

Akustische Untersuchung von Turbinenübergangskanälen bei drei verschiedenen Betriebspunkten

Masterarbeit

zur Erlangung des akademischen Titels Diplom-Ingenieur

eingereicht an der

Fakultät für Maschinenbau der Technischen Universität Graz

von

Stefan Franz Zerobin, BSc

Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik

Vorstand: o.Univ.-Prof. Dr.-Ing. Franz Heitmeir

Begutachter:

Univ.-Doz. Dipl.-Ing. Dr.techn. Emil Göttlich

Betreuer:

Dipl.-Ing. Christian Faustmann

Graz, im Februar 2014

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Diplomarbeit selbstständig und ohne fremde Hilfe verfasst, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt bzw. die wörtlich oder sinngemäß entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am 17.02.2014

Stefan Zerobin

STATUTORY DECLARATION

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

Graz, 17.02.2014

Stefan Zerobin

DANKSAGUNG

Diese Diplomarbeit stellt den erfolgreichen Abschluss meines Studiums des Maschinenbaus an der Technischen Universität Graz dar.

Mein besonderer Dank gilt meinem Betreuer Dipl.-Ing. Christian Faustmann, für die tolle Zusammenarbeit und die großartige Betreuung und Unterstützung während des Entstehens dieser Arbeit.

Ein großes Dankeschön an Dr. Emil Göttlich, der als Begutachter immer ein offenes Ohr für verschiedene Anliegen hatte und abwechselnd mit Herrn Dr. Hermann Peter Pirker die Verdichterstation während der Versuchsfahrten bediente. Ein Dank daher auch an Dr. Pirker.

Zusätzlich möchte ich mich auch bei Dr. Andreas Marn für die konstruktiven Diskussionen und Beiträge bedanken.

Schließlich gilt ein großes und herzliches Dankeschön meiner Familie. Besonders meinen Eltern, die mir das Studium ermöglicht haben und jederzeit ihre Unterstützung gaben. Vielen Dank meinem Vater, für die vielen, fachlichen Diskussionen und Ratschläge. Vielen Dank meiner Mutter für die unentwegte moralische Unterstützung. Danke euch beiden!

KURZFASSUNG

Die Schallentwicklung eines strahlgetriebenen Luftfahrzeuges bei Start und Landung ist im Wesentlichen durch dessen Triebwerke gekennzeichnet. Durch stetige Zunahme der Anforderung an leiseren Luftfahrzeugen muss daher die Schallemission dieser Flugtriebwerke reduziert werden. Dazu ist es notwendig die Schall verursachenden Quellen und Mechanismen im Inneren einer solchen Turbomaschine zu kennen. Neben Fan- und Strahlärm ist hier auch der Anteil der Turbine bedeutend. Im Rahmen dieser Arbeit werden dazu akustische Untersuchungen an einem aufgebauten Zwei-Wellen-Turbinenprüfstand der TU Graz durchgeführt. Dieser besteht aus einer Hochdruckstufe und einer Niederdruckstufe und wird mit Druckluft aus einer 3 MW Verdichterstation betrieben. Wie bei einem modernen Bypass-Triebwerk wird der radiale Versatz zwischen Hochdruck- und Niederdruckrotor durch einen Turbinenübergangskanal („Mid Turbine Frame“, kurz MTF) ausgeglichen. Bei zukünftigen Konfigurationen wird der üblicherweise nachfolgende Niederdruckstator durch die umlenkenden Stützschaufeln eines TMTF („Turning Mid Turbine Frame“) ersetzt. Für die Untersuchungen dieser Diplomarbeit werden zwei verschiedene TMTF-Geometrien verwendet, die sich in der Formgebung der Leitschaufeln und Kanalwände unterscheiden. Des Weiteren weist einer der beiden Kanäle eine etwa 10% kürzere axiale Baulänge auf. Die akustische Messstrecke befindet sich an der Kanalaußenwand direkt hinter dem Niederdruckrotor, wobei die wandbündig montierten und axial verteilten Mikrofone über den gesamten Umfang des Strömungskanals verfahren werden können. Die Messung erfolgt bei drei verschiedenen Betriebspunkten, die das Verhalten eines realen Flugtriebwerkes bei den drei typischen Flugphasen Start, Überflug und Landeanflug beschreiben. Für jeden Betriebspunkt und TMTF-Kanal wird die Auswertung der Messdaten bestehend aus Frequenz- und Modenanalysen durchgeführt. Mit Hilfe der Azimutal- und Radialmodenanalyse können so Stator-Rotor Interaktionen identifiziert werden. Die entsprechenden Auswerteroutinen werden dabei optimiert und für nachfolgend mögliche Akustikuntersuchungen am Turbinenprüfstand vorbereitet. Anhand dieser Verfahren wird gezeigt, dass der Einfluss der unterschiedlichen Turbinenübergangskanäle auf die Schallemission des Hochdruckrotors eher gering ist, während die Schallentwicklung des Niederdruckrotors beim kürzeren TMTF durch den kleineren axialen Abstand zwischen Leitschaufelhinterkante und Schaufelvorderkante des Niederdruckrotors deutlich zunimmt. Zusätzlich steigt die emittierte Schalleistung bei beiden Turbinenübergangskanälen mit zunehmender Turbinenleistung und ist damit von den im Betriebspunkt herrschenden Massenstrom und Strömungsgeschwindigkeiten abhängig. Damit liefert diese Arbeit einen Beitrag zur Schallreduktion von zukünftigen Flugtriebwerken.

ABSTRACT

The emitted noise of a turbojet aircraft is mainly characterized by its jet engines. In order to meet the requirements of a low-emission aircraft the noise generation due to the jet engines must be reduced. Therefore the knowledge of the different sound sources and sound generating mechanisms inside such turbomachinery is fundamental. Beside fan and jet, noise generated by the turbine is one of the biggest issue. This thesis deals with the investigation on the acoustics in a two-spool test turbine located at the Graz University of Technology. This facility consists of a transonic turbine stage followed by a low pressure turbine stage, which are driven by pressurized air from a 3 MW compressor station. As used in modern high-bypass engines a Mid Turbine Frame (MTF) compensate the radial offset between the high-pressure (HP) rotor and the low-pressure (LP) rotor. In future aero engines a Turning Mid Turbine Frame (TMTF) will replace the first low pressure vane row by turning struts. Two different TMTF setups are tested which vary the design of the struts as well as the endwalls. Furthermore, the axial length of the second TMTF is 10% shorter compared to the other setup. The acoustic measurement system is instrumented at the outer ductwall downstream the LP-rotor and consists of a 360° traversable microphone array. The measurements are carried out at three operating conditions representing the typical flight phases sideline, cutback and approach. For each operating condition and TMTF a frequency analysis followed by an acoustical mode analysis is performed. Thereby the corresponding routines for the post-processing are being optimized and prepared for acoustical investigations within the test turbine facility in future. Stator-rotor interactions are then identified by the azimuthal and radial mode analysis. With these procedures the impact on the noise generation of the two different TMTF configuration is determined. It results in a distinctive increase of the sound emission related to the LP-rotor due to the less distance between the strut trailing edge and the leading edge of the following LP-rotor in case of the shorter TMTF, whereas the amplitudes related to the HP-rotor are found to be at the same level for both configurations. Furthermore, the emitted sound increases for both TMTF setups with ascending turbine power, hence, it is dependent on the mass flow and flow velocities at the different operating conditions. Consequently, this thesis provides a contribution to noise reduction of future turbofan aero engines.

NOMENKLATUR

A_{mn}	Schalldruckamplitude
B	Anzahl Rotorblätter
C	Konstante
F_{mn}	Normalisierungsfaktor
I	Schallintensität
J_m	Besselfunktion
M, M_x	Machzahl, axiale Machzahl
N_x, N_θ	Anzahl axialer bzw. azimuthaler Messpositionen
P, P_{mn}	Schalleistung, Schalleistungsamplitude
Q_{mn}	Eigenwertfaktor
R	Außenradius
R_s	Spezifische Gaskonstante
S	Fläche
T	Temperatur
U	Strömungsgeschwindigkeit
V	Anzahl Statorschaufeln
W_{mn}	Koeffizient der akustischen Modellmatrix
Y_m	Neumannfunktion
c	Ausbreitungsgeschwindigkeit, Schallgeschwindigkeit
c_t	Tangentialgeschwindigkeit, Strömungsgeschwindigkeit
f	Frequenz
f_{mn}	Formfaktor
h	Harmonischer Index
i	Imaginäre Zahl
k	Wellenzahl
k_{mn}	Axiale Wellenzahl
m	Umfangsmode
\dot{m}	Massenstrom
n	Radialmode
nn	Anzahl Neuabtastungen
n_{rpm}	Drehzahl
p	Druck, Schalldruck
r	Radius, Koordinate
t	Zeit
v	Geschwindigkeit, Schallschnelle
x	Axiale Länge, Koordinate
y	Koordinate
z	Koordinate

α_{mn}	Axiale Wellenzahl
α_z	Gierwinkel
β_{mn}	Konstante
η	Nabenverhältnis
θ	Umfangswinkel, Koordinate
κ	Isentropenexponent
λ	Wellenlänge
ρ	Dichte, Schalldichte
σ_{mn}	Besselkoeffizient, Eigenwert
φ	Phasenwinkel
ω	Kreisfrequenz, Winkelgeschwindigkeit
Ω	Kreisfrequenz, Winkelgeschwindigkeit, Drall

Abkürzungen

AMA	Azimutalmodenanalyse
BPF	Blade Passing Frequency, Blattfolgefrequenz
FFT	Fast Fourier Transformation
HPT, HP	High Pressure Turbine, Hochdruckturbinen
LPT, LP	Low Pressure Turbine, Niederdruckturbinen
MTF, TMTF	Turning Mid Turbine Frame, Turbinenübergangskanal
PWL	Sound Power Level, Schalleistungspegel
RMA	Radialmodenanalyse
SPL	Sound Pressure Level, Schalldruckpegel
TTTF	Transonic Test Turbine Facility, Transsonischer Turbinenprüfstand

INHALTSVERZEICHNIS

1	Einleitung	1
1.1	Aufgabenstellung.....	2
1.2	Ausgangssituation.....	2
2	Theoretische Grundlagen	5
2.1	Schallentstehung.....	5
2.1.1	Akustische Kenngrößen.....	6
2.1.2	Schallentstehung in einer Turbine.....	7
2.1.3	Stator-Rotor-Interaktion (Tyler-Sofrin).....	8
2.2	Schallausbreitung.....	11
2.2.1	Zylindrischer Strömungskanal ohne Nabenkörper.....	12
2.2.2	Zylindrischer Strömungskanal mit Nabenkörper und überlagerter Strömung.....	16
2.2.3	Die Cut-Off Bedingung.....	17
2.3	Adaptive Neuabtastung.....	19
2.4	Phasenmittelung.....	20
2.5	Modenanalyse.....	22
2.5.1	Azimutalmodenanalyse (AMA).....	23
2.5.2	Radialmodenanalyse (RMA).....	25
3	Versuchseinrichtung	27
3.1	Verdichteranlage.....	27
3.2	Turbinenprüfstand TTTF.....	29
3.3	Turbinenübergangskanäle.....	31
3.3.1	Setup C1.....	31
3.3.2	Setup C2.....	32
3.4	Betriebspunkte.....	33
4	Messaufbau	37
4.1	Messtechnik Akustik.....	39
4.2	Messtechnik Aerodynamik.....	40
4.3	Datenerfassung.....	41
5	Diskussion der Messergebnisse	42
5.1	Aerodynamik für die Modenanalyse.....	42
5.1.1	Bestimmung des Dralls.....	46
5.2	Schallemission bei Setup C1.....	48
5.2.1	Hochdruckrotor.....	48

5.2.2	Niederdruckrotor	55
5.3	Schallemission bei Setup C2	63
5.3.1	Hochdruckrotor	63
5.3.2	Niederdruckrotor	67
5.4	Akustischer Vergleich der beiden Turbinenübergangskanäle.....	72
5.4.1	Hochdruckrotor	72
5.4.2	Niederdruckrotor	74
5.4.3	Einfluss des axialen Mikrofonabstandes	78
6	Zusammenfassung.....	80
	Literaturverzeichnis	83
	Abbildungsverzeichnis	87
	Anhang	90
	Auswerteroutinen	90
	Hauptprogramm „Acoustic_Analysis_TTTF.m“	94
	Unterprogramme.....	102
	Ergänzende Routinen.....	105
	Flussdiagramm.....	110
	Beispiel zur Auswertung	111
	DVD-Inhaltsverzeichnis.....	116
	Ergänzende Diagramme.....	117
	Radialmodenanalyse Setup C1.....	117
	Radialmodenanalyse Setup C2.....	121

1 EINLEITUNG

Fluglärm ist ein Begriff, der in der Öffentlichkeit und in den Medien immer öfter zu hören ist und zu Diskussionen anregt. In der Umgebung eines Flughafens führen ständige Start- und Landevorgänge von Luftfahrzeugen zu erhöhter Lärmbelastigung, die nicht nur die Lebensqualität der Anrainer vermindert, sondern auch gesundheitsschädigende Gefahren birgt. Gerade in Ballungszentren, wo Flughäfen durch den steigenden Bevölkerungszuwachs in unmittelbarer Umgebung von Wohngebieten liegen, ist das ein zunehmendes Problem. Nach Prognose der Internationalen Zivilluftfahrtbehörde ICAO (International Civil Aviation Organization) steigt dabei die Anzahl der beförderten Passagiere von weltweit drei Milliarden Fluggäste im Jahr 2012 auf über sechs Milliarden bis zum Jahr 2030 an, wodurch auch die jährlichen Flugbewegungen drastisch zunehmen werden [1]. Daher sind von der ICAO weltweit gültige Lärmgrenzwerte für den Luftverkehr festgelegt worden, die bei einer Zertifizierung von neuen Flugzeugentwicklungen eingehalten werden müssen. Dies stellt die Luftfahrtindustrie, insbesondere die Hersteller von Flugtriebwerken, vor speziellen Herausforderungen, wobei die Lärmreduktion inzwischen ebenso eine wichtige Rolle spielt wie Effizienz oder Wirtschaftlichkeit [2]. Neben der Umströmung des Flugzeugrumpfes, dessen Tragflächen und Fahrwerke, ist die Schallentwicklung eines strahlgetriebenen Luftfahrzeuges bei Start und Landung im Wesentlichen durch dessen Triebwerke gekennzeichnet. Für eine erfolgreiche Zertifizierung und damit Einhaltung der regulierten Lärmgrenzwerte muss damit eine Reduktion der Schallemission von Flugtriebwerken erfolgen. Dazu ist es notwendig die Schall verursachenden Quellen und Mechanismen im Inneren einer solchen Turbomaschine zu kennen. Bei einem modernen Turbofan-Triebwerk mit hohem Nebenstromverhältnis ist neben dem Fan- und Strahlärm besonders auch der gestiegene Anteil der Turbine bedeutend (Abbildung 1.1).

