

STRÖMUNGSINDUZIERTER SCHALL IN TURBOMASCHINEN -DIE ROTIERENDE INSTABILITÄT-

Ch. Beselt & D. Peitsch, Fachgebiet Luftfahrtantriebe, Institut für Luft- und Raumfahrt,
Technische Universität Berlin, Marchstr. 12-14, 10587 Berlin, Deutschland

B. Pardowitz & L. Enghardt, Abteilung Triebwerksakustik, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt,
Müller-Breslau-Str. 8, 10623 Berlin, Deutschland

Zusammenfassung

Bei der Auslegung eines Verdichters für Flugtriebwerke oder stationäre Gasturbinen wird derzeit noch ein großer Sicherheitsabstand zur Stabilitätsgrenze (20% stall margin) gefordert, um eine eventuelle Absenkung der Abreissgrenze z.B. durch unerwartete Einlaufstörungen sowie Spaltveränderungen aufzufangen. Eine genauere Kenntnis der Spalt- bzw. Spaltwirbelströmung würde ein enormes Entwicklungspotential beinhalten, weil schon während der Entwurfsphase eines Verdichters der zwingend erforderliche Pumpgrenzenabstand besser überprüft werden kann, bzw. das Stufendruckverhältnisse erhöht und Verluste reduziert werden können. Am Fachgebiet Luftfahrtantriebe der TU Berlin wurde zur Untersuchung rotierender Strukturen ein Verdichterringgitterkanal entworfen und gebaut. In frühere Forschungsarbeiten konnten daran erstmals Rotierende Instabilitäten (RI) in einem stehenden Ringgitter detektiert werden. Als Ursache dieser Rotierenden Instabilität wird in der Literatur das ausgeprägt instationäre Verhalten bzw. Aufplatzen des Spaltwirbels vermutet. Im Rahmen des DFG-Projektes „Strömungsinduzierter Schall in Turbomaschinen - Die Rotierende Instabilität“ wird dieses Thema aktuell wieder aufgegriffen, da der physikalische Entstehungsmechanismus und somit die Ausbildung der RI bislang noch nicht vollständig verstanden sind. Beteiligte Partner sind drei Fachgebiete der TU Berlin sowie das DLR mit der Berliner Abteilung Triebwerksakustik des Instituts für Antriebstechnik. Das Projekt deckt ein weites Spektrum an Untersuchungen ab: Experimentell sind instationäre Messverfahren in Hinsicht auf die Nahfeldstruktur (punktuell zeitaufgelöst für Geschwindigkeit und Druck und auch visuell flächig durch schnelle optische Verfahren) und das akustische und aerodynamische Fernfeldverhalten vorgesehen und analytisch wird mittels Modellbildung im Entstehungsgebiet und somit dem akustischen Quellbereich der RI ein vertieftes Verständnis gesucht. Beides wird mit hochwertigen numerischen Simulationsverfahren begleitet.

Die vorliegende Arbeit stellt das experimentelle Vorgehen vor. Sowohl die Anströmmachzahl wie auch der Anströmwinkel zum Verdichtergitter wurden variiert, um nachzuweisen, ob und inwiefern diese Parameter das Phänomen RI beeinflussen. Die Anström-Machzahl wurde dabei in einem Bereich zwischen $Ma = 0,2 - 0,6$ und der Anströmwinkel im Bereich von -8° bis 25° variiert. Die Detektierung der RI wurde mit wandbündig montierten instationären Drucksensoren in der Zu- und Abströmung des Verdichtergitters durchgeführt. Mit verschiedenen Verfahren der Signalverarbeitung konnten charakteristische Eigenschaften des Phänomens, z.B. die zeitliche Entwicklung, die Ausbreitung im Kanal und die azimuthale Schallfeldstruktur untersucht werden. Dabei wurde gezeigt, dass neben dem Quellmechanismus der RI die Geometrie des gesamten Prüfstandes einen deutlichen Einfluss auf die Schallabstrahlung des Verdichtergitters hat. Weiterhin wurden in ausgewählten Betriebspunkten, in denen die RI detektiert wurde, Untersuchungen der stationären An- und Abströmung des Verdichtergitters mittels Fünfflochsonden sowie Strömungsvisualisierung (Ölanstrichverfahren) durchgeführt. Neben den strömungsmechanischen werden auch die akustischen Eigenschaften des Ringgitterkanals, sowie die Auswirkung der RI auf die Entstehung von Breitbandlärm untersucht.

1 Einleitung

Laufräder in axialen Turboarbeitsmaschinen werden aus Gewichts-, Fertigungs-, Montage- und Kostengründen in der Regel ohne Deckband ausgeführt und besitzen somit einen Radialspalt. Bei der Auslegung von Axialverdichtern sollte der Radialspalt, aus Effizienz- und Stabilitätsgründen so klein wie möglich (gegen Null) gehalten werden. Diese Forderung ist für stationären Betrieb durchaus erfüllbar, nicht jedoch bei instationären Vorgängen. Daher muss zum Beispiel wegen unterschiedlicher thermischer Ausdehnung von Rotor und Gehäuse ein gewisser Sicherheitsabstand eingehalten werden.

Durch die Druckdifferenz zwischen der Druck- und der Saugseite einer Schaufel kommt es zu einer Ausgleichsströmung durch den Radialspalt. Diese Spaltströmung löst von der Schaufelspitze ab und interagiert beim Austritt aus

dem Spalt mit der Gehäusegrenzschicht und der Hauptströmung. Diese Interaktion führt dazu, dass er sich zu einem schlanken Wirbel aufrollt (Radialspaltwirbel). Der Ausgangspunkt der Wirbeltrajektorie ist dabei immer an der Saugspitze der Schaufel. Maßgebend für die Wirbelstärke des Radialspaltwirbels ist u. a. die Spaltweite und das Druckgefälle zwischen Druck- und Saugseite (die aerodynamische Belastung).

Eine Auswirkung des Radialspaltes ist ein verringerter Druckanstieg über die Schaufel, welcher aber bei einem optimalen Spalt ($< 1\%$ der Schaufelhöhe) durchaus in Kauf genommen wird. Denn ein optimaler Radialspalt kann den Wirkungsgrad einer Stufe erhöhen, indem der entstehende Radialspaltwirbel die Eckenablösung, und damit die Blockage verringert oder gar unterdrückt ([3], [20] & [8]).

Wird die Belastung der Schaufeln zu groß (z.B. bei geringer Durchflusskenngröße) schwimmt der Radialspaltwirbel

nicht mehr nach hinten durch die Passage ab, sondern breitet sich in Umfangsrichtung über die gesamte Passage aus. Dort kann sich dem Radialspaltwirbel, von *Kameier* [10] und *Kameier & Neise* [11] erstmals gezeigt, eine näherungsweise periodische Störung überlagern. Für dieses Phänomen wurde Ende der 90'er der Begriff „Rotierende Instabilität“ (RI) eingeführt, da diese Störung entgegen der Drehrichtung des Rotors von Schaufel zu Schaufel springt und somit relativ zum rotierenden oder stehenden Ringgitter umläuft. Dabei wird der sogenannte Blattspitzenwirbellärm erzeugt, der mit seinen Eigenschaften bisher jedoch noch nicht vollständig verstanden und oftmals am rotierenden System experimentell schwer zugänglich ist. Hier kann die im Rahmen dieses Projektes verwendete nicht-rotierende Konfiguration für neue Erkenntnisse sorgen.

Kurze Zeit später berichteten auch andere Autoren, wie *Mailach et. al* [12], [13] über eine periodisch instationäre Störung, die sowohl im Rotor als auch im Stator im Bereich des Gehäusespaltes kurz vor Erreichen der Stabilitätsgrenze auftritt. Sie vermuteten, dass bei steigender Schaufelbelastung der Radialspaltwirbel stärker wird und zur Schaufelspitze wandert. Durch den verringerten Impuls der Hauptströmung und der erhöhten Wirbelstärke breitet sich der Wirbel mehr in Umfangsrichtung aus und kollidiert mit der Druckseite der Nachbarschaufel. Durch den quer zur Hauptströmung liegenden Wirbel wird die Passage blockiert und die Strömung zur nächsten Schaufel umgelenkt, welche dadurch entlastet wird. An der entlasteten Schaufel entsteht ein schwacher Spaltwirbel, welcher durch die Passage nach hinten abschwimmt, ohne die nächste Schaufel zu beeinflussen, welche dadurch wieder einen starken Radialspaltwirbel generiert. Als Rotationsmechanismus vermuten sie, dass die starken Radialspaltwirbel ablösen, durch die Passage abschwimmen, dadurch die Blockage aufheben und sich somit an der nachfolgenden Schaufel ein starker Radialspaltwirbel ausbildet.

März et. al [14] untersuchten die Spaltströmung an einem Niedergeschwindigkeitsventilator bei unterschiedlichen Spaltweiten mit einem gehäuseseitigen Array aus instationären Drucksensoren. Sie fanden ein Gebiet niedrigen Druckes, welches von der Saugseite zur Druckseite der Nachbarschaufel wandert und als „Fußabdruck des Radialspaltwirbels“ interpretiert wurde. Auch Sie bestätigten, dass der Radialspaltwirbel der Hauptmechanismus für die RI ist. In aktuellen Arbeiten von *Schrapp* [18] [19], bezugnehmend auf die Arbeiten von *Furukawa* [2] und *Inoue* [7], wird der Zerfall des Radialspaltwirbels als Ursache für die RI vermutet. Dabei blockiert der Zusammenbruch des Spaltwirbels die Passage und leitet die ankommende Hauptströmung in die nächste Passage um. Als Konsequenz daraus entsteht ebenfalls, wie zuvor beschrieben, eine umlaufende Störung. Die RI wird also als periodische Oszillation des Zerfallpunktes des Radialspaltwirbels interpretiert, wobei die Ursache für die charakteristische Frequenz der RI die Rotationsfrequenz des Radialspaltwirbels vermutet wird. Schon *Mailach* hat einen ähnlichen Mechanismus für die Rotation der Störung vermutet. Die Untersuchungen von *Schrapp* wurden sowohl an einer linearen Kaskade als auch an einem einstufigen Verdichter durchgeführt.

Allen Untersuchungen von *Kameier* [10] [11], *Mailach* [12] [13], *März* [14], *Inoue* [7], *Nishioka* [16] [17] und *Schrapp* [18] [19] gemein sind die charakteristischen Phänomene, welche im Zusammenhang mit der RI stehen. Neben einer

allgemein erhöhten Schallabstrahlung, ist eine breitbandige Amplitudenüberhöhung mit einer Kammstruktur und einer festen Differenzfrequenz Δf der Frequenzspitzen, sowie ein linearer Phasengang im Frequenzbereich der Kammstruktur zwischen zwei umfangsversetzten Sensoren zu erkennen. Weiterhin stellte sich in den Untersuchungen heraus, dass sich die RI mit 40% – 60% der Rotordrehzahl entgegen der Rotordrehrichtung bewegt und aufgrund seiner Interaktion mit Lauf- und Leiträd maßgeblich für die verstärkte Lärmabstrahlung der gesamten Verdichterstufe verantwortlich ist.

Für die in diesem Paper vorgestellte Arbeit zum Phänomen der Rotierenden Instabilität besonders bedeutsam ist, dass diese Instabilität auch an einem Statorgitter mit Nabenspalt an den Schaufeln, vergleichbar mit dem prinzipiellen Aufbau einer verstellbaren Statorstufe eines mehrstufigen Kompressors, nachgewiesen werden konnte. Für eine Übertragbarkeit der Ergebnisse von einem stehenden auf ein rotierendes Gitter, muss das Kriterium nach *Chen* erfüllt sein [24].

$$(1) \quad C_{Chen} = \frac{s}{l_c} \sqrt{Re} \geq 2.3$$

Dieses Kriterium gibt an, für welche Parameterbereiche der Spaltweite s , Sehnenlänge l_c und der Reynoldszahl Re die durch die Schubspannung induzierte Geschwindigkeit im Spalt, hervorgerufen durch eine Relativbewegung des Rotors zur Gehäusewand, vernachlässigbar gegenüber der durch den Druckgradienten zwischen Druck- und Saugseite der Schaufel induzierten Geschwindigkeit ist. Für den Grenzfall $C_{Chen} = 2,3$ hat die durch den Druckgradienten induzierte Geschwindigkeit im Spalt den zehnfachen Wert, der durch die Schubspannung induzierten Geschwindigkeit. *Weidenfeller et. al* [25] [26] identifizierte die RI an einem stehenden Ringgitter der Universität Kassel und *Ulbricht* [24] am Hochgeschwindigkeits-Ringgitterkanal der TU Berlin bei einem Nabenspalt von 3% der Schaufelhöhe. *Weidenfeller und Lawrenze* [26] diskutierten einen akustischen Kopplungsmechanismus zwischen der Wirbelablösung am Kopfspalt und einer akustischen Umfangsmode in der Messstrecke als Ursache für die RI.

Hah et al. [4] haben nachgewiesen, dass die RI ein Multipassagen Phänomen ist und eine charakteristische Wellenlänge von ca. zwei Schaufelteilungen besitzt (*Holste et al.* [5]). Der exakte Entstehungsmechanismus der RI ist bis heute noch nicht ausreichend geklärt. Eine der aktuellsten Arbeiten auf dem Gebiet der RI von *Nishioka* [15] zeigt, dass zum vollständigen Verständnis der RI noch einiges getan werden muss. Es ist zwar mittlerweile klar, dass die RI durch eine Interaktion der Hauptströmung, der rückströmenden Spaltströmung und der rückströmenden Wandströmung von der Schaufelhinterkante entsteht. Allerdings ist noch unklar, welche genauen Mechanismen und Auswirkungen auf die Breitbandlärmentstehung von Turbomaschinenkomponenten durch diese Interaktion hervorgerufen werden.

Mit einem besseren Verständnis der RI kann im späteren Anwendungsfall ein sicherer Betrieb und aufgrund des besser kalkulierbaren Sicherheitsabstandes zur Stabilitätsgrenze eine erhöhte Effektivität der gesamten Turbomaschine erreicht werden. Aus akustischer Sicht könnte zukünftig schon beim akustischen Design neuer Rotor-Stator-Stufen unter Berücksichtigung der RI als breitbandige Schallquelle

insgesamt ein Beitrag zur Lärmreduktion moderner Turbomaschinen geleistet werden.

2 Projekthinhalte

Das hier vorgestellte Verbundprojekt befasst sich mit dem Phänomen der Rotierenden Instabilität (RI) in Turbomaschinengittern aus einer gesamtheitlich orientierten Perspektive. Neben der Klärung von strömungsmechanischen Phänomenen steht ebenso die Untersuchung der Interaktion zwischen instationärer Störung und Akustik im Fokus. Die RI darf dabei keinesfalls mit Rotierender Ablösung verwechselt werden. Die Rotierende Ablösung stellt, im Gegensatz zur Rotierenden Instabilität, die Grenze des stabilen Arbeitsbereiches einer Turbomaschine dar, welche dann nur mit deutlichen Hystereseeffekten in den stabilen Arbeitsbereich zurückgeführt werden kann. Die RI dagegen tritt zwar auch bei hohen Belastungen auf, beschreibt jedoch ein lokales Instabilitätsphänomen, welches global gesehen stabil im jeweiligen Arbeitsbereich ist. Bei der Rückführung der Maschine in einen ungestörten Betriebspunkt treten dabei keine Hystereseeffekte auf, was das Phänomen der RI im Experiment sehr gut reproduzierbar macht.

Die Untersuchung des Phänomens der RI ist in mehrfacher Hinsicht von Bedeutung. Das Verständnis der RI kann einen Beitrag zur Steigerung der Stabilität der Maschine in Bereichen hoher Leistungen erbringen und damit eine Steigerung des Wirkungsgrades ermöglichen. Weiterhin ist es denkbar, dass die RI als Indikator für einsetzende Rotierende Ablösung eingesetzt werden kann, da sie charakteristisch im Bereich der Stabilitätsgrenze auftritt. Neben der Bedeutung für die Strömungsmechanik in einer Turbomaschine beeinflusst die RI auch maßgeblich die breitbandige Schallentstehung. Im schlimmsten Fall können die Frequenzen der RI die strukturellen Eigenfrequenzen der Beschaukelung treffen und somit die Gefahr eines Schaufelbruchs oder anderer struktureller Schäden erhöhen.

Für die Erforschung der RI in Verbindung mit der akustischen Anregung werden folgende Fragen im Rahmen dieses Projektes adressiert:

- Wie sieht die strömungsmechanische Umfangskopplung aus? Welcher Mechanismus sorgt für das Umlaufen des Phänomens?
- Treten Ablösungen an den Schaufeln und/oder der Nabe auf, und in welcher Weise beeinflussen sie die Gitterstabilität und die RI?
- Welche Auswirkungen hat der Blattspitzenwirbellärm und in welcher Beziehung steht er zu den RI? Welche akustischen Moden werden angeregt?
- Wie stellt sich die akustische Kopplung von Nah- und Fernfeld dar und welche ausbreitungsfähigen Moden werden angeregt?
- Wo liegen die akustischen Quellen und wie werden sie angeregt?
- Existiert eine Kopplung zwischen strömungsmechanischer Anregung durch die Blattspitzenwirbel und akustischer Anregung? Bei welchen Moden tritt sie auf und wie sind die Konsequenzen für die RI?

2.1 Einfluss des Spaltwirbels auf die RI

In diesem Teilprojekt werden vom Fachgebiet Luftfahrtantriebe der TU Berlin Strömungsuntersuchungen an einem stehenden Ringgitter durchgeführt. Als Hauptziel soll das Verständnis der Spaltströmung und der mit ihr verbundenen Instabilitäten bei hohen Schaufelbelastungen und realistischen Mach- und Reynoldszahlen verbessert werden. Im Detail soll geklärt werden:

- Welche Mechanismen führen zum Phänomen der RI und unter welchen aerodynamischen Randbedingungen tritt sie auf?
- Welchen Einfluss haben die Machzahl und die Reynoldszahl auf das Auftreten und auf die charakteristischen Merkmale der RI.