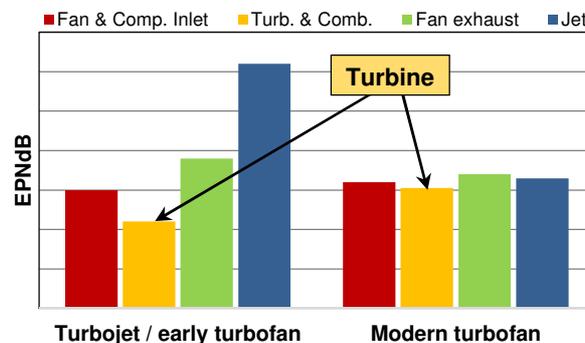


Abbildung 1.1: Anteil der verschiedenen Schallquellen eines Flugtriebwerks am Gesamtgeräusch, nach [3]

Das Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik der TU Graz kann auf eine lange Tradition bei der Untersuchung von Strömungsmaschinen blicken. Im Zuge von Forschungsprojekten sind neben Windkanälen und Brennkammerprüfständen zwei unterschiedliche Turbinenprüfstände entstanden, die mit Druckluft aus einer 3 MW Verdichterstation am Institut betrieben werden (siehe dazu Kapitel 3). Der Schwerpunkt der Forschungsarbeiten liegt dabei unter anderem auf Untersuchungen der Aerodynamik verschiedener Turbinengeometrien und akustischen Messungen an beiden Turbinenprüfständen.

1.1 Aufgabenstellung

Im Rahmen dieser Arbeit sollen akustische Untersuchungen am bestehenden Zwei-Wellen Turbinenprüfstand des Instituts durchgeführt werden. Dieser besteht aus einer Hochdruckstufe und einer Niederdruckstufe (siehe Kapitel 3), die mit verschiedenen Drehzahlen gegenläufig rotieren. Wie bei einem zukünftigen Bypass-Triebwerk wird der radiale Versatz zwischen Hochdruck- und Niederdruckrotor durch einen Turbinenübergangskanal („Turning Mid Turbine Frame“, kurz TMTF) ausgeglichen. Der üblicherweise nachfolgende Niederdruckstator wird dabei durch die umlenkenden Stützschaufeln des TMTF ersetzt. Für die Untersuchungen werden zwei verschiedene TMTF-Geometrien verwendet, die sich in der Formgebung der Leitschaufeln und Kanalwände unterscheiden. Des Weiteren weist einer der beiden Kanäle eine etwa 10% kürzere axiale Baulänge auf. Die akustische Messung erfolgt bei drei verschiedenen Betriebspunkten, die das Verhalten eines realen Flugtriebwerkes bei den drei typischen Flugphasen Start, Steigflug und Landeanflug beschreiben. Neben der Durchführung der Messungen selbst, liegt die Aufgabenstellung dieser Arbeit nun darin einerseits die Auswirkungen der beiden Turbinenübergangskanäle und andererseits die Einflüsse der unterschiedlichen Betriebspunkte auf die Schallemission der Turbine zu vergleichen. Für jeden Betriebspunkt und TMTF-Kanal soll dazu eine Auswertung der Messdaten bestehend aus Frequenz- und Modenanalysen durchgeführt werden. Die entsprechenden Auswerterroutinen sollen dabei optimiert und für nachfolgend mögliche Akustikuntersuchungen am Turbinenprüfstand vorbereitet werden.

1.2 Ausgangssituation

Die drei untersuchten Betriebspunkte Start (Sideline, volle Triebwerksleistung), Steigflug (Cutback, Leistungsreduktion nach Take Off und erstem Climb) und Landeanflug (Approach) sind durch unterschiedliche Drehzahlen, Stufendruckverhältnisse und Wellenleistungen jeweils für Hoch- und Niederdruckrotor gekennzeichnet. Einer der beiden untersuchten Turbinenübergangskanäle weist dabei eine geringere axiale Baulänge auf, wodurch auch die Distanz zwischen den Schaufelreihen des TMTF und des Niederdruckrotors verringert wird. Dieser Abschnitt soll nun einen kurzen Einblick geben, welche Forschungsarbeiten bezüglich Schallemission von Turbinen bei unterschiedlichen Betriebspunkten und Stator-Rotor Abständen unter anderem bereits getätigt wurden.

Kazin und Matta [4] untersuchten die Schallentwicklung an einer dreistufigen Turbine sowohl analytisch als auch experimentell und entwickelten aus den gewonnenen Daten Prognosen zur Abschätzung des emittierten Schalls einer Turbine. Die abgestrahlte Schalleistung ist demnach abhängig von Stufendruckverhältnis, Blattspitzengeschwindigkeit und axialen Abstand zwischen den einzelnen Schaufelreihen. Während bei Erhöhung der abgegebenen Wellenleistung bzw. des Druckverhältnisses die entsprechenden Pegelwerte steigen, ist eine Pegelabnahme bei Erhöhung der Schaufelreihenabstände zu beobachten. Die dominante Schallquelle ist dabei die Interaktion der Nachläufe von Stator und Rotor, die durch diskrete Frequenzen im Spektrum zu erkennen sind.

Ähnliche Untersuchungen dazu lieferten Benzakein und Smith [5] an einer einstufigen Turbine. Auch hier ist ein direkter Einfluss der Drehzahl bzw. der Blattspitzengeschwindigkeit und des Druckverhältnisses auf die Schallemission der Turbine angegeben. Bei Steigerung der Drehzahl werden erwartungsgemäß erhöhte Schalleistungen gemessen. Dagegen nimmt der über

verschiedene Betriebspunkte gemittelte Schalleistungspegel (PWL) an der Blattfolgefrequenz des Rotors bei Erhöhung des axialen Abstandes von Stator und Rotor nach Abbildung 1.2 ab. Zusätzlich wurden Messungen mit Kanalwandauskleidungen zur Schallreduktion durchgeführt.

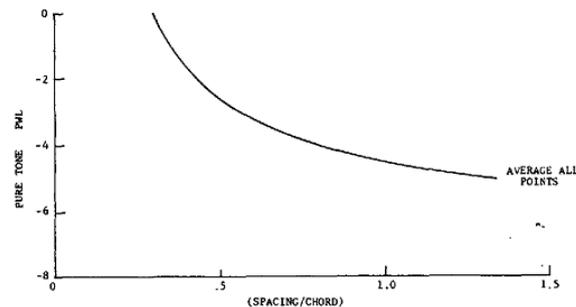


Abbildung 1.2: Einfluss des Stator-Rotor Abstandes auf die abgestrahlte Schalleistung bei der Blattfolgefrequenz des Rotors [5]

Da nach Erkenntnissen in [5] die Mechanismen der Schallentwicklung in Turbinen sehr ähnlich zu denen in Fans und Verdichter sind, kann auch die Arbeit von Balombin und Stakolich [6] betrachtet werden. Diese führten akustische Messungen an einem einstufigen Fan eines Full-Scale Triebwerkes durch. Unabhängig von der Drehzahl des Fans sind die Nachläufe der Schaufelblätter mit zunehmenden Rotor-Stator-Abstand weniger ausgeprägt, was zu einer Reduzierung der emittierten Schalleistung führt.

Den Einfluss unterschiedlicher Blattformen auf die Schallentstehung untersuchte Hulse et al. [7] an einem einstufigen Axialkompressor bzw. Fan mit Messungen bei verschiedenen Betriebspunkten. Neben einem Anstieg der emittierten Schalleistung an der Blattfolgefrequenz sowohl bei zunehmender Drehzahl des Rotors als auch bei zunehmenden Massenstrom und Relativgeschwindigkeit, konnte ein Einfluss der Blattform auf die Schallentwicklung nur durch die Auswirkung dieser auf den Massenstrom festgestellt werden. Ein Vergleich mit berechneten Schalleistungswerten nach der Propeller-Theorie (Schalleistung proportional zur 5. bis 6. Potenz der Relativgeschwindigkeit, siehe auch [8]) zeigte gute Übereinstimmungen.

Holste [9] betrachtete die Schallerzeugungsprozesse in einem Triebwerksmodell mit gegenläufigen Rotoren unterschiedlicher Blatt- und Drehzahlkombinationen und gab verschiedene Verfahren der Modenanalysen an, um die Schall verursachenden Quellen zu ermitteln. Dazu wurden akustische Messungen während unterschiedlichen Betriebszuständen des Triebwerks durchgeführt. Bei Verringerung der Wellenleistung nehmen dabei die Pegel der dominierenden Moden, sowie auch der resultierende Summenpegel, deutlich ab. Auch bei Vergrößerung des Abstandes der Rotoren wird die Schallabstrahlung durch die Schwächung der Wechselwirkung des Rotors mit den Nachläufen erheblich reduziert. Des Weiteren stellte Holste ein Verfahren zur Berechnung des abgestrahlten Schallfeldes mittels der im Nahfeld gemessenen Druckschwankungen dar.

Eine Möglichkeit zur Reduzierung der Schallentwicklung durch Rotor-Stator-Interaktionen wird von Woodward et al. [10] angegeben. Hier wird an einem einstufigen Modelltriebwerk zusätzliche Luft an der Hinterkante der Rotorschaufeln eingeblasen, wodurch die Nachlaufdellen besser ausgeglichen werden. Die Wechselwirkungen zwischen Rotor und Stator werden so etwas abgeschwächt, wodurch eine Abnahme des emittierten Schalls in den Interaktionsfrequenzen bei

allen untersuchten Betriebspunkten Approach, Cutback und Takeoff (entspricht Sideline) erreicht wird. Die abgestrahlte Schalleistung steigt dabei mit zunehmender Wellenleistung von Approach über Cutback zu Takeoff an.

Des Weiteren untersuchten Envia und Nallasamy [11] die Auswirkungen von azimuthal geneigten und axial gekippten Statorschaufeln auf die Schallemission eines Fans bei verschiedenen Betriebspunkten. Dabei treffen die Nachläufe des Rotors durch die Schiefstellung der Statorschaufeln gleichmäßiger auf mehrere Schaufeln verteilt auf, wodurch eine Abschwächung der Rotor-Stator-Interaktion erreicht wird. Abhängig von der Auslegung und Größe der Neigungswinkel in Umfangsrichtung (lean) sowie in axialer Richtung (sweep) wird eine entsprechende Reduktion der Schallentwicklung in den Blattfolgefrequenzen erzielt.

Aufgrund der Aufgabenstellung und Ausgangssituation wird in der vorliegenden Arbeit im Kapitel 2 nach einer kurzen Einführung in die theoretischen Grundlagen der Schallentstehung und -ausbreitung, die Versuchseinrichtung und der verwendete Turbinenprüfstand im Kapitel 3 vorgestellt. Der Messaufbau und die verwendete Messtechnik folgt in Kapitel 4. Anschließend werden die Messergebnisse anhand von Frequenz- und Modenanalysen in Kapitel 5 diskutiert und verglichen und in Kapitel 6 zusammengefasst. Details zu den verwendeten Programmroutinen sowie ergänzende Diagramme sind im Anhang zu finden.

2 THEORETISCHE GRUNDLAGEN

Die in dieser Arbeit angewandte akustische Analyse besteht grundlegend aus vier aufeinander aufbauenden Verfahren, welche in den folgenden Unterkapiteln nach einer kurzen Einführung in die Schallentstehung und Schallausbreitung vorgestellt werden. Wie im Kapitel 3 im Detail beschrieben, ist der Zwei-Wellen Prüfstand aus jeweils einer Stufe einer Hochdruck- und einer Niederdruckturbine aufgebaut, deren Rotoren in gegenläufige Richtungen mit unterschiedlichen Drehzahlen laufen. Durch die mechanische Entkopplung der beiden Rotoren gibt es keine Korrelation zwischen den jeweiligen Drehzahlen. Daher können die akustischen Vorgänge beider Rotoren getrennt voneinander analysiert werden, indem das gemeinsame Schallfeld in ein durch den Hochdruckrotor getriebenes und ein durch den Niederdruckrotor getriebenes Schallfeld aufgeteilt wird. Auf den gemessenen Schalldruck werden dazu eine adaptive Neuabtastung (Kapitel 2.3) und eine Phasenmittelung (Kapitel 2.4) angewandt. Eine anschließende diskrete Fourier-Transformation bildet danach jene harmonischen Frequenzen ab, welche durch den jeweiligen Rotor angeregt werden. Da der Schalldruck als Lösung der Wellengleichung in Form von sich überlagernden Moden beschrieben werden kann, wird an der ermittelten Grundfrequenz (auch als 0. Harmonische bzw. als Blattfolgefrequenz (1. BPF) bezeichnet) eine Modenanalyse durchgeführt (Kapitel 2.5). Diese Moden können sich unter bestimmten Voraussetzungen im Strömungskanal ausbreiten. Abhängig von der Geometrie und den lokalen Strömungsbedingungen bilden sich dabei charakteristische Modenverteilungen sowohl in Umfangsrichtung (ermittelt durch die Azimutalmodenanalyse), als auch in Radialrichtung (ermittelt durch die Radialmodenanalyse) aus.