Um dies zu erreichen wird die Störung im Verdichtergitter mittels piezoresistiver Druckmesstechnik und Hitzdrahtanemometrie detailliert untersucht. Die instationären Druckmessungen werden vor und hinter dem Verdichtergitter sowohl an der Nabe als auch am Gehäuse durchgeführt und sollen Aufschluss über mögliche Umfangskopplungen und Rotationsmechanismen geben. Weiterhin wird eine komplette Passage des Verdichtergitters im Nabenbereich mit instationären Drucksensoren ausgestattet werden, um das zeitliche Verhalten des Radialspaltwirbels hochaufgelöst zu untersuchen. Durch Nachlaufmessungen und zeitgleiche Hitzdrahtmessungen in zwei benachbarten Schaufelkanälen können instationäre Änderungen der Spaltströmung detektiert werden und so Rückschlüsse auf die Entwicklung des Radialspaltwirbels gewonnen werden. Die stationäre Vermessung der Zu- und Abströmung des Verdichtergitters mittels Fünflochsonden, sowie Strömungsvisualisierung mittels Ölanstrichverfahren tragen zur Modellbildung der RI bei und runden das geplante Messvorhaben ab.

In späteren Projektschritten wird eine schnelle optische Messtechnik eingesetzt (PIV), die die Erkenntnisse aus strömungsmechanischer Sicht vervollständigt. Damit existiert eine Gesamtbeschreibung des Strömungsfeldes aus experimentellen Daten, die zur späteren Validierung von durchgeführten CFD Berechnungen herangezogen werden kann.

2.2 Schallentstehung an einem stehenden Ringgitter mit drallbehafteter Zuströmung

Im Rahmen des hier vorgestellten Projektes werden seitens des DLR Mikrofonmessungen an verschiedenen Positionen im Prüfstand durchgeführt, mit dem Ziel folgende Fragestellungen zu beantworten:

- Welche akustischen Eigenschaften (Frequenzbereich, Umlaufgeschwindigkeit, zeitliche Entwicklung und azimuthale Struktur) lassen sich eindeutig dem Phänomen RI zuordnen?
- Welchen Einfluss hat die Peripherie des gesamten Prüfstandes (siehe Abschnitt 3.2) auf die akustischen Messungen?
- Ist die Geometrie der verschiedenen Einbauteile und Kanalsektionen für charakteristische akustische Eigenschaften verantwortlich, unabhängig von den einzelnen Quellmechanismen am Verdichtergitter?

Zur besseren Separation der durch die RI verursachten Anteile im Schallfeld, werden weitere zur Breitbandlärm-anregung beitragende Quellmechanismen analysiert und als Grundlage zur späteren Validierung eines analytischen Modells genutzt. Zusätzlich wird mit zeitsynchronen Messungen in unterschiedlichen Kanalabschnitten der Einfluss von Transmissions- und Reflexionseigenschaften der 3D-Schaufelkaskaden auf die verschiedenen Quellmechanismen abgeschätzt.

Zur Klärung vorstehender Fragestellungen wird der frequenzabhängige azimuthale, radiale und axiale Schalldruckverlauf und damit die modale Schallausbreitung in den vermessenen Kanalsektionen, abhängig von den verschiedenen Betriebszuständen des Prüfstandes mit Hilfe von stromab und stromauf des Verdichtergitters platzierten Mikrofonaarrays vermessen und interpretiert.

3 Versuchseinrichtung

Im folgenden Abschnitt wird auf die in diesem Projekt verwendete Versuchsanlage (Ringgitterkanal) am Fachgebiet Luftfahrtantriebe der TU Berlin eingegangen. Sie wurde im Zuge der Arbeiten von Ulbricht [23] [24] entworfen und gebaut, um instationäre Strömungsmuster in Verdichtergittern zu untersuchen. Ein besonderes Interesse lag dabei auf der Untersuchung von rotierenden, aerodynamisch erzeugten Strukturen und deren akustischen Auswirkungen.

3.1 Druckluftanlage

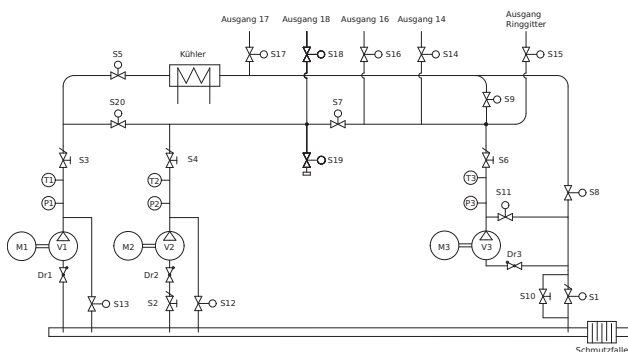


BILD 1: Schaltbild der Druckluftanlage

Für den Betrieb des Ringgitterkanals steht eine Druckluftanlage bestehend aus drei Radialverdichtern zur Verfügung (BILD 1). Jeder dieser Radialverdichter liefert einen Massenstrom von je $\dot{m} = 1,5 \text{ kg/s}$ bei einem Druckverhältnis von $\Pi = 2$. Das Einstellen des Massenstroms geschieht über die Vordrallgitter der einzelnen Radialverdichter. Werden alle drei Verdichter parallel geschaltet, ist somit ein maximaler Massenstrom von $\dot{m}_{max} = 4,5 \text{ kg/s}$ bei einem Druckverhältnis von $\Pi = 2$ möglich. Wird ein höherer Druck benötigt, können auch zwei Verdichter parallel und der dritte in Reihe dahinter geschaltet werden. Mit dieser Konfiguration sinkt der Massenstrom zwar auf $\dot{m}_{max} = 3 \text{ kg/s}$ aber es wird ein Druckverhältnis $\Pi = 4$ erreicht.

Durch einen Wärmetauscher kann das Fluid aus den Verdichtern 1 und 2 auf ca. $T_t = 293 \text{ K}$ herunter gekühlt werden. Das Fluid aus dem dritten Verdichter kann nicht durch

den Wärmetauscher geleitet werden, wodurch sich hier eine Fluidtemperatur von $T_t \approx 373 \text{ K}$ einstellt. Bei Versuchen mit allen drei Verdichtern ergibt sich somit eine Fluidtemperatur von $T_t \approx 328 \text{ K}$.

3.2 Ringgitterkanal

Der hier vorgestellte Ringgitterkanal besitzt einen ringförmigen Strömungskanal, mit einem Innendurchmesser von $D_i = 172 \text{ mm}$ und einem Aussendurchmesser von $D_a = 240 \text{ mm}$, der durch eine zylindrische Naben- und Gehäusekontur, gebildet wird. Der Kanal besteht aus drei hintereinander geschalteten Schaufelgittern, einem Vordrallgitter (DG), einem Verdichtergitter (VG) und einem Drosselgitter. Die Anordnung sowie die Abstände der einzelnen Gitter können aufgrund der modularen Bauweise des Kanals variiert werden. Alle drei Gitter bestehen aus je 20 prismatischen Schaufeln, was einem Teilungsverhältnis von $\Delta\phi = 18^\circ$ entspricht. Die Schaufeln sind drehbar gelagert, sodass verschiedene Staffelungswinkel und Umlenkungen miteinander kombiniert werden können. Die Schaufeln des Vordrall- und des Verdichtergitters sind profiliert, während die Schaufeln des Drosselgitters aus unprofilierten Metallplatten bestehen. Bild 2 zeigt einen Querschnitt durch den Ringgitterkanal und darunter die prinzipielle Durchströmung der Schaufelreihen. Die Profile sind dabei mit Blick vom Gehäuse zur Nabe hin abgewinkelt.

Für das vorgestellte Projekt ist das Vordrallgitter 200 mm stromauf des Verdichtergitters angeordnet. Es ist als Turbinengitter ausgelegt, lenkt die ankommende achsparallele Strömung um und beschleunigt diese. Auslegungskriterium für das Turbinenprofil war eine Umlenkung der Strömung über einen großen Winkelbereich mit so wenig Verlusten wie möglich. Der Staffelungswinkel des Vordrallgitters kann im Bereich von $\gamma = 27^\circ - 60^\circ$ variiert werden. In Tabelle 1 sind noch einmal alle Daten des Vordrallgitters nach Ulbricht [24] aufgeführt.

Vordrallschaufeln:

Sehnenlänge:	34 mm
Verhältnis Höhe zu Sehnenlänge:	1
Maximale Dicke:	3 mm
Nabenspaltverhältnis:	ca. 3 %
Staffelungswinkel (AP):	$31,4^\circ$
Abströmwinkel (AP):	45°
Schaufelzahl:	20

TAB 1: Datenblatt der Vordrallschaufeln

Im nachfolgenden Verdichtergitter wird die Strömung wieder verzögert und zurück in axiale Richtung gelenkt. Somit entsteht mit Hilfe dieses Aufbaus eine Relativströmung an den Verdichterschaufeln, die grundlegend den aerodynamischen Verhältnissen an einem realen Rotor eines Axialverdichters entspricht, soweit diese im drehenden Relativsystem betrachtet wird. Das Verdichtergitter besitzt einen Radialspalt von ca. 1 mm , was 3% der Schaufelhöhe entspricht. Der wesentliche Unterschied der Strömungseigenschaften innerhalb der einzelnen Passagen zu einem realen Verdichter ist der innenliegende Nabenspalt, im Gegensatz zu dem

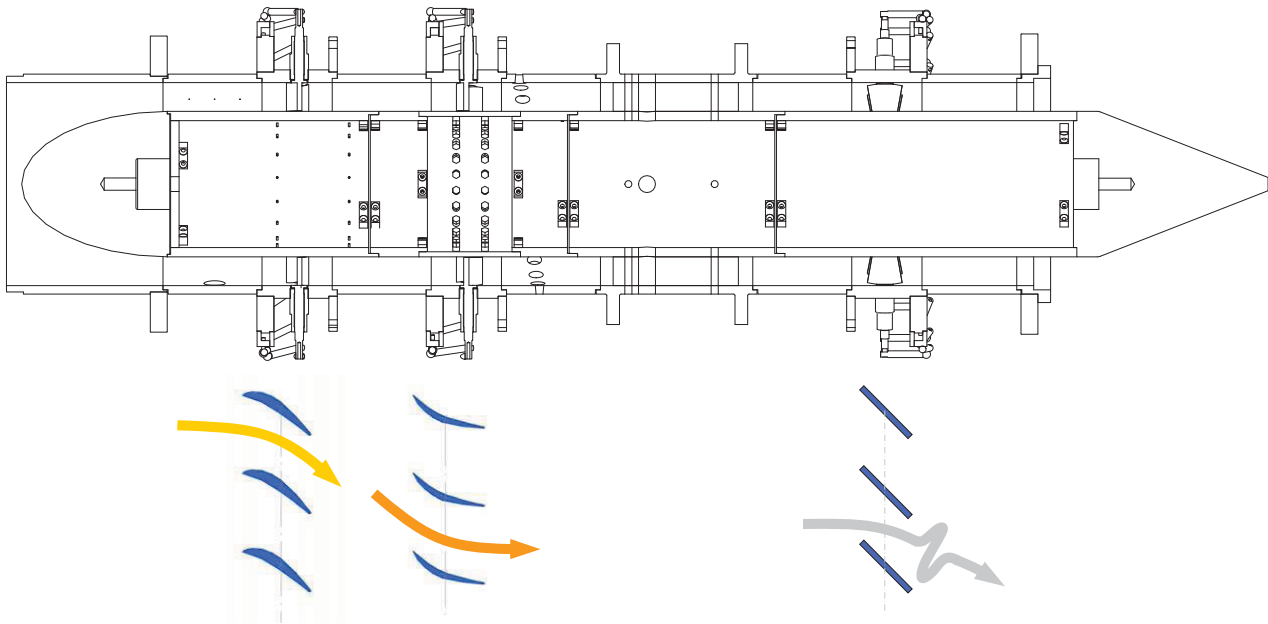


BILD 2: Querschnitt durch Ringgitterkanal und prinzipielle Durchströmung der Schaufelpassagen

üblicherweise existierenden Kopfspalt an der Gehäuseausenwand. Der vorhandene Aufbau der Verdichterbeschaukelung entspricht damit eher einer realen Statorstufe eines z.B. mehrstufigen Verdichters mit verstellbaren Statoren. Dieser Aufbau ermöglicht aufgrund der nicht-rotierenden Teile eine einfache Zugänglichkeit für aerodynamische und akustische Messtechnik z.B. auch innerhalb der Schaufelpassagen. Bei prinzipieller Vergleichbarkeit des Aufbaus mit realen Verdichterstufen können also stationäre und instationäre Strömungsphänomene detailliert untersucht werden und so ein besseres Verständnis der RI, damit verbundener akustische Resonanzen in Verdichteranlagen und der Breitbandlärmmentstehung in Verdichtergittern erarbeitet werden. Die Auslegung der Verdichter- und Turbinenschaufeln wurde in Ulbricht [23] [24] mit dem Profilgenerator JC 14 (Rolls-Royce) und anschließend dem Iterationsprozess mit einem Potential- und einem Euler-Verfahren unter Berücksichtigung der Verdrängungsdicke der Grenzschicht durchgeführt. Die so gewonnene Geometrie ähnelt prinzipiell dem „Controlled diffusion design“. Die Mach-, Reynolds- und Geometrieähnlichkeit zu existierenden Verdichtern ist laut Ulbricht [24] gegeben. Ergebnisse einer Mises-1.4 Rechnung, in Ulbricht [23] [24], haben ergeben, dass das Profil im Auslegungspunkt eine laminare Grenzschicht mit einer Lauflänge von $x/l_c \approx 0,5$ besitzt. Ab etwa einer Lauflänge von $x/l_c \approx 0,5$ bildet sich eine laminare Ablöseblase aus, die anschließend turbulent wieder anlegt. Mit steigender Schaufelbelastung wandert die Ablöseblase stromauf, wird kleiner und verschwindet. Schließlich löst die Strömung bei $x/l_c = 0,5$ turbulent ab. Wird das Verdichterprofil entlastet, löst die Strömung ab einem bestimmten kritischen Winkel an der Vorderkante ab. Tabelle 2 zeigt die Daten der Verdichterbeschaukelung nach Ulbricht [24]. Vor und hinter dem Verdichtergitter kann die Zu- und Abströmung durch drehbare Gehäuseringe über 10 Teilungen vermessen werden. Alle Gehäuse- und Nabensegmente können im Bereich des Messgitters aufgrund des modularen Aufbaues

flexibel ausgetauscht werden. Somit es es möglich, am Gehäuse anstelle der traversierbaren Strömungssonden, z.B. einzelne oder im Array angeordnete instationären Drucksensoren oder Mikrofone vor oder hinter dem Messgitter zu platzieren.

Verdichterschaufeln:

Sehnenlänge:	34 mm
Verhältnis Höhe zu Sehnenlänge:	1
Maximale Dicke:	2,7 mm
Nabenspaltverhältnis:	ca. 3 %
Staffelungswinkel (AP):	25°
Umlenkung (AP):	30°
Schaufelzahl:	20

TAB 2: Datenblatt der Verdichterschaufeln

Mit austauschbaren Segmenten in der Nabe können ebenfalls verschiedene Arrays von Drucksensoren oder Mikrofonen vor oder hinter dem Verdichtergitter oder in einzelnen Passagen des Gitters platziert werden. Weiterhin können durch optische Zugänge (Gehäuse) laseroptische Messverfahren eingesetzt werden, um die Strömung in den Verdichterpässagen zu vermessen.

Hinter dem Verdichtergitter folgen in einem Abstand von 180 mm vier Streben, die das gesamte Gehäuse von der Nabe abstützen. Weitere 250 mm hinter den Streben befindet sich die Drossel, mit der der Innendruck im Ringgitterkanal reguliert und so die Reynoldszahl bei gleicher Anströmmachzahl auf das Verdichtergitter um bis zu 200000 angehoben werden kann. Für eine Anströmmachzahl von $Ma = 0,4$ bedeutet dies, dass Messungen bei Reynoldszahlen zwischen $Re = 250000 - 450000$ möglich sind. Weitere Daten des Teststandes können Tabelle 3 entnommen werden.

Die Schaufelachsen des Vordrallgitters und des Drosselgitters liegen parallel dazu an den gleichen 20 azimuthalen Positionen.

Diffusor:

Länge:	1800 mm
Eintrittsdurchmesser:	355 mm
Austrittsdurchmesser:	1060 mm

Beruhigungskammer:

Länge:	1370 mm
Durchmesser:	1060 mm

Düse:

Eintrittsdurchmesser:	1060 mm
Austrittsdurchmesser:	240 mm

Messstrecke:

Länge:	2000 mm
Aussendurchmesser:	240 mm
Innendurchmesser:	172 mm
Ringfläche:	22004 mm ²
max. Druckverhältnis:	4
max. Massenstrom:	4,5 kg/s
Totaltemperatur:	293-333 K
Anströmmachzahl (VG):	0,2-0,6
Reynoldszahl (VG):	150000-700000

TAB 3: Datenblatt Ringgitterkanal

3.3 Messtechnik

3.3.1 Strömungsmesstechnik

Die Aufnahme und Speicherung der aerodynamischen Messdaten sowohl bei Versuchen an der Messstrecke, als auch beim Kalibrieren der Strömungssonden und der Druckaufnehmer wurde mit Hilfe von zwei zentralen Messrechnern durchgeführt. Je nach angewandter Messtechnik werden die Daten entweder über eine *NI PCI 6229*-Messkarte der Firma *National Instruments* oder über eine *Dewe-Orion-1624-200*-Messkarte aufgezeichnet. Bis auf die Signale der Hitzdrahtanemometrie werden alle Messsignale über einen Messverstärker *Dewe-50-PCI-32* der Firma *Dewetron* verstärkt und anschließend über die Messkarte an den Messrechner weiter gegeben. Für die Hitzdrahtanemometrie wird ein *IFA 300* Anemometer der Firma *TSI* verwendet, welches einen eigenen internen Messverstärker besitzt.

Um die jeweiligen Betriebspunkte am Ringgitterkanal einzustellen, werden vor und hinter dem Vordrallgitter die statischen Drücke, über um den Umfang verteilte Wanddruckbohrungen, sowie in der Beruhigungskammer der Totaldruck und die Totaltemperatur ermittelt. Aus diesen Größen wird dann die Mach- und Reynoldszahl der Anströmung ermittelt. Das stationäre dreidimensionale Strömungsfeld der An- und Abströmung des Verdichtergitters wird mit Hilfe von pneumatischen Fünflochsonden vermessen. Die Ergebnisse dieser Messungen können später mit den Ergebnissen der High-Speed-PIV Untersuchungen eines weiteren Projektpartners verglichen und validiert werden.