2.1 Schallentstehung

Die physikalische Definition des Schalls besteht aus der Ausbreitung kleiner Änderungen von Druck, Dichte und Geschwindigkeit in gasförmigen, flüssigen oder festen Medien um einen mittleren, stationären Zustand. Diese Schwankungen können als mechanische Schwingungen angeregter Moleküle aufgefasst werden. Als Anregung dienen dabei mechanische, strömungsmechanische, elektrische, magnetische, thermische oder chemische Vorgänge. Ein Schallereignis wird im Wesentlichen durch seine spektrale Zusammensetzung charakterisiert (Ton, Klang, Geräusch, ...). Für den Menschen liegt ein hörbares Schallereignis im Frequenzbereich zwischen ca. 16 Hz und 20 kHz (dieser wird auch als Hörschall bezeichnet). Frequenzen unterhalb (Infraschall) und oberhalb (Ultraschall) dieses Bereiches können Auswirkungen sowohl auf den Menschen als auch auf die Umgebung (z.B. strukturdynamisch) haben, sind hier aber nicht von Bedeutung. In weiterer Folge wird in dieser Arbeit ausschließlich die Ausbreitung von Luftschall betrachtet, welcher aufgrund der Strömung durch die Schaufelgitter von Hochdruck- und Niederdruckturbine in der Versuchsanlage entsteht (direkte Schallentstehung). Die Unterscheidung zwischen Strömung und Schall ist dabei oftmals schwierig. Als charakteristisches Kriterium gilt daher die Ausbreitungsgeschwindigkeit, mit der die Schwankungsgrößen durch den Strömungskanal transportiert werden (siehe dazu Kapitel 2.2). Wirbel, die durch örtliche Druckänderungen bei Luftumströmung eines Körpers entstehen, bewegen sich z.B. mit Strömungsgeschwindigkeit fort, während Druckänderungen, die mit Schall in Verbindung gebracht werden, sich mit Schallgeschwindigkeit (also in Luft bei Normbedingungen ca. 340 m/s) ausbreiten.

2.1.1 Akustische Kenngrößen

Der Raum, in dem sich die Schallwellen ausbreiten, wird als Schallfeld bezeichnet. Dieses wird durch Schallfeldgrößen charakterisiert, die sich (wie eingangs bereits erwähnt) jeweils aus einer stationären Ruhegröße (Index 0) des Fluides und einer sehr kleinen Schwankungsgröße (Index ') zusammensetzen. Für Gase sind diese Größen wie folgt definiert, wobei die charakteristischen Schwankungsgrößen als Schalldruck p' , Schalldichte ρ' und Schallschnelle \vec{v}' bezeichnet werden (nach [12], [13]).

$$\begin{aligned} p(t) &= p_0 + p'(t) \quad \text{in Pa} \\ \rho(t) &= \rho_0 + \rho'(t) \quad \text{in kg/m}^3 \\ \vec{v}(t) &= \vec{v}_0 + \vec{v}'(t) \quad \text{in m/s} \end{aligned} \quad (2.1)$$

Bei bekanntem Schalldruck (z.B. durch einfaches Messen mittels eines Mikrofons) kann die Schalldichte mit Hilfe der thermodynamischen Zustandsgleichung für ideale Gase ausgedrückt werden. Das Schallfeld wird dann durch Schalldruck und Schallschnelle beschrieben. Sind diese Schwankungsgrößen harmonische Schwingungen, lässt sich der komplexe Schalldruck $\underline{p}'(t)$ bilden.

$$\underline{p}' = \hat{p} e^{i(\omega t + \varphi_p)} \quad (2.2)$$

\hat{p} ist hier die Amplitude, ω die Winkelgeschwindigkeit und φ_p eine Phasenverschiebung. Die Schallschnelle stellt die Momentangeschwindigkeit dar, mit der die Luftteilchen um ihre Ruhelage schwingen. Diese Geschwindigkeit ist eine gerichtete Größe und lautet in komplexer Darstellung:

$$\underline{\vec{v}}' = \hat{v} e^{i(\omega t + \varphi_v)} \quad (2.3)$$

Das Produkt aus Schalldruck und Schallschnelle wird als Schallintensität (Einheit: W/m^2) bezeichnet und gibt jene Energiemenge an, die pro Zeiteinheit (mit der Geschwindigkeit \vec{v}) durch die Flächeneinheit strömt.

$$\vec{I} = p' \cdot \vec{v}' \quad (2.4)$$

Wird die Schallintensität über eine senkrecht zum Schnellevektor durchströmte Fläche integriert, ist das Ergebnis die Schalleistung (Einheit: W). Diese stellt eine wichtige Kenngröße zur Bewertung von Schallquellen dar, da sie im Falle einer um die Schallquelle geschlossenen Fläche vom Ort der Schallquelle unabhängig ist.

$$P = \int_S \vec{I} \cdot d\vec{S} \quad (2.5)$$

Die Wertebereiche der Feldgrößen Schalldruck und Schallschnelle unterliegen einer starken Dynamik (teilweise bis zu sechs Zehnerpotenzen), sodass für eine bessere Handhabung der akustischen Kenngrößen logarithmierte Verhältnisgrößen eingeführt wurden. Diese Pegelmaße sind auf Referenzwerte bezogen und haben die dimensionslose Einheit Dezibel (dB). Ein weiterer Vorteil der logarithmischen Skalierung ist eine bessere Anpassung an die Hörempfindung des

Menschen. Ebenso wird der Bezugswert p_0 des Schalldruckpegels auf den Wert der Hörschwelle bei 1 kHz gesetzt. Der Schalldruckpegel an der Hörschwelle beträgt dabei 0 dB .

$$\begin{aligned} \text{Schalldruckpegel:} \quad L_p (= SPL) &= 10 \cdot \log \left(\frac{p'^2}{p_0^2} \right) = 20 \cdot \log \left(\frac{p'}{p_0} \right) & (2.6) \\ \text{mit } p_0 &= 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Schallschnellepegel:} \quad L_v &= 10 \cdot \log \left(\frac{v'^2}{v_0^2} \right) = 20 \cdot \log \left(\frac{v'}{v_0} \right) & (2.7) \\ \text{mit } v_0 &= \frac{p_0}{\rho c} = 5 \cdot 10^{-8} \text{ m/s für Luft bei Normbedingungen} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Schallintensitätspegel:} \quad L_I &= 10 \cdot \log \left(\frac{I}{I_0} \right) & (2.8) \\ \text{mit } I_0 &= p_0 \cdot v_0 = 10^{-12} \text{ W/m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Schalleistungspegel:} \quad L_W (= PWL) &= 10 \cdot \log \left(\frac{P}{P_0} \right) & (2.9) \\ \text{mit } P_0 &= I_0 \cdot S_0 = 10^{-12} \text{ W mit } S_0 = 1 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

2.1.2 Schallentstehung in einer Turbine

Bei modernen Flugzeugtriebwerken mit einem hohen Nebenstromverhältnis (auch als High-Bypassratio Aero Engine bezeichnet) sind die Strahlgeschwindigkeiten beim Düsenaustritt im Vergleich zu älteren Triebwerken deutlich verringert worden, sodass auch die abgegebene Schalleistung des Strahls abgenommen hat. Dadurch und durch die erhöhte aerodynamische Belastung bei hohem Nebenstromverhältnis sind die Anteile an der Gesamtschallemission des Triebwerks von den Hauptkomponenten Fan, Verdichter und Turbine gestiegen. Der Fan bildet dabei die dominante Schallquelle, gefolgt von Turbine und Verdichter. Turbinen und Verdichter sind meist mehrstufig ausgeführt, wobei eine Stufe aus einem feststehenden Leitrad (Stator) und einem rotierenden Laufrad (Rotor) besteht. Im Fall der betrachteten Versuchsanlage ist die Turbine aus einer Hochdruckstufe und einer Niederdruckstufe aufgebaut (Kapitel 3). Beide leisten ihren eigenen Beitrag zur Schallemission, wobei der Niederdruckturbine, als letzte Stufe vor dem Austritt, eine größere Bedeutung zugemessen wird.

Die Mechanismen der Geräuschentwicklung bei Turbinen beruhen, ähnlich wie bei Verdichter, auf Schwankungen der Druckverteilung einer Schaufelumströmung sowie auf der Interaktion zwischen Stator und Rotor. Durch eine ungleichmäßige und hochturbulente Zu- und Abströmung des Schaufelprofils bilden sich neben Sekundärwirbeln an der Blattspitze und an der Blattwurzel zusätzliche Verwirbelungen sowohl an Schaufelvorderkante als auch an der Hinterkante aus. Grund dafür können Nachläufe der vorderen Schaufelreihe (Stator oder Rotor) sein, die auf die darauffolgende Beschaukelung treffen. Bei Betrieb weit außerhalb des optimalen Auslegungspunktes (Off-Design) kann die Strömung dem Schaufelprofil durch die veränderten Zuströmbedingungen in Betrag und Richtung nicht mehr exakt folgen und generiert dickere Grenzschichten bzw. Ablösungen und Rückströmgebiete. Der dabei steigende Inzidenzwinkel (Differenz aus Eintrittswinkel der Beschaukelung und dem effektiven Zuströmwinkel) ist maßgeblich für die Dicke des Profilaachlufs verantwortlich. Diese Effekte führen zu Fluktuationen der Profildruckverteilungen und sind Ursache des sogenannten Breitbandlärms,

also emittierter Schall in einem weiten Frequenzbereich. Neben einem breitbandigen Anteil beinhaltet die Geräuschkulisse der Turbine auch ausgeprägte tonale Anteile, die durch diskrete Töne (einzelne Frequenzpeaks) im Frequenzspektrum gekennzeichnet sind. Hier spielen vor allem Wechselwirkungen zwischen Stator und Rotor eine wichtige Rolle. Nachläufe, die von den Schaufelreihen des Stators resultieren, werden vom nachfolgenden Laufrad durchtrennt, die Nachläufe des Rotors schlagen anschließend auf die feststehenden Vorderkanten der nachfolgenden Leitrad-schaufeln. In einer Überschallströmung arbeitenden Turbine treten daneben noch die Effekte von Verdichtungsstößen an den Schaufelhinterkanten auf. Zunächst wird jedoch ein einzelnes Laufrad mit B Schaufeln in einem Strömungsfeld betrachtet. Rotiert dieses Laufrad mit der Drehzahl n_{rpm} , so rotiert auch das durch die Schaufeln aufgeprägte Druckfeld mit derselben Drehzahl. Hinter dem Rotor kann daher ein stehender Beobachter jedes Mal, wenn eine Schaufel vorbeiläuft, eine Druckänderung wahrnehmen. Diese periodischen Druckschwankungen erzeugen einen diskreten Ton mit einer von der Drehzahl und Schaufelzahl abhängigen Frequenz, der sogenannten Blattfolgefrequenz (Blade Passing Frequency, BPF):

$$BPF = \frac{n_{rpm}}{60} \cdot B \quad (2.10)$$

wobei hier die Drehzahl n_{rpm} die Einheit U/min besitzt und B die Anzahl der Schaufeln des Laufrades bezeichnet. Zusätzlich zur Blattfolgefrequenz, die die Grundfrequenz des Laufrades darstellt, werden auch ganzzahlige Vielfache der Blattfolgefrequenz angeregt. An diesen höher harmonischen Schwingungen nimmt das rotierende Druckmuster neue Formen an, sodass z.B. bei der doppelten Blattfolgefrequenz die Druckstörungen mit der doppelten Drehzahl des Rotors umlaufen. Die rotierenden Schwingungsmuster stellen dabei charakteristische Lösungen der Wellengleichung dar und werden als Moden bezeichnet (siehe dazu Kapitel 2.2). Zusammen mit der Grundfrequenz überlagern sich die höher harmonischen Schwingungen dem Breitbandlärm.

2.1.3 Stator-Rotor-Interaktion (Tyler-Sofrin)

Wird zur vorherigen Betrachtung eines einzelnen Laufrades eine zweite, feststehende Schaufelreihe hinzugenommen, kann eine gegenseitige Beeinflussung der Strömungsfelder beider Schaufelgitter beobachtet werden. Nach Tyler und Sofrin [14] können drei grundlegende Mechanismen zur Schallentstehung durch Stator-Rotor-Interaktionen angegeben werden:

1. Das Durchtrennen der Nachläufe von stromauf liegenden Statorschaufeln durch den drehenden Rotor.
2. Das Auftreffen der Nachläufe, verursacht durch den Rotor, auf die stromab liegenden, feststehenden Statorschaufeln.
3. Beeinflussung des rotierenden Druckfeldes um die Rotorschaufeln durch Wechselwirkungen mit den Statorschaufeln.

Durch die geringere Geschwindigkeit in den Nachlaufzellen ist das Strömungsfeld in der Zuströmung nicht mehr homogen. Je kürzer der axiale Abstand zwischen zwei Schaufelreihen ist (also zwischen Stator und Rotor), desto stärker kommt diese Inhomogenität zur Geltung. Die Geschwindigkeiten in der Nachlaufzelle (die direkt hinter der Hinterkante am geringsten sind) haben nicht mehr genügend Lauflänge (bzw. -zeit) um sich mit den höheren Geschwindigkeiten in den Nachbarschichten auszugleichen. Aus diesem Grund verschiebt sich der Staupunkt von der Vorderkante in Richtung der Saugseite des Profils. Dieser Vorgang induziert eine

Druckstörung an der Schaufelvorderkante, die sich periodisch in Umfangsrichtung von Schaufel zu Schaufel ausbreitet. Da bei Turbinen der axiale Abstand zwischen Stator und Rotor meistens geringer ist als bei Verdichter, dominiert daher der tonale Anteil, hervorgerufen durch die eben beschriebenen periodischen Druckschwankungen, gegenüber dem breitbandigen Anteil der gesamten Geräuschemission der Turbine. Ist der axiale Abstand größer, kann die Intensität dieser Frequenzanregung sinken, da eine bessere Ausmischung der Nachlaufströmung möglich ist.

Bei einem einzelnen Laufrad in einer Strömung regen die in Umfangsrichtung rotierenden Druckschwankungen, wie oben beschrieben, Frequenzen an, die von der Drehzahl und der Schaufelzahl des Laufrades abhängig sind. Dabei bilden sich pro Frequenz charakteristische Schwingungsmuster (Moden). In Kombination mit einem Stator können die Druckstörungen nun zusätzliche Moden in Umfangsrichtung annehmen, die nach Tyler und Sofrin aus einer Linearkombination der Schaufelzahlen von Stator und Rotor berechnet werden können [14].

$$m = hB \pm kV \quad (2.11)$$

Hier stellen m die Umfangsmode, B die Schaufelanzahl des Rotors und V die Schaufelanzahl des Stators dar. h wird als harmonischer Index bezeichnet und kennzeichnet die höher harmonischen Frequenzen des Rotors ($h = 1, 2, 3, \dots$). k stellt einen ganzzahligen Index dar ($k = 0, 1, 2, 3, \dots$). Für das Beispiel des einzelnen Rotors ergibt sich somit für die Grundfrequenz ($h = 1, 1. \text{ BPF}$) eine Umfangsmode, die der Schaufelanzahl des Rotors entspricht ($k = 0, m = B$). Das Druckmuster rotiert dann mit der Drehzahl des Rotors. Allgemein kann die Winkelgeschwindigkeit Ω_m der Mode wie folgt mit der Kreisfrequenz des Rotors Ω ermittelt werden:

$$\Omega_m = \Omega \cdot \frac{hB}{m} = \Omega \cdot \frac{hB}{hB \pm kV} \quad (2.12)$$

Wird die Umfangsmode negativ, so ist die Drehrichtung des Druckmusters entgegengesetzt zur Rotordrehrichtung (bzw. breitet sich die Mode entgegen der Rotordrehrichtung aus). Die Beziehung aus Gleichung (2.11) kann für mehrere Stator- und Rotorreihen erweitert werden, sodass der Weg der Strömung auch durch eine mehrstufige Turbine akustisch beschrieben werden kann. Dabei wird davon ausgegangen, dass eine Mode m^* , die durch eine Stator-Rotor Interaktion resultiert, an der nachfolgenden Statorreihe mit V_2 Schaufeln gestreut wird und die Moden $m = m^* \pm k_1 V_2$ generiert werden. Für eine Rotorinteraktion mit zwei Statoren mit den Schaufelzahlen V_1 und V_2 lautet Gleichung (2.11) (mit k_1 und k_2 als ganze Zahlen):

$$m = hB \pm k_1 V_1 \pm k_2 V_2 \quad (2.13)$$

Die Anzahl der möglichen Interaktionsmoden ist theoretisch unendlich groß. Allerdings wird die Ausbreitung der Moden durch die Geometrie des Strömungskanals und dem Frequenzbereich des Rotors begrenzt. Unter welchen Bedingungen eine Mode ausbreitungsfähig ist, wird in den Kapiteln (2.2) ausführlich behandelt.

Anhand eines Beispiels soll nun die Stator-Rotor Interaktion näher betrachtet werden. In Abbildung 2.1 ist eine Konfiguration eines Stators mit $V = 6$ Statorschaufeln und eines Rotors mit $B = 8$ Rotorblätter dargestellt. Wählt man willkürlich $k = \{-3, -2, -1, 1, 2, 3\}$ ergeben sich für die Grundfrequenz ($h = 1$) aus Gleichung (2.11) somit die Moden $m = 1 \cdot 8 + k \cdot 6 =$

$\{-10, -4, 2, 14, 20, 26\}$, die aus der Interaktion zwischen Stator und Rotor entstehen. Die Mode $m = 8$ bei $k = 0$ stellt die Grundmode des Rotors dar. Hier soll nochmals erwähnt werden, dass noch keine Aussage getroffen wurde, ob diese Moden auch wirklich ausbreitungsfähig sind, d.h. auch wirklich zur Schallemission beitragen. Dafür sind weitere Kenntnisse der Maschine und des Betriebspunktes notwendig. Näheres dazu wird in den nachfolgenden Kapiteln besprochen. Für das Beispiel in Abbildung 2.1 ist $k = -1$ gewählt, die Umfangsmode ist demnach $m = 2$. Der Rotor ist in dieser Abbildung rot dargestellt, der Stator grau bzw. schwarz. Die Interaktion, also jedes Mal, wenn ein Rotorblatt eine Statorschaufel passiert, ist durch eine blaue Markierung auf dem Außenkreis des Stators gekennzeichnet. Die Drehrichtung verläuft im Uhrzeigersinn und wird durch ein markiertes Rotorblatt (durch eine durchbrochene Linie) verdeutlicht. Es wird eine $1/4$ Umdrehung des Rotors betrachtet, wobei alle 15° eine Momentaufnahme der Position des Rotors dargestellt ist. Verfolgen wir nun das markierte Rotorblatt von der Start- bzw. Endposition oben links nach unten rechts, so passiert dieses alle 60° eine Statorschaufel. Verfolgen wir auf gleicher Weise die markierte Interaktion, so kann der Grafik folgendes entnommen werden: die Interaktion, also die schallverursachende Druckstörung, durchläuft eine ganze Umdrehung, während der Rotor seine Position nur um eine Viertelumdrehung ändert. Das bedeutet, dass bei der Grundfrequenz des Rotors das umlaufende Druckmuster $m = 2$ mit der vierfachen Geschwindigkeit des Rotors dreht. Dies kann mathematisch mittels Gleichung (2.12) überprüft werden, indem die Winkelgeschwindigkeit der Mode $m = 2$ ermittelt wird: $\Omega_{m=2} = \Omega \cdot \frac{1 \cdot 8}{2} = 4\Omega$. Das Ergebnis $\Omega_{m=2} = 4\Omega$ stimmt mit der Beobachtung überein, wobei das erhaltene positive Vorzeichen zeigt, dass der Drehsinn der Interaktion (bzw. die Ausbreitungsrichtung der Mode) mit dem des Laufrades übereinstimmt.

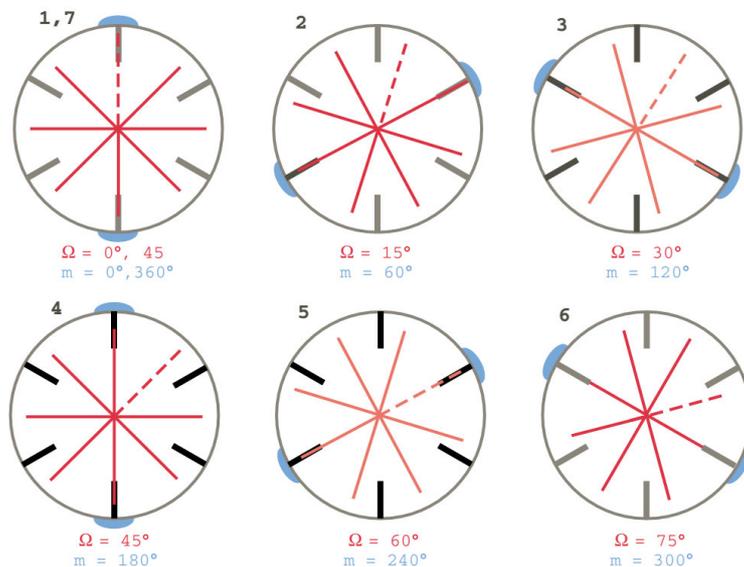


Abbildung 2.1: Schematische Darstellung der Stator-Rotor-Interaktion¹ [15]

Solch ein Beispiel kann nun für jede ausbreitungsfähige Interaktionsmode angegeben werden. Die Moden untereinander unterscheiden sich dabei sowohl durch ihre Ausbreitungsrichtung und Winkelgeschwindigkeit, als auch durch die unterschiedliche Intensität ihrer Anregung. Da die Bestimmung der Moden von den Schaufelzahlen der gewählten Stator-Rotor(-Stator)

¹ Bemerkung: Abweichend zu den Bezeichnungen im Text stellen hier Ω die Winkelposition des Rotors und m die Winkelposition der Interaktion dar.

Konfiguration abhängt, kann so die Quelle der Schallentstehung in einer Turbine zurückverfolgt werden.

2.2 Schallausbreitung

Die akustischen Kenngrößen Schalldruck, Schalldichte und Schallschnelle stellen, wie bereits im vorherigen Kapitel erläutert, Schwankungsgrößen dar, die sich im Raum ausbreiten. In Gasen und Flüssigkeiten findet das in Form von Longitudinalschwingungen statt. Um diese Transportvorgänge von kleinen Störungen in einem Medium zu beschreiben, können aus den Erhaltungssätzen und der thermodynamischen Zustandsgleichung jeweils die Wellengleichungen für die drei Kenngrößen abgeleitet werden. Die allgemeine Herleitung der Wellengleichung ist schon mehrmals ausführlich in der Literatur durchgeführt worden (z.B. in [12], [13], [16]), sodass hier die schon gegebene Wellengleichung für den Schalldruck auf die Schallausbreitung in zylindrischen Kanälen mit Kreisquerschnitt angewandt und eine Lösung für diesen Fall vorgestellt wird. Anschließend werden jene Bedingungen aufgezeigt, die notwendig sind, damit eine Ausbreitung der Druckstörungen in einem Strömungskanal überhaupt stattfinden kann.

Die allgemeine Wellengleichung für Gase (auch gültig für Flüssigkeiten) wird aus den Euler-Gleichungen (Kontinuitäts- und Impulsgleichung) und der thermodynamischen Zustandsgleichung idealer Gase erhalten. Dabei werden einige wichtige Vereinfachungen und Annahmen getroffen:

- Es wird zunächst nur ruhendes Fluid betrachtet. Das bedeutet im Gleichungsset (2.1) besteht die Teilchengeschwindigkeit des Fluides nur aus dem akustischen Schwankungsterm.
- Linearisierung der Gleichungen: durch die sehr kleinen akustischen Schwankungsgrößen (Störungsansatz nach Gleichungen (2.1)), die praktisch unabhängig von der Fluidbewegung sind, werden nichtlineare Terme vernachlässigt.
- Reibungsfreie Strömung: durch Verwendung der Euler-Gleichungen werden in der Impulsgleichung die viskosen Terme vernachlässigt.
- Adiabate Zustandsänderungen: Druckänderungen laufen mit sehr hoher Geschwindigkeit ab, sodass kein Energieaustausch mit der Umgebung stattfindet.
- Konstante Entropie: aus der linearisierten Beziehung zwischen Druck und Dichte ($p' = \frac{\partial p}{\partial \rho} \cdot \rho' = c^2 \cdot \rho'$) folgt die Definition der Schallgeschwindigkeit für ideales Gas:

$$\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_{s=const} = c^2 \Rightarrow c = \sqrt{\kappa \frac{p}{\rho}} = \sqrt{\kappa R_s T} \quad (2.14)$$

Unter Berücksichtigung dieser Punkte können die Wellengleichungen für den Schalldruck, Schalldichte und die Schallschnelle abgeleitet werden. Schalldruck ist eine leicht messbare Größe, die in den meisten Fällen den Schall sehr gut beschreibt. Daher wird in weiterer Folge ausschließlich die Ausbreitung von Druckstörungen in dieser Arbeit betrachtet. Die Wellengleichung für den Schalldruck lautet nach obigen Verfahren demnach

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \Delta p' = 0 \quad (2.15)$$

mit dem Laplace-Operator $\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$ für kartesische Koordinaten. In dieser Gleichung ist erkennbar, dass sich eine Druckstörung p' mit einer charakteristischen Geschwindigkeit, nämlich der Schallgeschwindigkeit c , ausbreitet. Für den einfachen Fall der Ausbreitung einer ebenen Welle hängen die akustischen Größen nur mehr von einer Ortskoordinate ab. Die Bezeichnung „eben“ bezieht sich hier lediglich auf die Form der Wellenfront, nicht auf die Dimension der Wellenausbreitung im Raum. Die Wellengleichung lässt sich dann vereinfacht anschreiben, wenn hier die x-Richtung die Ausbreitungsrichtung darstellt, in der alle durch die Schallwelle verursachten Bewegungen erfolgen:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 p'}{\partial x^2} \quad (2.16)$$