Für die Untersuchung der instationären An- und Abströmung kommen X-Drähte oder Dreidrähte (Hitzdrahtanemometrie) zum Einsatz. Mit ihrer Hilfe können die richtungsabhängigen Schwankungsgrößen direkt in der Verdichterpassage und im Nachlauf ermittelt werden.

Um die Fünflochsonden und Hitzdrähte in kurzer Zeit kalibrieren zu können, wurde eine vollautomatische Kalibrier-vorrichtung entworfen und gebaut (*Brück* [1]).

Zur Erfassung der instationären Druckschwankungen an den Seitenwänden stehen 10 temperaturkompensierte Miniaturdruckaufnehmer vom Typ 8510C-15 der Firma *Endevco* und 64 temperaturkompensierte Miniaturdruckaufnehmer XCS-062 der Firma *Kulite* zur Verfügung. Die Druckaufnehmer der Firma *Endevco* können variabel an verschiedenen Messpositionen an Nabe oder Gehäuse sowohl vor als auch hinter dem Messgitter umfangsversetzt platziert werden. Für die Bestimmung der Kopplungs- und der Ausbreitungsmechanismen der RI wurde ein Nabenarray angefertigt, welches 60 (30 + 30) Sensoren aufnehmen kann. Dabei befindet sich die erste Sensorebene direkt an der Schaufelvorder- und die zweite an der Schaufelhinterkante. Der kleinste Winkelabstand der Sensoren zueinander beträgt dabei an der Nabe 8° und am Gehäuse sogar nur 3,6°. In Bild 3 ist das Nabenarray (links) und das Gehäusearray (rechts) für *Endevco*-Druckaufnehmer dargestellt.

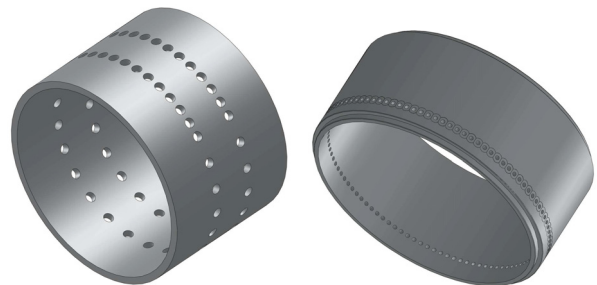


BILD 3: Positionen instationären *Endevco*-Miniaturdruckaufnehmer um den Umfang verteilt

Mit dem Nabenarray ergeben sich aufgrund der kleinen Teilung von $\Delta\phi = 8^\circ$, im Gegensatz zu $\Delta\phi = 18^\circ$ für die Schaufeln, 9 sich wiederholende Relativpositionen ($0^\circ, 2^\circ, 4^\circ, 6^\circ, 8^\circ, 10^\circ, 12^\circ, 14^\circ, 16^\circ$,) innerhalb einer Passage. Somit kann mit der Annahme einer über alle Passagen gleich verteilten Strömung der Druckverlauf am Eintritt und am Austritt einer Schaufelpassage beschrieben werden. Mit den 64 Drucksensoren der Firma *Kulite* wird ein Array aufgebaut, welches eine komplette Verdichterpassage instationär vermessen kann (Bild 4). Das Array besitzt 7 äquidistant verteilte Sensoren in azimuthaler Richtung und 9 Sensoren in axialer Richtung beginnend an der Schaufelvorderkante bis zur Schaufelhinterkante.

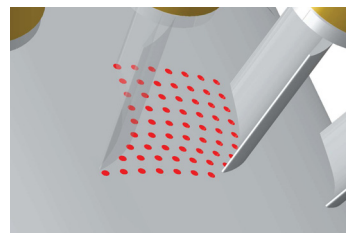


BILD 4: Passagenarray der *Kulite*-Druckaufnehmer einer vollen Schaufelpassage

Für die Auswertung werden die Messdaten der instationären Drucksensoren vom Zeit- in den Frequenzbereich überführt, da der Interpretation der instationären Signale im Zeitbereich, aufgrund der Überlagerung von Störsignalen und Rauschen, Grenzen gesetzt sind. Die Signale werden mit Hilfe der diskreten Fourier-Transformation in den Frequenzbereich überführt und anschließend z.B. auf periodische Vorgänge bzw. dominante Frequenzen hin untersucht. Weiterhin kommen statistische Auswertungsmethoden zur Bestimmung des instationären Strömungsfeldes zum Einsatz.

3.3.2 Akustische Messtechnik

Zur Bearbeitung der akustischen Fragestellungen wurden prinzipiell zwei Mikrofonanordnungen entwickelt. Zum Einen werden Mikrofone im Gehäuse an der Aussenwand platziert, um das abgestrahlte Schallfeld mittels Modenanalysen zu untersuchen. Im Weiteren werden Mikrofone am Nabenkörper eingesetzt, um eine Schallfeldanalyse im Nahfeld zu ermöglichen und damit eine Quelllokalisierung durchzuführen. Zum Einsatz kommen 1/4" G.R.A.S.-Mikrofone vom Typ 40BP-S und eine Datenerfassungsanlage mit maximal 256 Kanälen bei einer Samplingrate bis zu 96 kHz. Bauraumbedingt werden an der Gehäuseaussenwand maximal 30 Mikrofone angebracht. Mit bis zu 90 Mikrofonen kann das Schallfeld zeitsynchron in unterschiedlichen Kanalsektionen, z.B. vor und hinter dem Verdichtergitter vermessen werden. Das Array am Nabenkörper besteht aus insgesamt 56 (28 + 28) äquidistant verteilten Mikrofonpositionen in zwei axialen Messebenen. Die maximale Anzahl von 28 Mikrofonen und der erhöhte Axialabstand resultiert aus verschärften Bauraumbeschränkungen an der Nabe. Das Nabenmodul kann an sechs verschiedenen axialen Positionen und somit unterschiedlichen Abständen zum Verdichtergitter und in unterschiedlichen Kanalsektionen montiert werden. Eine Veranschaulichung der entwickelten Mikrofonanordnungen in Relation zu den Abmaßen des Verdichtergitters, ist in Bild 5 dargestellt. Der Ausschnitt zeigt zwei Passagen des Verdichtergitters in Strömungsrichtung sowie die wandbündigen Positionen der Mikrofone am Gehäuse (orange) und der Nabe (rot). Durch die unterschiedlichen Teilungsverhältnisse entstehen

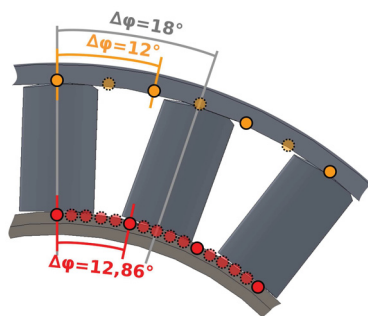


BILD 5: Mikrofonanordnung an der Nabe und am Gehäuse

verschiedene Relativpositionen innerhalb der Schaufelpassagen (jeweils gestrichelt markiert). Für die Gehäusemikrofone ergeben sich mit einem geraden Teilungsverhältnis (20 Schaufeln zu 30 Mikrofonen) drei wiederkehrende Relativ-

positionen innerhalb einer Passage. An der Nabe erzeugt das ungerade Teilungsverhältnis mit 28 Mikrofonen sieben wiederkehrende Relativpositionen und kann somit bei Annahme eines zeitlich begrenzt stabilen Phänomens, für die detaillierte Darstellung des umlaufenden Druckfeldes innerhalb einer Passage genutzt werden.

Grundlegend kann das Schallfeld in einem zylindrischen Strömungskanal anhand unendlich vieler überlagerter Moden beschrieben werden. Mit vereinfachten Annahmen von inkompressibler und isentroper Strömung, konstantem axialen Strömungsprofil und konstanter statischer Temperatur und Dichte, existiert eine harmonische Lösung der Wellengleichung nach *Tyler & Sofrin* [22]. Für Frequenzen f größer als die Cut-On Frequenz einer zugehörigen m -ten azimuthalen und n -ten radialen Mode ist diese im Strömungskanal ausbreitungsfähig.

Im ersten Schritt werden die Mikrofonensignale im Zeitbereich, z.B. in Form von Kreuzkorrelationen, und im Frequenzbereich z.B. in Form von Autoleistungs- und Kreuzleistungsspektren, analysiert. Mit weitergehenden Auswertungsmethoden kann der Schalldruckverlauf im Strömungskanal detaillierter beschrieben werden, um damit eine Interpretation der gemessenen Daten hinsichtlich der Phänomene RI, der allgemeinen Breitbandlärmstehung und den kanalspezifischen Resonanzen zu ermöglichen. Für die Untersuchung der azimuthalen Struktur des Schallfeldes bietet sich eine Azimutalmodenanalyse an, vereinfacht wird dabei das Schallfeld in einer axialen Messebene in Azimutalmoden nach *Holste et al.* [6] zerlegt.