Für diese eindimensionale Form der Wellengleichung lautet die Lösung nach d'Alembert

$$p' = F(ct + x) + G(ct - x) \quad (2.17)$$

Die beiden Funktionen F und G sind willkürliche, reelle Funktionen, die jedoch mindestens zweimal ableitbar sein müssen. Dabei beschreibt die Funktion F die Ausbreitung der Welle in negativer x-Richtung mit der Geschwindigkeit c und G die Ausbreitung einer Welle in positiver x-Richtung. Wird eine periodische Ausbreitung der ebenen Welle betrachtet, stellt für eine in positive x-Richtung laufende Welle die Funktion G eine Cosinus-Funktion dar. Die Lösung für den Schalldruck lautet dann

$$p' = \hat{p} \cos(\omega t - kx + \varphi_0) = \Re\{\hat{p} e^{i(\omega t - kx + \varphi_0)}\} \quad (2.18)$$

mit der Amplitude \hat{p} , der Kreisfrequenz ω und der Phasenverschiebung φ_0 . k wird als Wellenzahl bezeichnet und berechnet sich aus dem Quotienten aus Kreisfrequenz und Ausbreitungsgeschwindigkeit, bzw. aus der Wellenlänge λ :

$$k = \frac{\omega}{c} = \frac{2\pi f}{c} = \frac{2\pi}{\lambda} \quad (2.19)$$

2.2.1 Zylindrischer Strömungskanal ohne Nabenkörper

In diesem Abschnitt soll nun eine Lösung der Wellengleichung (2.15) für Strömungskanäle mit einem kreisförmigen Querschnitt ohne Innenradius vorgestellt werden. Dazu wird die Darstellung in Zylinderkoordinaten gewählt (siehe Abbildung 2.2), bei welcher der Laplace-Operator die Form $\Delta = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2}$ annimmt. Eingesetzt in Gleichung (2.15), lautet dann die Wellengleichung:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial p'}{\partial r} \right) - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial \theta^2} - \frac{\partial^2 p'}{\partial x^2} = 0 \quad (2.20)$$

Zur Lösung dieser partiellen Differentialgleichung zweiter Ordnung wird ein Produktansatz, der auf einer Separation der Variablen beruht, mit harmonischer Zeitabhängigkeit verwendet.

$$p'(x, r, \theta, t) = F(x) \cdot G(r) \cdot H(\theta) \cdot e^{i\omega t} \quad (2.21)$$

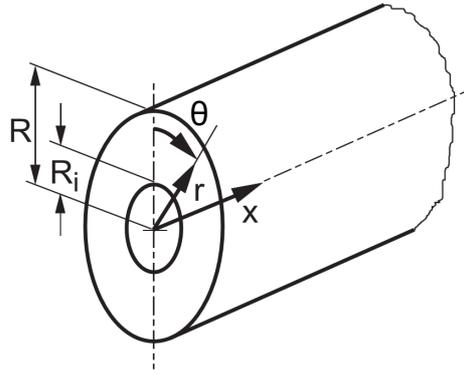


Abbildung 2.2: Zylinderkoordinaten für einen Kanal mit Kreis- bzw. Kreisringquerschnitt [17]

Dieser wird nach durchgeführten Ableitungen in Gleichung (2.20) eingesetzt und ergibt

$$\left(\frac{\omega}{c}\right)^2 + \frac{1}{F} \frac{d^2 F}{dx^2} + \frac{1}{G} \left(\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dG}{dr} \right) \right) + \frac{1}{H} \frac{1}{r^2} \frac{d^2 H}{d\theta^2} = 0 \quad (2.22)$$

Der winkelabhängige Term mit der Funktion $H(\theta)$ wird auf die rechte Seite gebracht und mit r^2 multipliziert, sodass die Variable θ von den anderen beiden Variablen isoliert ist. Um die Gleichung (2.22) für alle Kombinationen von x , r und θ zu erfüllen, müssen nun beide Seiten konstant sein. Die Bestimmungsgleichung für die Funktion $H(\theta)$ lautet daher unter Einführung einer Konstante:

$$\frac{1}{H} \frac{d^2 H}{d\theta^2} = -\gamma^2 \quad (2.23)$$

Auf gleiche Weise kann für die Funktion $F(x)$ folgende Beziehung angegeben werden:

$$\frac{1}{F} \frac{d^2 F}{dx^2} = -\alpha^2 \quad (2.24)$$

Für die vom Radius abhängige Funktion $G(r)$ führt solch eine Umformung der Gleichung (2.22) nicht sofort zum erwünschten Ergebnis. Ist dagegen eine Konstante, z.B. γ , schon bekannt, kann die Variable θ eliminiert werden und es folgt für $G(r)$:

$$\frac{1}{G} \left(\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dG}{dr} \right) \right) - \frac{\gamma^2}{r^2} = -\beta^2 \quad (2.25)$$

Durch Einsetzen der Beziehungen (2.24) und (2.25) in die Wellengleichung (2.22), wird schließlich eine einfache Lösungsvorschrift gefunden:

$$\left(\frac{\omega}{c}\right)^2 = k^2 = \alpha^2 + \beta^2 \quad (2.26)$$

Nach Bestimmung von $H(\theta)$ kann somit die Konstante γ berechnet werden, mit der wiederum eine Lösung für $G(r)$ gefunden werden kann. Damit ist sowohl β bestimmt als auch aus der Beziehung (2.26) die Konstante α . Die allgemeinen Lösungen für die formell ähnlichen Gleichungen (2.23) und (2.24) ergeben sich durch die beiden Ansätze

$$H(\theta) = C_1 e^{-i\gamma\theta} + C_2 e^{i\gamma\theta} \quad (2.27)$$

$$F(x) = A_1 e^{-i\alpha x} + A_2 e^{i\alpha x} \quad (2.28)$$

Hier ist bei der Ermittlung der Konstanten C_1 , C_2 und γ auf die Erfüllung der Randbedingungen an die Funktion $H(\theta)$ zu achten. Durch die Kontinuität muss dabei eine periodische Randbedingung $H(\theta) = H(\theta + 2\pi)$ gelten, da die frei definierten Ränder unabhängig von der gewählten Richtung sowohl beim Winkel $\theta = 0$ als auch beim Winkel $\theta = 2\pi$ gegeben sind. Für die Konstante γ bedeutet dies, dass sie für die Einhaltung dieser Periodizitätsbedingung eine Serie von ganzzahligen Werten annehmen muss. γ ist damit nicht eindeutig festgelegt, sondern durch $\gamma = \gamma_m = m = \dots -3, -2, -1, 0, 1, 2, 3, \dots$ frei wählbar. Die Konstanten C_1 und C_2 sind durch die periodische Randbedingung nicht festgelegt und können daher ebenfalls unabhängig voneinander willkürlich gesetzt werden.

Die Wahl der Konstante γ beeinflusst nun, wie bereits erwähnt, die Lösung der Radiusfunktion $G(r)$. Durch Umformulierung der Gleichung (2.25) erhält man die Form der sogenannten Bessel'schen Differentialgleichung:

$$r^2 \frac{d^2 G}{dr^2} + r \frac{dG}{dr} + (r^2 \beta^2 - \gamma^2) G = 0 \quad (2.29)$$

Die Lösung dieser Gleichung setzt sich aus der Bessel-Funktion J_m und der Neumann-Funktion Y_m zusammen. Beide Funktionen haben, genauso wie die Differentialgleichung auch, die Ordnungszahl m , die der ganzzahligen Konstante γ entspricht.

$$G(r) = B_1 J_m(r\beta) + B_2 Y_m(r\beta) \quad (2.30)$$

Als Randbedingung für die Bestimmung der Bessel- und Neumann-Funktionen gilt am äußeren Radius $r = R$ die der schallharten Wand. Die Schallschnelle wird dort aufgrund der Wandhaftbedingung zu Null. Für den Druckgradienten in radialer Richtung bedeutet dies $\frac{dp'}{dr}|_{r=R} = 0$. An der Stelle $r = 0$ hingegen ergibt sich nach Gleichung (2.22) eine Singularität, also eine Massenquelle. Da eine Zu- oder Abfuhr von Masse an diesem Ort in der Praxis auszuschließen ist, muss die Singularität bei $r = 0$ für alle Lösungen von $G(r)$ ausgeschlossen werden. Dies wird durch Nullsetzen der Neumann-Funktion erreicht, sodass Gleichung (2.30) zu $G(r) = B_1 J_m(r\beta)$ wird. Nachdem an der Wand $\frac{dp'}{dr}|_{r=R} = 0$ und folglich auch $\frac{dG}{dr}|_{r=R} = 0$ gilt, muss auch die Bessel-Funktion die Gleichung $\frac{dJ_m}{dr}|_{r=R} = 0$ erfüllen. Das bedeutet, die Bessel-Funktion muss an der Wand ($r = R$) ein Maximum oder ein Minimum aufweisen. Mit Hilfe der Konstante β wird dies durch Skalierung des Abstandes r erreicht. Durch die unendlich vielen lokalen Extrema der Bessel-Funktionen wird eine zweite Ordnungszahl σ_{mn} eingeführt, die das n -te lokale Extremum der Bessel-Funktion m -ter Ordnung beschreibt. Die Konstante β wird demnach durch $\beta = \frac{\sigma_{mn}}{R} = \beta_{mn}$ festgelegt. Neben der azimutalen Ordnung m hängt die Lösung von Gleichung (2.30) nun auch von einer radialen Ordnung n ab.

$$G(r) = B_1 J_m(r\beta_{mn}) \quad (2.31)$$

Aus Gleichung (2.26) folgt mit β_{mn} für die Konstante $\alpha = \sqrt{k^2 - \beta_{mn}^2} = \alpha_{mn}$. Werden schließlich mit Berücksichtigung der beiden Ordnungen m und n die Gleichungen (2.27), (2.28)

und (2.31) zusammengefasst und in die Ausgangsgleichung (2.21) eingesetzt, ergibt sich die Lösung für den Schalldruck:

$$p'(x, r, \theta, t) = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} (C_{mn1}e^{-im\theta} + C_{mn2}e^{im\theta}) \cdot B_{mn1}J_m(r\beta_{mn}) \cdot \dots \quad (2.32)$$

$$\dots (A_{mn1}e^{-i\alpha_{mn}x} + A_{mn2}e^{i\alpha_{mn}x}) \cdot e^{i\omega t}$$

Diese Art der Lösung wird aus der Summe unendlicher vieler Teillösungen erhalten, deren Formen durch die Ordnungszahlen bestimmt werden. Die Ordnungszahlen werden daher als Moden bezeichnet, wobei jedes Modenpaar (m, n) eine andere, charakteristische Druckverteilung hervorruft. Wie in Abbildung 2.3 zu erkennen, steht m für die Anzahl der Knotenlinien in Umfangsrichtung und n für die Anzahl der Knotenringe in radialer Richtung. Sie werden deshalb auch Azimutalmoden und Radialmoden genannt. Bei der nicht dargestellten Grundmode $(m, n) = (0, 0)$ ist der Schalldruck im gesamten Querschnitt konstant. Durch die entsprechende Bessel-Funktion J_m ergibt sich der radiale Verlauf von $0 \leq r \leq R$ mit der Amplitude B_1 .

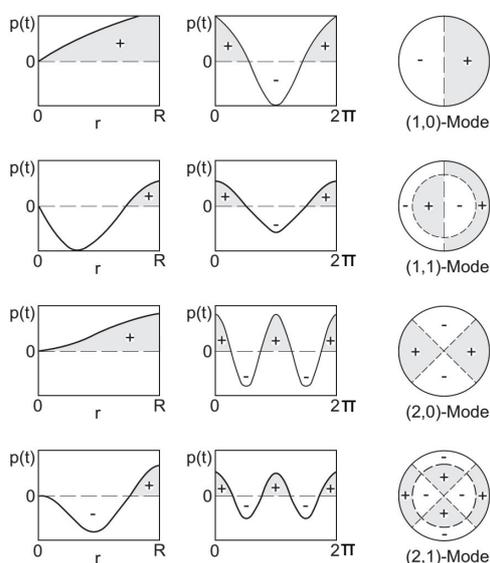


Abbildung 2.3: Verläufe und Verteilung des Schalldrucks in einem zylindrischen Kanal [17]

Wird die Auswirkung in axialer Richtung des zylindrischen Kanals betrachtet, so bestimmen die Konstanten A_1 und A_2 die Schallausbreitung in positiver bzw. negativer x -Richtung (vgl. Gleichung (2.18)). C_1 und C_2 wiederum beeinflussen Amplitude und Phase der Ausbreitung in Umfangsrichtung. Wird beispielsweise die Konstante C_2 Null gesetzt und $C_1 = 1$, so wird die Druckverteilung in positiver θ -Richtung in Drehung versetzt. Abhängig von der Umfangsmode m ergibt sich die Winkelgeschwindigkeit, sodass bei konstanter Phase ein spiralförmiges Druckfeld (siehe Abbildung 2.4) entsteht. Bei Gleichsetzen der beiden Konstanten (gilt auch für A_1 und A_2) bilden sich stehende Wellen. Eine Drehung findet dann nicht statt.

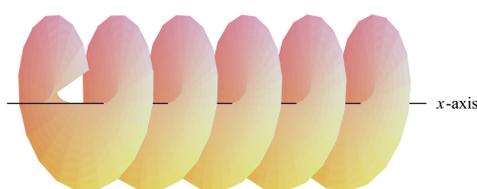


Abbildung 2.4: Spiralförmiges Druckfeld bei konstanter Phase [16]

2.2.2 Zylindrischer Strömungskanal mit Nabenkörper und überlagerter Strömung

Bisher wurde die Ausbreitung von Schall in einem ruhendem Fluid betrachtet. In einer Strömungsmaschine wird das Fluid jedoch durch Umlenkung an den Schaufeln von Leit- und Laufeinrichtungen in Bewegung versetzt, die vereinfacht durch eine mittlere Geschwindigkeit in axialer Richtung beschrieben werden kann. Der Strömungskanal hat dabei einen kreisringförmigen Querschnitt. Diese beiden Fälle sollen nun auf die zuvor vorgestellte Theorie angewandt werden.