Mit 30 äquidistant über den Umfang verteilten Mikrofonen, lassen sich Azimutalmodenordnungen bis $\pm m = 14$ eindeutig bestimmen. Mit dem gering gewählten Abstand der Mikrofonanordnungen zum Verdichtergitter und den vorrangig dort lokalisierten Schallquellen, ist die Vermutung berechtigt, dass sich in diesen Messebenen auch nicht ausbreitungsfähige Moden detektieren lassen. Für die Anordnung der Mikrofone am Gehäuse wurde eine Abschätzung der Analysegenauigkeit nach *Tapken et al.* [21] für tonale Schallfeldkomponenten durchgeführt. Als Ergebnis dieser Voruntersuchung lässt sich zusammenfassen, dass für Modenamplituden in einem Frequenzbereich bis zu $3,5 \text{ kHz}$ eine ausreichende Analysegenauigkeit gegeben ist. Aufgrund der Übereinstimmung in wesentlichen Punkten mit dem Verfahren nach *Jürgens et al.* [9] lässt sich diese Aussage auch für eine Untersuchung der Breitbandmodenamplituden übertragen.

4 Voruntersuchungen

4.1 Aerodynamische Voruntersuchungen

In Vorbereitung auf die zukünftig geplanten instationären Messungen, wurde zunächst das stationäre Strömungsfeld in der Zu- und Abströmung auf das Verdichtergitter mittels Fünflochsonden vermessen. Die Ergebnisse im Auslegungspunkt sind in Bild 6 und in Bild 8 als Machzahlverteilung mit zugehörigen Strömungsvektoren dargestellt. Dabei ist zu beachten, dass bei der Darstellung der Richtungsvektoren der mittlere Anströmwinkel $\alpha_M = 44,2^\circ$ bzw. der mittlere Abströmwinkel $\beta_M = 16,9^\circ$ im Mittelschnitt von der Strömung abgezogen wurde, um die Relativströmungen sichtbar zu machen.

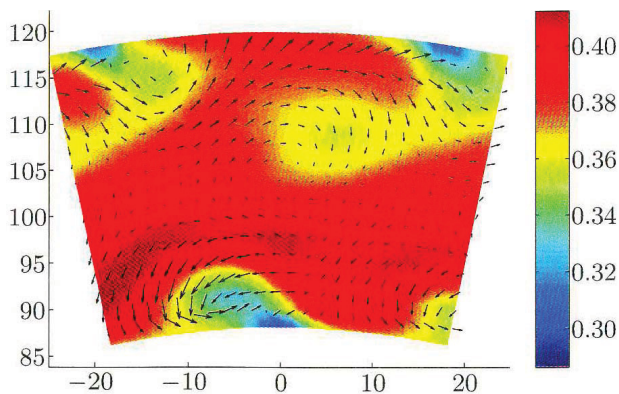


BILD 6: Anströmung auf das Verdichtergitter im AP ($\gamma = 31,4^\circ$) bei $Ma = 0,4$

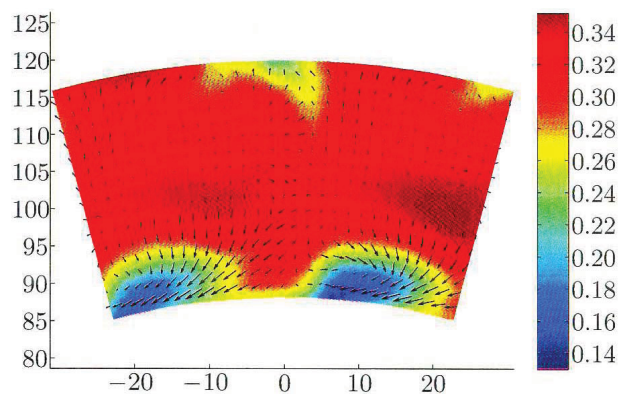


BILD 8: Abströmung des Verdichtergitters im AP ($\gamma = 31,4^\circ$) bei einer Anströmung von $Ma = 0,4$

Die Messebene der Anströmung liegt 65 mm vor dem Drehpunkt der Verdichterschaufeln und 135 mm hinter dem Drehpunkt der Vordrallschaufeln und umspannt einen Azimutwinkel von $\phi = 25^\circ$. Es wurde also mehr als eine Schaufelteilung vermessen wurde. Die Messebene der Abströmung befindet sich 60 mm hinter dem Drehpunkt der Verdichterschaufeln und umspannt einen Azimutwinkel von $\phi = 30^\circ$.

In beiden Abbildungen sind sowohl an der Nabe, als auch am Gehäuse Wirbelstrukturen aufgrund des nabenseitigen Radialspaltes (Radialspaltwirbel) und der gehäuseseitigen Eckenwirbel zu erkennen. Es wird deutlich, dass das Verdichtergitter noch keine vollständig ausgemischte Anströmung besitzt. In Betriebspunkten mit RI ist die Anströmung, aufgrund der größeren Umfangskomponente der Anströmung und der damit verbundenen längeren Lauflänge der Strömung, wie in Bild 7 zu erkennen deutlich besser ausgemischt, was vermuten lässt, dass die RI nicht von den Strukturen in der Anströmung ausgelöst wird.

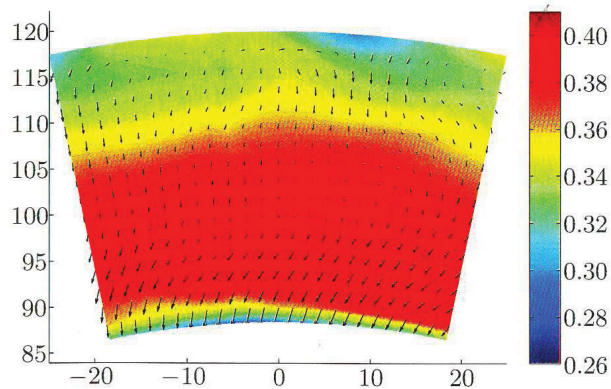


BILD 7: Anströmung auf das Verdichtergitter in einem Betriebspunkt mit RI

In der Abströmung ist im AP, aufgrund der geringeren Entfernung zur Schaufelhinterkante, zusätzlich zu den Wirbelstrukturen auch die Nachlaufdele in der Machzahlverteilung zu erkennen.

Um die Ergebnisse der Mises 1.4 Rechnung aus Ulbricht [24] [23] zu überprüfen, wurden im Zuge der Voruntersuchungen des hier vorgestellten Projektes, zusätzlich zu den Fünflochsondenmessungen, Strömungsvisualisierungsversuche mittels Farbanstrichverfahren im Auslegungspunkt durchgeführt.

Ergebnis dieser Untersuchungen war, dass im Auslegungsfall (Anströmwinkel $\alpha_M = 45^\circ$) auf der Saugseite der Verdichterprofile zwar das von Ulbricht [24] [23] beschriebene Verhalten auftritt, es aber auf der Druckseite zu einer Vorderkantenablösung kommt, welche erst bei einem Anströmwinkel von $\alpha \approx 50^\circ$ (Staffelungswinkel Vordrallgitter $\gamma = 37^\circ$) auf das Verdichtergitter verschwindet. Bild 9 zeigt jeweils die Anstrichbilder einer Verdichterschaufel bei $Ma = 0,4$, $Re = 300000$ und einem mittleren Anströmwinkel im Mittelschnitt von $\alpha_M = 44,2^\circ$ links und $\alpha_M = 49,6^\circ$ rechts. Der Nabenspalt befindet sich in allen Einzelbildern unten und die Strömung verläuft von links nach rechts. Im „Auslegungsfall“ (links) ist auf der Saugseite, das von Ulbricht [24] beschriebene Verhalten der Strömung mit langer laminarer Lauflänge und einer kleinen Ablösung mit Wiederanlegen zu erkennen. Allerdings ist auf der Druckseite eine Vorderkantenablösung in der oberen Hälfte der Schaufel zu erkennen. Diese druckseitige Vorderkantenablösung verschwindet, wie in Bild 9 rechts oben zu erkennen, erst ab einem Anströmwinkel von $\alpha_M = 50^\circ$.

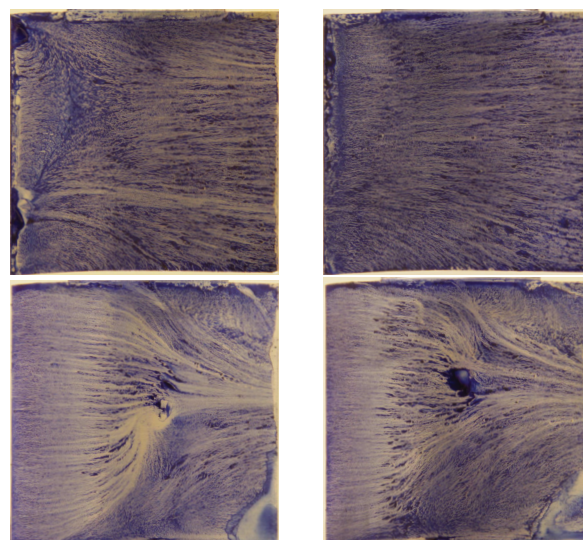


BILD 9: Anstrichbilder der Saug- (unten) und Druckseite (oben) bei $\alpha_M = 44,2^\circ$ (links) und $\alpha_M = 49,6^\circ$ (rechts)

Selbst hier ist im Bereich der Vorderkante eine leichte Ansammlung von Farbe zu erkennen, was auf eine Ablösung

schließen lässt. Schon ein um ein halbes Grad größerer Anströmwinkel lässt dann auch diese verschwinden und die Strömung liegt vollständig auf der Druckseite an.

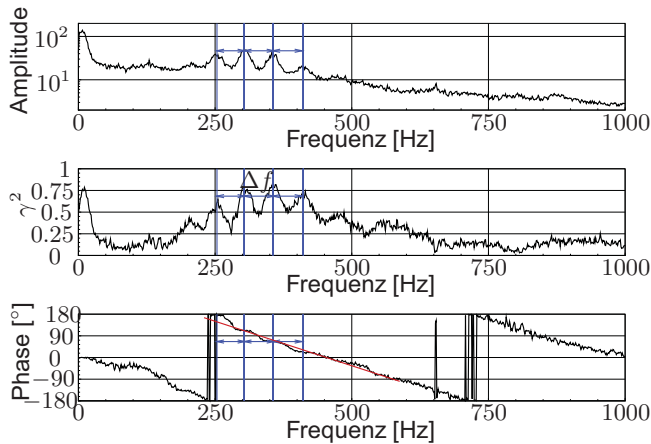


BILD 10: Spektren der Nabensensoren in einem Betriebspunkt mit RI

In Bild 10 sind für einen Betriebspunkt des Ringgitterkanals mit RI beispielhaft das Autoleistungsspektrum (oben), die Kohärenz (mitte) und der Phasengang zweier um $\phi = 52^\circ$ umfangsversetzter Miniaturdruckaufnehmer dargestellt. Diese Daten wurden bei einer Anströmmachzahl von $Ma = 0,4$ und einer Reynoldszahl von $Re = 300000$ an der Nabe ca. 10 mm vor der Schaufelvorderkante des Verdichtergitters aufgenommen. Es sind sowohl im Autoleistungsspektrum, als auch in der Kohärenz eine breitbandige Amplitudenüberhöhung im Frequenzbereich zwischen 200 Hz und 500 Hz sowie die charakteristische Kammstruktur mit einem festen Δf zwischen den Spitzen zu erkennen. Im Phasengang ist im Bereich der Kammstruktur der lineare Verlauf zu erkennen, welcher auf eine rotierende Ausbreitung hinweist.

4.2 Akustische Voruntersuchungen

Im Betriebspunkt der RI wird die deutliche Differenzfrequenz Δf von ca. $50 - 55\text{ Hz}$ der Kammstruktur im Bereich zwischen 200 Hz und 500 Hz als Rotationsfrequenz des Phänomens interpretiert (Bild 10). Mit Hilfe von Auto- und Kreuzkorrelation zwischen drei umfangsversetzten Sensoren können Eigenschaften der RI detaillierter untersucht werden. Im Rahmen der Vorstudien befanden sich die Sensoren bei 0° (a), 36° (b) und 104° (c) 10 mm stromauf der Vorderkante des Verdichtergitters. Anhand von Zeitversätzen und periodischen Strukturen in den Korrelationen kann auf die Ausbreitungseigenschaften geschlossen werden. Bild 11 zeigt die Auswertung jeweils zwischen den Sensoren a-a (oben), a-b (mitte) und a-c (unten). Rot sind die Korrelationen mit ungefilterten Zeitreihen dargestellt. Um die Eigenschaften der RI im Frequenzbereich 200 Hz bis 500 Hz noch zu verdeutlichen, sind entsprechende Ergebnisse mit bandpassgefilterten Datensätzen schwarz dargestellt. Es zeigt sich ein vergleichbarer charakteristischer Verlauf für alle drei Korrelationen, der auf eine Periodizität des Phänomens mit einem Zeitversatz $\Delta\tau \approx 0,0196\text{ s}$ und auf eine Rotation mit $1/\tau \approx 51\text{ Hz}$ schließen lässt und die oben beschriebene Differenzfrequenz Δf bestätigt. Diese Periodi-

zität ist jedoch nur über etwa 2-3 Perioden und stark abgeschwächt zu erkennen, bis die Korrelationen für große τ gegen 0 geht.

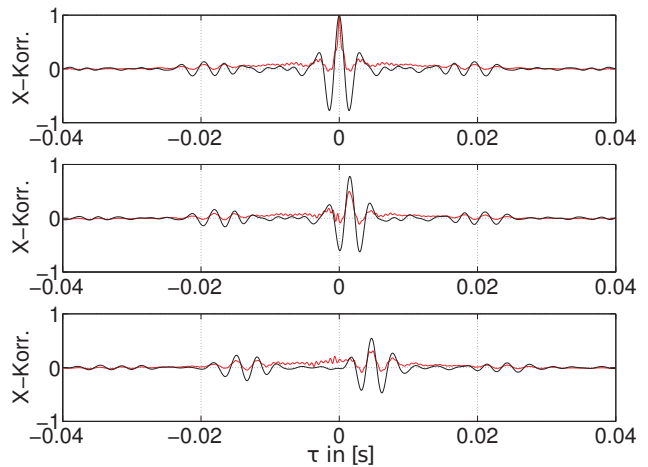


BILD 11: Kreuzkorrelation zwischen drei an der Nabe umfangsversetzten Sensoren 10 mm vor der Schaufelvorderkante

Diese Eigenschaft spricht für einen ausgeprägt stochastischen Charakter des Phänomens. Die RI lässt sich damit als stochastisch auftretender Quellmechanismus verstehen, der durch lokale Störungen in der Zuströmung ausgelöst wird und daraufhin kurzzeitig einen stabilen Zustand von ca. 2-3 Schwingungs- bzw. Umlaufperioden annimmt (vergleichbar mit einer stochastischen Lebensdauer). Der erkennbare konstante Zeitversatz zwischen den Sensoren b und c gegenüber a bestätigt qualitativ die Ausbreitung der RI in Umfangsrichtung der Strömung. Mit den zugehörigen Sensorabständen ist die daraus berechnete Periodizität jedoch quantitativ eine Andere, als bisher aus dem Zeitverlauf eines einzelnen Sensors ermittelt wurde. Dieser Unterschied lässt sich mit der Vorstellung von stromauf verlaufenden schraubenlinienförmigen Druckmustern (Akustische Moden) unter einem frequenzabhängigen Ausbreitungswinkel im Kanal bzw. den daraus resultierenden Wellenfronten, die schräg durch die Messebene laufen, erklären. In allen Korrelationen ist eine Schwingung mit $\Delta\tau \approx 0,003\text{ s}$ entsprechend einer Frequenz $\approx 333\text{ Hz}$ zu erkennen und lässt sich als mittlere Frequenz der RI-Kammstruktur interpretieren. Mit Mikrofonen am Gehäuse sowohl stromauf als auch stromab des Verdichtergitters wurde das abgestrahlte Schallfeld in Betriebspunkten der RI vermessen. Auffällig ist, dass die charakteristische Kammstruktur der RI in dieser Messebene (48 mm vor der Vorderkante des VG's) nicht zu erkennen ist. Dies deutet auf eine ausgeprägt azimuthale Struktur der RI im Quellgebiet hin, bei der für entsprechende Frequenzen die Moden nicht ausbreitungsfähig sind. Für verschiedene andere Frequenzen jedoch existieren hohe Amplituden in den Spektren. Zur Untersuchung dieser Amplitudenüberhöhungen wird eine Azimutalmodenanalyse im Frequenzbereich bis 1400 Hz durchgeführt. Bild 12 zeigt oben sowohl das gemittelte Spektrum der 30 Mikrofone und die Charakteristik des erzeugten Schallfeldes, als auch die ermittelten Azimutalmodenspektren für Modenordnungen bis $m = \pm 10$.

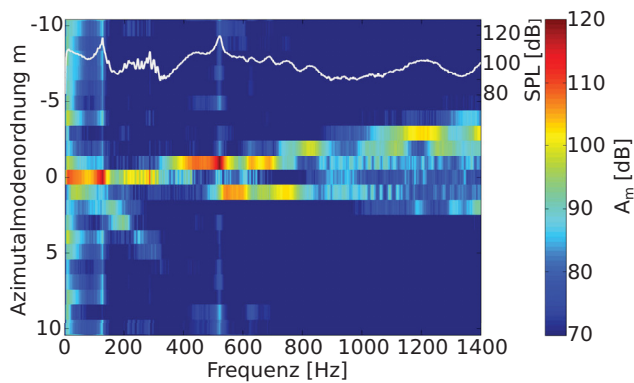


BILD 12: Azimutalmodenamplituden A_m und gemittelttes Kreuzleistungsspektrum von 30 Mikrofonen (oben)

Deutlich lässt sich erkennen, dass jeder Amplitudenüberhöhungen eine dominierende Azimutalmode zugeordnet ist. Negative Azimutalmoden scheinen insgesamt ausgeprägter bzw. deutlich früher bei niedrigeren Frequenzen aufzutreten. Das Verhalten lässt sich auf den Einfluss der Drallströmung zurückzuführen, bei der sich die Cut-on-Frequenzen für negative Moden bei positiven Drall zu tieferen und entsprechend positive Moden zu höheren Frequenzen verschieben. Die Amplitudenüberhöhung bei 126 Hz (dominierende Modenordnung $m = 0$, d.h. eine ebene Welle) lässt sich anhand der berechneten Wellenlänge der Mode $(0;0)$ $\lambda_{0;0} \approx 1,3$ m als erste axiale Resonanz der Prüfstrecke interpretieren. Bei 520 Hz (hier dominierend $m = -1$) berechnet sich die Wellenlänge für die Mode $(-1;0)$ zu $\lambda_{-1;0} \approx 0,65$ m, vermutlich die zweite axiale Resonanz der Prüfstrecke. Diese Beispiele demonstrieren einen starken Einfluss der geometrischen Anordnung der Messstrecke auf die Schallfeldanregung am Verdichtergitter