Zunächst wird die Wellengleichung (2.15) mit einer konstanten Strömungsgeschwindigkeit \vec{U} ohne Drall überlagert. Dazu kann die partielle Ableitung des Schalldrucks nach der Zeit durch die substantielle Ableitung $\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + \nabla \vec{U}$ ersetzt werden.

$$\frac{1}{c^2} \frac{D^2 p'}{Dt^2} - \Delta p' = 0 \quad (2.33)$$

In Zylinderkoordinaten und unter Berücksichtigung einer Strömungsgeschwindigkeit nur in axialer Richtung, $\vec{U} = (U, 0, 0)$ und $\nabla \vec{U} = U \frac{\partial}{\partial x}$, lautet dann die Wellengleichung

$$\frac{1}{c^2} \left[\frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} + 2U \frac{\partial^2 p'}{\partial t \partial x} + U^2 \frac{\partial^2 p'}{\partial x^2} \right] - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial p'}{\partial r} \right) - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial \theta^2} - \frac{\partial^2 p'}{\partial x^2} = 0 \quad (2.34)$$

Nach Einführung der axialen Machzahl $M_x = \frac{U}{c}$ kann auch geschrieben werden:

$$\frac{1}{c^2} \left[\frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} + 2U \frac{\partial^2 p'}{\partial t \partial x} \right] - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial p'}{\partial r} \right) - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial \theta^2} - (1 - M_x^2) \frac{\partial^2 p'}{\partial x^2} = 0 \quad (2.35)$$

Diese Gleichung kann nach demselben Verfahren, wie auch schon die Wellengleichung im ruhendem Fluid im vorangegangenen Kapitel 2.2.1, durch einen Separationsansatz gelöst werden. Es kann auch nahezu dieselbe Lösung angegeben werden, einzig in der Beziehung (2.26) wird der Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit erkennbar.

$$\beta^2 = k^2 \left(1 - U \frac{\alpha}{\omega} \right)^2 - \alpha^2 \quad (2.36)$$

Demnach wirkt sich die überlagerte Strömung sowohl auf die axiale Ausbreitung (durch α beschrieben) als auch auf die radiale Schallausbreitung, die durch die Bessel- und Neumann-Funktionen (abhängig von β) bestimmt wird, aus. Die Bessel'sche Differentialgleichung soll nun für den Fall eines kreiszylindrischen Kanals mit Nabenkörper gelöst werden (siehe Abbildung 2.2). Da hier an jeder Stelle im Kanal $r > 0$ gilt, gibt es keine Singularität wie im Fall ohne Nabenkörper, sodass auch die Neumann-Funktion in der Randbedingung berücksichtigt werden muss (Gleichung (2.30): $G(r) = B_1 J_m(r\beta) + B_2 Y_m(r\beta)$). Aus der Randbedingungen der schallharten Wand an den Stellen $r = R_i$ und $r = R_a$

$$v_r|_{r=R_i} = \frac{dp'}{dr} \Big|_{r=R_i} = 0 \quad \text{und} \quad v_r|_{r=R_a} = \frac{dp'}{dr} \Big|_{r=R_a} = 0 \quad (2.37)$$

folgt daher für die Gleichung (2.30) zunächst:

$$\left. \frac{dG}{dr} \right|_{r=R_i} = \beta \left(B_1 \left. \frac{dJ_m(r\beta)}{dr} \right|_{r=R_i} + B_2 \left. \frac{dY_m(r\beta)}{dr} \right|_{r=R_i} \right) = 0 \quad (2.38)$$

Wobei hier die Lösung durch $\beta = 0$ für den Fall der Singularität gilt. Die Konstante B_2 kann durch Nullsetzen des Klammersausdrucks ermittelt und wieder in die Ausgangsgleichung eingesetzt werden. Die Anwendung der Randbedingung bei $r = R_a$ liefert dann

$$\left. \frac{dG}{dr} \right|_{r=R_a} = \beta B_1 \left(\left. \frac{dJ_m(r\beta)}{dr} \right|_{r=R_a} - \left. \frac{dJ_m(r\beta)/dr}{dY_m(r\beta)/dr} \right|_{r=R_i} \cdot \left. \frac{dY_m(r\beta)}{dr} \right|_{r=R_a} \right) = 0 \quad (2.39)$$

Nullsetzen des Klammersausdrucks ergibt:

$$J'_m(R_a\beta) \cdot Y'_m(R_i\beta) - J'_m(R_i\beta) \cdot Y'_m(R_a\beta) = 0 \quad (2.40)$$

Stellt $\eta = R_i/R_a$ das Nabenverhältnis dar, lautet (2.40) nun mit dem Außenradius $R_a = R$:

$$J'_m(R\beta) \cdot Y'_m(\eta\beta) - J'_m(\eta\beta) \cdot Y'_m(R\beta) = 0 \quad (2.41)$$

Diese Gleichung kann durch die sogenannten Besselkoeffizienten $\sigma_{mn} = R\beta_{mn}$ numerisch gelöst werden. Für jede Umfangsmode m ergibt sich eine unendliche diskrete Folge von Lösungen σ_{mn} , die charakteristisch für die ausgewählte Kreisringgeometrie sind. Das bedeutet, bei vorhandener Geometrie können die Konstanten β_{mn} aus den Eigenwerten σ_{mn} ermittelt werden, wodurch aus Gleichung (2.36) eine Bestimmungsgleichung für α erhalten wird.

$$\left(\frac{\sigma_{mn}}{R} \right)^2 = k^2 \left(1 - U \frac{\alpha}{\omega} \right)^2 - \alpha^2 = k^2 - 2kM_x\alpha + (M_x^2 - 1)\alpha^2 \quad (2.42)$$

bzw. nach α aufgelöst:

$$\alpha^2 + \frac{2kM_x}{1 - M_x^2} \alpha - \frac{1}{1 - M_x^2} \left(k^2 - \left(\frac{\sigma_{mn}}{R} \right)^2 \right) = 0 \quad (2.43)$$

Wird diese quadratische Gleichung für eine axiale Machzahl $M_x \neq 1$ gelöst, erhält man die axiale Wellenzahl der Moden m und n für positive bzw. negative Ausbreitungsrichtung in x :

$$\alpha_{mn}^{\pm} = k_{mn}^{\pm} = \frac{k}{1 - M_x^2} \left[-M_x \pm \sqrt{1 - (1 - M_x^2) \left(\frac{\sigma_{mn}}{kR} \right)^2} \right] \quad (2.44)$$

2.2.3 Die Cut-Off Bedingung

Die axiale Wellenzahl hat bei der Schallausbreitung in Strömungskanälen eine entscheidende Bedeutung. Sie legt fest, ob eine reguläre Wellenausbreitung in axialer, sowie in radialer Richtung überhaupt stattfinden kann. Nur wenn die Wellenzahl abhängig von den Modenordnungen m und n einen reellen Wert darstellt, ist eine Ausbreitung dieser auch möglich. Bei Betrachtung der Gleichungen (2.26) und (2.44) wird dies deutlich: Im Fall des ruhenden Fluides (Gleichungen (2.26)) muss der Term unter der Wurzel bei der Berechnung von α positiv sein, damit α eine reelle Zahl wird. Daher muss die Bedingung

$$\frac{\omega}{c} = k > \beta_{mn} = \frac{\sigma_{mn}}{R} \quad (2.45)$$

gelten. Wird diese nicht erfüllt, ist α imaginär und die Störung klingt je nach Vorzeichen der imaginären Lösung entweder ab oder wächst an. Höhere Umfangsmode m sind bei konstanter Radialmode n folglich nicht mehr ausbreitungsfähig und umgekehrt können sich höhere Radialmoden n bei konstanter Umfangsmode m nicht ausbreiten (eine hohe Modenordnung bewirkt ein hohes β_{mn}). Diese Moden werden dann als „cut-off“ bezeichnet. Die Cut-Off-Frequenz $f_{cut, M_x=0} = \frac{c\sigma_{mn}}{2\pi R}$ legt dabei jene Frequenz fest, unter der keine Ausbreitung mehr stattfindet. Eine geometrische Interpretation dieser Bedingung ist ebenfalls möglich: Bei $m = 1$ wird ein Knotenpunkt an der Wand erhalten, der bei Rotation des Druckfeldes um 360° gerade mit der Geschwindigkeit ωR umläuft („spinning mode“). Der Punkt legt dabei genau eine Strecke von $2\pi R$ in einer Periode zurück. Nach der umgeformten Bedingung $\omega_{mn} R > c\sigma_{mn}$ muss der Punkt also eine Mindestgeschwindigkeit aufweisen, damit sich eine umlaufende Mode ausbreiten kann.

Wird die Schallausbreitung bei überlagerter Strömung betrachtet, folgt aus Gleichung (2.44), dass auch hier der Ausdruck unter der Wurzel positiv sein muss, damit die axiale Wellenzahl reell und eine Ausbreitung in axialer und radialer Richtung möglich ist. Die Bedingung lautet hier:

$$\frac{\omega}{c} = k > \sqrt{1 - M_x^2} \cdot \frac{\sigma_{mn}}{R} \quad (2.46)$$

Diese Beziehung kann auch auf ruhendes Fluid angewandt werden: Die Geschwindigkeit, und demnach auch die Machzahl, wird dabei gleich Null und man erhält dasselbe Ergebnis wie in Gleichung (2.45). Für die Schallausbreitung bedeutet das, dass durch die überlagerte Strömung mehr Moden ausbreitungsfähig sind, als ohne Strömung. Die Cut-Off-Frequenz nimmt daher im Vergleich um den Faktor $\sqrt{1 - M_x^2}$ ab.

$$f_{cut} = \sqrt{1 - M_x^2} \cdot \frac{c\sigma_{mn}}{2\pi R} \quad (2.47)$$

Nur oberhalb dieser Grenzfrequenz ist Schallausbreitung möglich. Zur Bestimmung der axialen Ausbreitungsrichtung muss wieder die gesamte Gleichung (2.44) betrachtet werden. Bei Erfüllung der Cut-On-Bedingung (2.46) mit Unterschallströmung $M_x < 1$ breiten sich demnach beide Lösungen aus (sowohl α_{mn}^- als auch α_{mn}^+ sind reell). Die jeweilige Ausbreitungsrichtung (also die Vorzeichen der axialen Wellenzahlen α_{mn}^+ und α_{mn}^-) ist dabei von der untersuchten Frequenz f bzw. der Wellenzahl k abhängig. Hier kann ein interessanter Bereich angegeben werden, wo sich beide reelle Lösungen entgegen der Strömungsrichtung ausbreiten (sowohl α_{mn}^- als auch α_{mn}^+ sind negativ). Mit der Cut-Off Bedingung ohne Strömung $f_{cut, M_x=0}$ kann dieser Bereich zu $\sqrt{1 - M_x^2} \cdot \frac{c\sigma_{mn}}{2\pi R} = f_{cut} < f < f_{cut, M_x=0} = \frac{c\sigma_{mn}}{2\pi R}$ angegeben werden. Liegt die betrachtete Frequenz f innerhalb dieser Grenzen, breiten sich somit die Moden m nur entgegen der Strömungsrichtung aus. Dieses Phänomen gibt es allerdings nur für den Fall mit Strömung ($0 < M_x < 1$). Bei Überschallströmung $M_x > 1$ kann der Ausdruck in der Wurzel in Gleichung (2.44) nicht mehr negativ werden. Alle Lösungen für α_{mn}^\pm sind daher reell, was bedeutet, dass alle Moden unabhängig von der Frequenz ausbreitungsfähig sind. Bei Berücksichtigung der

Gruppengeschwindigkeit ist diese Ausbreitung nur in Strömungsrichtung möglich (siehe dazu [16]). Eine Cut-Off-Bedingung bei Überschall existiert also nicht.

2.3 Adaptive Neuabtastung

Während der messtechnischen Erfassung des Schalldrucks unterliegen beide Rotorwellen geringen Drehzahlschwankungen, die sich in der späteren Auswertung negativ auswirken können. Obwohl die Schwankungen bei den vorliegenden Messungen unter $+/- 1$ Prozent der jeweiligen Rotordrehzahlen liegen (siehe Kapitel 0 und 0), müssen diese berücksichtigt und kompensiert werden. Dazu generiert ein Wellen-Encoder System pro Umdrehung ein Rechtecksignal, das den Anfang und das Ende einer Umdrehung der Rotorwelle festlegt (siehe [18], [19]). In der betrachteten Versuchsanlage existiert sowohl für die Hochdruck- als auch für die Niederdruckwelle solch ein System; ergo werden zwei voneinander unabhängige Triggersignale (HP-Trigger und LP-Trigger) generiert. Diese Triggersignale werden zusammen mit den Messdaten aufgezeichnet und für die adaptive Neuabtastung (Adaptive Resampling) im Post-Processing verwendet. In diesem Verfahren wird jede Rotorumdrehung in eine konstante Anzahl von Abtastpunkten (Samples) unterteilt, sodass die Drehzahlschwankungen während der Messzeit ausgeglichen werden. Das aufgenommene Zeitsignal wird so mit einer korrigierten Abtastfrequenz neu abgetastet, die durch die Anzahl der Neuabtastungen nn festgelegt wird. Eine Vorschrift für die Wahl von nn ist in Gleichung (2.48) angegeben:

$$nn = 2^k < \frac{f_s \cdot t}{n_{period}} = na \quad (2.48)$$

Dabei ist zu beachten, dass die Anzahl der Neuabtastungen nn kleiner ist als die von der Messung aufgezeichnete Anzahl der Abtastungen na , welche sich aus der Abtastfrequenz f_s des Messsystems in Hz , der Messzeit t in s , und der Anzahl der Umdrehungen n_{period} während der Messzeit t zusammensetzt. Dadurch wird eine konstante Anzahl an Neuabtastungen pro Umdrehung ohne Überabtastung (Oversampling) gewährleistet. Die Anzahl der Umdrehungen n_{period} während der Messzeit t wird wie folgt mit der Drehzahl n_{rpm} des betrachteten Rotors (Hochdruck- oder Niederdruckrotor) in Umdrehungen pro Minute berechnet:

$$n_{period} = \frac{n_{rpm}}{60} \cdot t \quad (2.49)$$

In Gleichung (2.48) wird nn aus einer k -ten Potenz zur Basis zwei bestimmt. Dieser Ansatz ist für die Erfüllung der Ungleichung mathematisch zwar nicht notwendig, beschleunigt allerdings das Rechenverfahren der anschließenden Fast-Fourier Transformation in Matlab [20].