4.3 Fazit der Voruntersuchungen

Im Rahmen der bisherigen Experimente konnte zunächst gezeigt werden, dass für den hier vorgestellten Ringgitterkanal mit der gegebenen Beschaufelung der reale Auslegungspunkt nicht mit dem numerisch berechneten in Ulbricht [24] [23] übereinstimmt, da für diesen eine druckseitige Ablösung an der Schaufelvorderkante detektiert wurde. Aus diesem Grund wurde hier ein neuer Auslegungspunkt ohne druckseitige Profilablösung festgelegt. Dieser befindet sich bei einem Staffelungswinkel des Vordrallgitters von $\gamma = 37,5^\circ$ und einem damit verbundenem Anströmwinkel auf das Verdichtergitter im Mittelschnitt von $\alpha_M = 50^\circ$. Durch Messungen mit wandbündig installierten stationären Druckaufnehmer konnte die RI am Ringgitterkanal eindeutig nachgewiesen werden. Der Effekt wurde stromauf vor den Verdichterschaukeln in der Nähe des Radialspaltes an der Nabe lokalisiert. Anhand von Kreuzkorrelationen konnte überdies die erwartete charakteristische Periodizität in Umfangsrichtung sowie eine ausgeprägte stochastische Eigenschaft dieses Phänomens nachgewiesen werden. Die azimutale Struktur des abgestrahlten Schallfeldes der gesamten Schaufelreihe lässt darauf schließen, dass vorhandene breitbandige Quellmechanismen vorwiegend die Kanalresonanzen der angeschlossenen Geometrie anregen. Durch zukünftige Messungen mit den in Abschnitt 3.3.1

und 3.3.2 vorgestellten Arrays und Messmethoden, soll der Quellmechanismus der RI weiter entschlüsselt werden. Die azimutale Schallfeldstruktur im Nahfeld des Phänomens der RI soll ein genaues Bild der Quelleigenschaften und seiner umlaufenden Ausbreitungscharakteristika geben. Neben dem Verständnis des Quellmechanismus RI und seiner direkten Auswirkung auf die Schallentstehung soll im Weiteren der Anteil der RI an der allgemeinen Breitbandlärmentstehung und die Anteile der verschiedenen Quellmechanismen an 3D-Verdichterkaskaden abgeschätzt werden. Ein Abgleich mit einem analytischen Modell soll wesentliche Eigenschaften der RI und die Interaktion mit der angeschlossenen Geometrie des Verdichtergitters abbilden, um so zukünftig einen Beitrag zur Vorhersage der Breitbandlärmentstehung an Verdichtern in Flugtriebwerken zu leisten.

Nomenklatur

α_M	Anströmwinkel im Mittelschnitt	$[\circ]$
β_M	Abströmwinkel im Mittelschnitt	$[\circ]$
Δ	Differenz	
γ	Staffelungswinkel Vordrallgitter	$[\circ]$
γ^2	Kohärenz	
ϕ	Azimutalwinkel	$[\circ]$
Π	Druckverhältnis	
AP	Auslegungspunkt	
D_a	Aussendurchmesser	$[mm]$
D_i	Innendurchmesser	$[mm]$
DG	Vordrallgitter	
f	Frequenz	$[Hz]$
l_c	Sehnenlänge	$[mm]$
m	Azimutalmodenordnung	
n	Radialmodenordnung	
$\dot{m}$	Massenstrom	$[kg/s]$
Ma	Machzahl	
Re	Reynoldszahl	
s	Spaltweite	$[mm]$
T_t	Totaltemperatur	$[K]$
VG	Verdichtergitter	
x, r, ϕ	Zylinderkoordinaten	$[mm, \circ]$

Literatur

- [1] C. Brück. Auslegung, Konstruktion und Validierung einer automatisierten Kalibriervorrichtung für Fünflochsonden und Hitzdrähte. Studienarbeit, Technische Universität Berlin, 2011.
- [2] M. Furukawa, K. Saiki, K. Yamada, and M. Inoue. Unsteady flow behavior due to breakdown of tip leakage vortex in an axial compressor rotor at near-stall condition. ASME Conference Proceedings, 2000(666):1–12, 2000.
- [3] S.A. Gbadebo, N.A. Cumpsty, and T.P. Hynes. Interaction of tip clearance flow and three-dimensional separations in axial compressors. Journal of Turbomachinery, 129(4):679–685, 2007.
- [4] C. Hah, M. Voges, M. Mueller, and H.-P. Schiffer. Characteristics of tip clearance flow instability in a transonic compressor. ASME Conference Proceedings, 2010(44021):63–74, 2010.

- [5] F. Holste, F. Kameier, and C. Haukap. Experimentelle Untersuchung rotierender Instabilitäten in Axialverdichtern und ihr Einfluß auf die Verdichterstabilität. Berlin, AG Turbo Abschlussbericht, 2000.
- [6] F. Holste and W. Neise. Acoustical near field measurements on a propfan model for noise source identification. Proceedings of the First Joint CEAS/AIAA Aeroacoustics Conference, 16th AIAA Aeroacoustics Conference(CEAS/AIAA-95-178):1221–1229, 1995.
- [7] M. Inoue. High-frequency rotating instabilities in axial flow compressors. Proceedings of the 15th International Symposium on Air Breathing Engines, 2001(1008):1–11, 2001.
- [8] M. Inoue, M. Kuroumaru, and M. Fukuhara. Behavior of tip leakage flow behind an axial compressor rotor. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 108(1):7–14, 1986.
- [9] W. Jürgens, U. Tapken, B. Pardowitz, P. Kausche, G. J. Bennet, and L. Enghardt. Technique to analyze characteristics of turbomachinery broadband noise sources. Proceedings 16th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, 16th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference:1, 2010.
- [10] F. Kameier. Experimentelle Untersuchung zur Entstehung und Minderung des Blattspitzen-Wirbellärms axialer Strömungsmaschinen. Dissertation, Technische Universität Berlin, 1993.
- [11] F. Kameier and W. Neise. Experimental study of tip clearance losses and noise in axial turbomachines and their reduction. Journal of Turbomachinery, 119(3):460–471, 1997.
- [12] R. Mailach. Experimentelle Untersuchung von Strömungsinstabilitäten im Betriebsbereich zwischen Auslegungspunkt und Stabilitätsgrenze eines vierstufigen Niedergeschwindigkeits-Axialverdichters. Number 410 in Fortschritt-Berichte VDI. VDI, 2001.
- [13] R. Mailach, I. Lehmann, and K. Vogeler. Rotating instabilities in an axial compressor originating from the fluctuating blade tip vortex. Journal of Turbomachinery, 123:453–463, 2001.
- [14] J. März, C. Hah, and W. Neise. An experimental and numerical investigation into the mechanisms of rotating instability. Journal of Turbomachinery, 124:367–375, 2002.
- [15] T. Nishioka, T. Kanno, and K. Hiradate. Rotor-tip flow fields near inception point of rotating instability in an axial-flow fan. ASME Conference Proceedings, 2011(45338):1–10, 2011.
- [16] T. Nishioka, S. Kuroda, and T. Kozu. Influence of rotor stagger angle on rotating stall inception in an axial-flow fan. ASME Conference Proceedings, 2003(36894):901–910, 2003.
- [17] T. Nishioka, S. Kuroda, T. Nagano, and H. Hayami. Influence of rotating instability on stall inception patterns in a variable-pitch axial-flow fan. ASME Conference Proceedings, 2006(4241X):303–312, 2006.
- [18] H. Schrapp. Experimentelle Untersuchungen zum Aufplatzen des Spaltwirbels in Axialverdichtern. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2008.
- [19] H. Schrapp, U. Stark, and H. Saathoff. Breakdown of the tip clearance vortex in a rotor equivalent cascade and in a single-stage low-speed compressor. ASME Conference Proceedings, 2008(43161):115–129, 2008.
- [20] J. A. Storer and N. A. Cumpsty. Tip leakage flow in axial compressors. Journal of Turbomachinery, 113(2):252–259, 1991.
- [21] U. Tapken and L. Enghardt. Optimization of sensor arrays for radial mode analysis in flow ducts. 12th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, 27th AIAA Aeroacoustics Conference:1, 2006.
- [22] J. Tyler and T. Sofrin. Axial flow compressor noise. SAE Transaction, 70, 1962.
- [23] I. Ulbricht. Stabilität des stehenden Ringgitters AG Turbo Turbotech II. Berlin, AG Turbo Abschlussbericht, 1999.
- [24] I. Ulbricht. Stabilität des stehenden Ringgitters. Dissertation, TU Berlin, 2002.
- [25] J. Weidenfeller. Experimentelle Untersuchung der stationären und instationären Strömung eines Axialverdichtergitters. Dissertation, Universität Kassel, 2001.
- [26] J. Weidenfeller and M. Lawrenz. Experimentelle Untersuchung zeitabhängiger Vorgänge in einem axialen Verzögerungsgitter. Kassel, AG Turbo Abschlussbericht, 2001.