Drehzahlschwankungen bewirken Abweichungen von der theoretischen, mit der Solldrehzahl bestimmten Blattfolgefrequenz (BPF), sodass bei einer niedrigeren Drehzahl ein Ton mit tieferer Frequenz und bei einer höheren Drehzahl ein Ton mit höherer Frequenz als der BPF angeregt wird. Um diese Abweichungen zu kompensieren wird die adaptive Neuabtastung angewandt. Wie oben beschrieben, wird das aufgenommene Zeitsignal auf die Rotordrehzahl n_{rpm} bezogen. Im Frequenzbereich bedeutet dies ein Zusammenschieben der abweichenden Blattfolgefrequenzen zu einer gemeinsamen BPF, entsprechend der bezogenen Drehzahl. Nach einer FFT-Analyse sind im Frequenzspektrum jene Frequenzen mit hohen Amplituden deutlich erkennbar, welche mit der Rotordrehzahl korrelieren (also die Grundfrequenz bzw. Blattfolgefrequenz und ihre

Harmonischen). Amplituden von Frequenzen, die in keiner Relation zur Rotordrehzahl stehen, werden abgeschwächt. Es ergibt sich somit eine Erhöhung des Signal-Rausch-Abstandes (signal-to-noise-ratio, SNR), was zu einer besseren Beurteilung des gesamten Frequenzspektrums beiträgt (siehe dazu Abbildung 2.5 und Abbildung 2.6).

2.4 Phasennittelung

Nach Anwendung der adaptiven Neuabtastung auf das gemessene Zeitsignal wird eine Phasennittelung (Phase Averaging) durchgeführt. Diese ist notwendig, um die Einflüsse auf die Strömung und Akustik zweier Rotoren, deren Drehzahlen nicht korrelieren, getrennt voneinander analysieren zu können. In der betrachteten Versuchsanlage ist gerade dies mit einem Hochdruckrotor und einem gegenläufigem Niederdruckrotor der Fall (siehe Kapitel 3).

Wie schon bei der adaptiven Neuabtastung wird mit Hilfe eines Triggersignals, das den Anfang und das Ende jeder Rotorumdrehung darstellt, die Strömung auf einen der beiden Rotoren aufgelöst. Unter der Berücksichtigung der Phasenlage der Rotorwelle, kann eine Größe im Strömungsfeld nach der Methode des „Triple Decomposition Procedure“ aufgespalten werden [21].

$$p(t) = \bar{p} + \langle p(t) \rangle + p'(t) \quad (2.50)$$

Dabei ist $p(t)$ die zeitabhängige Strömungsgröße, \bar{p} der zeitliche Mittelwert, $\langle p(t) \rangle$ der rein periodische Anteil der Größe und $p'(t)$ der Anteil stochastischer Fluktuationen, die zum größten Teil aus turbulenten Schwankungen im Strömungskanal resultieren. Gleichung (2.50) gilt für den Fall, dass die Strömung durch eine periodische Schwankung, von einer einzelnen Störquelle hervorgerufen, charakterisiert werden kann. Diese einzelne Störquelle stellt nun einer der beiden Rotoren dar, die Effekte des anderen Rotors werden dabei unterdrückt. Werden die Einflüsse beider Rotoren berücksichtigt, wird Gleichung (2.50) wie folgt geschrieben [22]:

$$p(t) = \bar{p} + \langle p(t) \rangle_{HP} + \langle p(t) \rangle_{LP} + \langle p(t) \rangle_{HP,LP} + p'(t) \quad (2.51)$$

Die rein periodischen Anteile des Hochdruckrotors ($\langle p(t) \rangle_{HP}$) und des Niederdruckrotors ($\langle p(t) \rangle_{LP}$) haben jedoch unterschiedliche Periodendauern und damit Frequenzen. Der Term $\langle p(t) \rangle_{HP,LP}$ beinhaltet jene periodischen Anteile, die durch die Interaktionen zwischen Hoch- und Niederdruckrotor gebildet werden. Diese Interaktionen sind im Frequenzspektrum an Frequenzen, die sich durch Linearkombinationen der Blattfolgefrequenzen beider Rotoren berechnen lassen ($i \cdot BPF_{LP} + k \cdot BPF_{HP}$ mit $i, k \in \mathbb{Z}^*$), durch höhere Amplituden zu erkennen.

Durch Mittelung im Zeitbereich aller neuabgetasteten Einzelmesswerte (Samples) bei derselben Phase über eine ausreichend große Anzahl an Perioden eines betrachteten Rotors werden nun die phasengemittelten Werte erhalten. Die periodischen Anteile des nicht-betrachteten Rotors und die der Rotor-Rotor-Interaktionen werden ebenso durch die Mittelung unterdrückt, wie die Fluktuationen aufgrund turbulenter Strömung. Wird z.B. der Niederdruckrotor betrachtet, ergibt sich aus Gleichung (2.51) die phasengemittelte Strömungsgröße $\tilde{p}(t)_{LP}$.

$$\tilde{p}(t)_{LP} = \bar{p} + \langle p(t) \rangle_{LP} \quad (2.52)$$

Die Fluktuationen, die durch den Hochdruckrotor hervorgerufen werden, verschwinden in diesem Beispiel, sodass im Frequenzspektrum hauptsächlich jene Frequenzen durch hohe Amplituden deutlich zu erkennen sind, welche auf den Niederdruckrotor zurückzuführen sind. Je nach Wahl des Triggersignals (HP-Trigger oder LP-Trigger) wird somit nach adaptiver Neuabtastung, Phasenmittelung und Fast-Fourier Transformation ein Frequenzspektrum erhalten, das nur die Einflüsse eines Rotors (Hochdruck- oder Niederdruckrotor) auf die Strömung und Akustik wiedergibt. In Abbildung 2.5 ist dazu als Beispiel die Frequenzanalyse eines Rohsignals von einem Mikrofon (Mikrofon 24) an einer Messposition beim Betriebspunkt Sideline dargestellt. Nach adaptiver Neuabtastung und Phasenmittelung wird abhängig vom gewählten Trigger das Frequenzspektrum für den Hochdruckrotor (HP-Trigger, Abbildung 2.6 links) und für den Niederdruckrotor (LP-Trigger, Abbildung 2.6 rechts) erhalten. Im Vergleich zur FFT des Rohsignals wurde dadurch der Signal-Rausch-Abstand deutlich vergrößert. Während in der linken Abbildung die Amplituden bei der Blattfolgefrequenz (BPF) und ihre Harmonischen (2. BPF) des Hochdruckrotors dominieren, sind in der rechten Abbildung, neben kleinerer Anteile des Hochdruckrotors, hauptsächlich die dominanten Amplituden an der Grundfrequenz (BPF) und ihrer Harmonischen (2. BPF, 3. BPF) des Niederdruckrotors zu sehen. Dabei werden die Schalldrücke in Abbildung 2.6 zusätzlich über alle Messpositionen in Umfangsrichtung, als auch in axialer Richtung (über die Mikrofone) gemittelt.

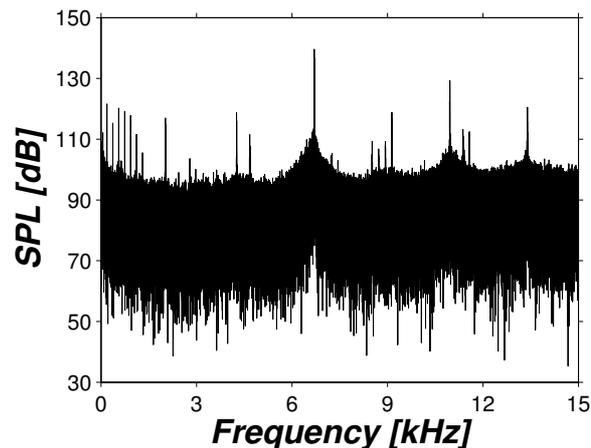


Abbildung 2.5: Fast Fourier Transformation des Rohsignals, Betriebspunkt Sideline, Setup C1

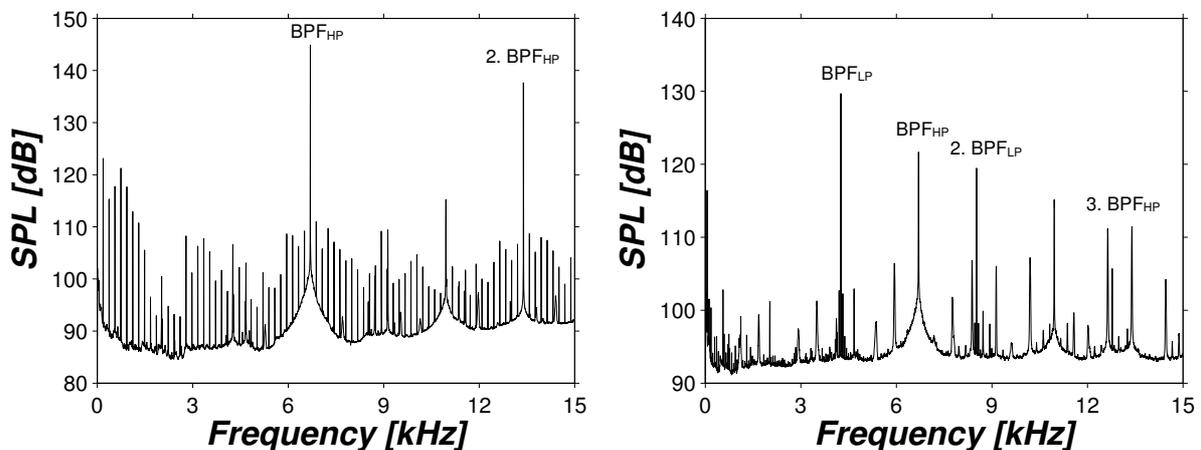


Abbildung 2.6: FFT nach adaptiver Neuabtastung und Phasenmittelung mit HP-Trigger (links) und LP-Trigger (rechts), Betriebspunkt Sideline, Setup C1

2.5 Modenanalyse

In den vorherigen Kapiteln 2.1 und 2.2 wird erklärt, wie Schall in einer Strömungsmaschine entsteht, unter welchen Bedingungen er sich ausbreitet und wie er durch mathematische Formulierungen beschrieben werden kann. Die Theorie wird nun umgekehrt dazu verwendet, um aus dem gemessenen Schalldruck Informationen zu bekommen, aus welchen Vorgängen und Interaktionen in der Maschine der Schall hervorgerufen wird. Wie in Kapitel 2.2 erläutert, ist das Lösen der Wellengleichung (2.15) bzw. (2.33) erforderlich, um eine Bestimmungsgleichung für den Schalldruck zu erhalten. Neben der vorgestellten Lösung auf Seite 15 gibt Munjal [23] unter der Berücksichtigung der Beziehungen in Kapitel 2.2.2 die Lösung der Wellengleichung für zylindrische Kanäle mit Kreisringquerschnitt wie folgt an:

$$p'(x, r, \theta, t) = \sum_{m=-\infty}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} (A_{mn}^+ e^{ik_{mn}^+ x} + A_{mn}^- e^{ik_{mn}^- x}) f_{mn} \left(\sigma_{mn} \frac{r}{R} \right) e^{im\theta} e^{-i\omega t} \quad (2.53)$$

Diese komplexe Fourierreihe beschreibt den orts- und zeitabhängigen Schalldruck p' im Strömungskanal bei einer Kreisfrequenz ω durch Überlagerung von Eigenlösungen, die als Moden bezeichnet werden. Jedes Modenpaar (m, n) , bestehend aus Umfangs- bzw. Azimutalmode m und Radialmode n , stellt eine charakteristische Druckverteilung im Querschnitt dar (siehe Abbildung 2.3). A_{mn}^+ und A_{mn}^- kennzeichnen die komplexen Amplituden für eine Schallausbreitung in („+“) bzw. entgegen („-“) der Strömungsrichtung. Die entsprechenden axialen Wellenzahlen bilden k_{mn}^+ und k_{mn}^- . Der Formfaktor $f_{mn}(\sigma_{mn} \frac{r}{R})$ berücksichtigt die radiale Kanalgeometrie und stellt für die Randbedingung der schallharten Wand die Lösung der Bessel'schen Differentialgleichung dar (siehe dazu auch Kapitel 2.2.2). Er wird bestimmt durch:

$$f_{mn} \left(\sigma_{mn} \frac{r}{R} \right) = \frac{1}{\sqrt{F_{mn}}} \left(J_m \left(\sigma_{mn} \frac{r}{R} \right) + Q_{mn} Y_m \left(\sigma_{mn} \frac{r}{R} \right) \right) \quad (2.54)$$

Hier sind J_m die Bessel-Funktion und Y_m die Neumann-Funktion jeweils m -ter Ordnung, die beide durch die Eigenwerte σ_{mn} und das Radienverhältnis $\eta = r/R$, wobei R für den Außenradius steht, festgelegt werden. Q_{mn} berechnet sich aus $Q_{mn} = -J'_m(\sigma_{mn}\eta)/Y'_m(\sigma_{mn}\eta)$ und ist für den kreisrunden Querschnitt ohne Nabenkörper gleich Null. Die Konstante F_{mn} stellt einen Normalisierungsfaktor dar, der das vorhandene orthogonale System in ein orthonormales Eigensystem umwandelt ([15], [24]).

$$F_{mn} = \begin{cases} \frac{1}{2}[1 - \eta^2], & m = n = 0 \\ \frac{1}{2} \left[\left(1 - \frac{m^2}{\sigma_{mn}^2}\right) \hat{f}_{mn}^2(R) - \left(\eta^2 - \frac{m^2}{\sigma_{mn}^2}\right) \hat{f}_{mn}^2(\eta R) \right], & \text{sonst} \end{cases} \quad (2.55)$$

mit

$$\hat{f}_{mn}(r) = J_m(\sigma_{mn}\eta) + Q_{mn} Y_m(\sigma_{mn}\eta) \quad (2.56)$$

Wie im Kapitel 2.2.2 auf Seite 17 schon angeführt, führt eine der Schallausbreitung überlagerte Strömung zu folgender Form der axialen Wellenzahlen k_{mn}^\pm :

$$k_{mn}^{\pm} = \frac{\tilde{k}}{1 - M_x^2} \left[-M_x \pm \sqrt{1 - (1 - M_x^2) \left(\frac{\sigma_{mn}}{\tilde{k}R} \right)^2} \right] \quad (2.57)$$

Die überlagerte Strömung wurde zunächst als drallfrei angenommen, was in der vorhandenen Versuchsanlage bei realen Strömungsbedingungen jedoch nicht der Fall ist (siehe Kapitel 5.1). Daher muss der Einfluss des Dralls auf die Wellenausbreitung mitberücksichtigt werden. Die reale Strömung wird durch Sekundäreffekte und Wechselwirkungen mit der Grenzschicht stark beeinflusst, sodass ein Drallmodell, welches die reale Strömung entsprechend abbildet, sehr komplex und damit schwierig zu formulieren ist. Es werden daher vorwiegend relativ einfache Modelle verwendet, die eine drallbehaftete Strömung näherungsweise beschreiben. Das hier angewandte Modell des Festkörperdralls („Rigid-Body-Swirl“) vermindert die Kreisfrequenz ω um den Faktor $m\Omega$ gegenüber drallfreier Strömung, wobei $\Omega \ll \omega$ gilt ([24], [25]). Die Wellenzahl wird dann zu

$$\tilde{k} = \frac{\omega}{c} - \frac{m\Omega}{c} \quad (2.58)$$

Die mittlere Winkelgeschwindigkeit Ω des Dralls wird dabei aus der Messung der Strömung mit z.B. einer Fünflochsonde an einer bestimmten radialen Position des Kanals ermittelt. Abhängig von der Umfangsmode m und der Stärke und Drehrichtung des Dralls bewirkt die Berücksichtigung des Dralls nun eine Verschiebung der axialen Wellenzahlen k_{mn}^{\pm} . Die Azimutalmodenverteilung wird dadurch asymmetrisch bezüglich der Ausbreitungsrichtung. Genauso wird die Cut-Off-Frequenz zu höheren oder niedrigeren Werten verschoben:

$$\tilde{f}_{cut} = \sqrt{1 - M_x^2} \frac{c\sigma_{mn}}{2\pi R} + \frac{m\Omega}{2\pi} \quad (2.59)$$

Die Cut-On-Bedingung, bei der eine Modenausbreitung möglich ist, lautet demnach, durch die dimensionslose Frequenz (Helmholtz-Zahl) ausgedrückt,

$$\tilde{k}R \geq \sqrt{1 - M_x^2} \sigma_{mn} + \frac{m\Omega R}{c} \quad (2.60)$$

Jene Moden, die nach dieser Bedingung „cut-on“ sind, können mit den berechneten Interaktionsmoden nach Tyler-Sofrin (Kapitel 2.1.3) verglichen werden und sollten im Modenspektrum, das in den nächsten beiden Unterkapitel bestimmt wird, vorrangig zu erkennen sein.

2.5.1 Azimutalmodenanalyse (AMA)

Wird die Lösung (2.53) der Wellengleichung betrachtet, so können nun die gesuchten komplexen Amplituden A_{mn}^+ bzw. A_{mn}^- mit Hilfe des gemessenen Schalldrucks und der vorgestellten Beziehungen für die restlichen Konstanten und Faktoren berechnet werden. Dies erfolgt durch die sogenannte Azimutalmodenanalyse und der anschließenden Radialmodenanalyse an einer beliebigen Frequenz, wobei hauptsächlich die Blattfolgefrequenz oder eine ihrer Harmonischen interessieren. Für jede Umfangsmode m setzt sich die komplexe Azimutalamplitude A_m bei einer definierten Frequenz f wie folgt zusammen:

$$A_m(x, r)_f = \sum_{n=0}^{\infty} (A_{mn,f}^+ e^{ik_{mn}^+ x} + A_{mn,f}^- e^{ik_{mn}^- x}) f_{mn} \left(\sigma_{mn} \frac{r}{R} \right) \quad (2.61)$$

Eingesetzt in die Gleichung (2.53) verkürzt sich diese zu

$$p'(x, r, \theta, t) = \sum_{n=0}^{\infty} A_m(x, r)_f e^{im\theta} e^{-i\omega t} \quad (2.62)$$

Das über eine bestimmte Messzeit aufgenommene Zeitsignal des Schalldrucks wird nun über eine diskrete Fourier-Transformation in den Frequenzbereich übertragen. Nach adaptiver Neuabtastung und Phasenmittelung (Kapitel 2.3 und 2.4) wird ein entsprechendes Frequenzspektrum erhalten (siehe z.B. Abbildung 2.6). Daraus kann der komplexe Schalldruck an einer Frequenz (z.B. an der 1. BPF) für die Bestimmung der Azimutalamplituden entnommen werden. Für eine definierte Position sowohl in Axial- als auch in Radialrichtung (die letztendlich der Mikrofonposition entspricht) folgt damit nach [26]:

$$A_m(x_0, r_0)_f = \frac{1}{N_\theta} \sum_{k=1}^{N_\theta} p(x_0, r_0, \theta_k)_f e^{-im\theta_k} \quad (2.63)$$

wobei N_θ die diskreten (Mess-)Positionen des Schalldrucks in Umfangsrichtung darstellen. Alternativ können die Azimutalamplituden auch über ein Verfahren mit Kreuzkorrelation ermittelt werden, wo ein Referenzsignal (z.B. eines Referenzmikrofons) als Bezug bei der Berechnung von A_m herangezogen wird. Nach [26] lautet das Kreuzkorrelationsverfahren mit dem Referenzsignal p_0 und dem konjugiert komplexen Pendant p_0^* :

$$A_m(x_0, r_0)_f = \frac{1}{N_\theta} \sum_{k=1}^{N_\theta} \frac{p(x_0, r_0, \theta_k)_f \cdot p_0^*}{\sqrt{p_0 \cdot p_0^*}} e^{-im\theta_k} \quad (2.64)$$

Damit ist die Modenverteilung in Umfangsrichtung gegeben und es können aus den absoluten Amplituden Schalldruckpegel berechnet werden. Eine typische Azimutalmodenverteilung bei verwendetem Hochdruck-Trigger zeigt Abbildung 2.7 für den Betriebspunkt Sideline, wobei die Moden mit einem eingefärbten Balken Interaktionsmoden darstellen. Die gestrichelten Linien im rechten Bild legen die Cut-On Grenzen fest. Der Schalldruckpegel in der Legende gibt dabei den Summenpegel über alle ausbreitungsfähigen Umfangsmoden an.

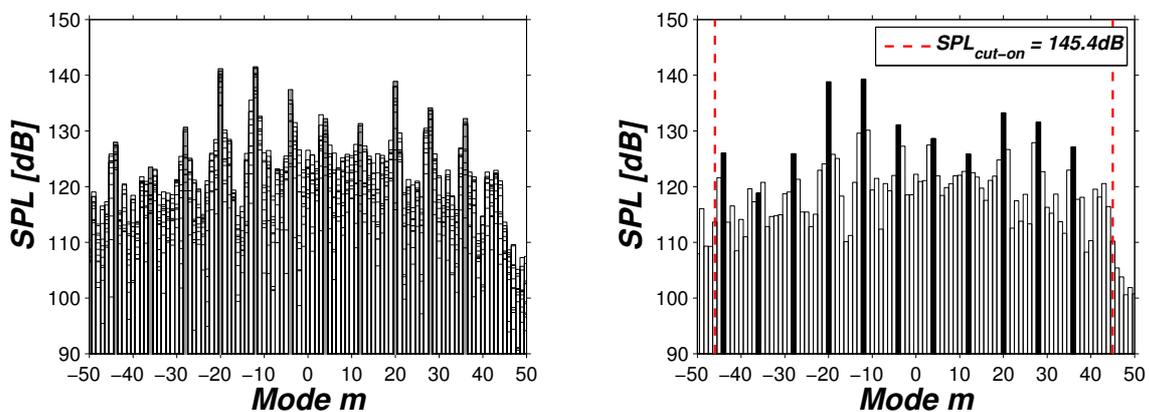


Abbildung 2.7: Azimutalmodenanalyse an BPF_{HP}, Betriebspunkt Sideline, HPT, Setup C1, gemittelt über Umfangspositionen (links) und zusätzlich gemittelt über axiale Messpositionen (rechts)

2.5.2 Radialmodenanalyse (RMA)

Um eine quantitative Aussage über das betrachtete Schallfeld und dessen Quellen zu bekommen, reicht die Azimutalmodenanalyse an nur einer axialen oder radialen Position nicht aus. Werden allerdings mehrere Modenanalysen an verschiedenen axialen oder radialen Positionen kombiniert, kann die radiale Verteilung ermittelt werden, die zusätzliche Informationen für die Beurteilung des Schallfeldes liefert. Die Aufgabe der Radialmodenanalyse besteht also aus der Bestimmung der komplexen (Radial-)Amplituden A_{mn}^+ und A_{mn}^- . Dazu kann das Ergebnis der Azimutalmodenanalyse verwendet werden, um aus Gleichung (2.61) ein lineares Gleichungssystem mit der Ordnung m zu bilden [24].

$$\mathbf{A}_m = \mathbf{W}_m \mathbf{A}_{mn} \quad (2.65)$$

Dabei ist \mathbf{A}_m ein Vektor mit den zuvor berechneten Azimutalmoden, der bei rein axialer Mikrofonanordnung die Länge der Anzahl der axialen Messpositionen ($N_x \times 1$) hat, und \mathbf{A}_{mn} ein Vektor der gesuchten Radialmoden für beide Ausbreitungsrichtungen mit der Länge ($1 \times 2n_{max}$), wobei n_{max} für die größte vorkommende Radialmode n steht. Die Matrix \mathbf{W}_m der Größe ($N_x \times 2n_{max}$) enthält Einträge mit den entsprechenden Termen Formfaktor, axiale Wellenzahl und axiale Position in der Form $W_{mn} = f_{mn} e^{ik_{mn}^{\pm} x}$. Da die gesuchten Radialamplituden auf der rechten Seite dieser Gleichung stehen, führt die Berechnung dieser zu einem inversen Problem der Form

$$\mathbf{A}_{mn} = [\mathbf{W}_m^H \mathbf{W}_m]^{-1} \mathbf{W}_m^H \mathbf{A}_m \quad (2.66)$$

Hier ist mit Hilfe der adjungierten (Hermitian-)Matrix \mathbf{W}_m^H die Pseudoinverse von \mathbf{W}_m aufgestellt worden. Da dieses Gleichungssystem in den meisten Fällen überbestimmt ist (es existieren mehr Gleichungen als Unbekannte, bzw. ist $N_x > 2n_{max}$) und die Lösbarkeit des Gleichungssystems dabei stark von der Konditionszahl der quadratischen Matrix $\mathbf{W}_m^H \mathbf{W}_m$ abhängt, neigt das System leicht zu Instabilitäten. Die Konditionszahl selbst hängt wiederum von der Anzahl der Radialmoden, der gewählten Frequenz, der Geometrie (bzw. dem Nabenverhältnis), dem Strömungsfeld und der Mikrofonanordnung ab. So kann eine Radialmodenanalyse bei gegebener Geometrie und Mikrofonanordnung beispielsweise nur bis eine bestimmte Frequenz durchgeführt werden. Darüber wird der numerische Fehler zu groß und das Ergebnis einer Analyse dadurch physikalisch nicht nachvollziehbar [24]. Daher wird zur Lösung des Problems die Methode der kleinsten Quadrate („Least-Mean-Squares Fit“, LSQR) verwendet, welche das Problem $\mathbf{A}\mathbf{x} = \mathbf{b}$ durch Minimieren des Fehlerquadrates für \mathbf{x} löst.

$$\min \|\mathbf{A}\mathbf{x} - \mathbf{b}\|^2 \quad (2.67)$$

Für schlecht konditionierte Matrizen oder Matrizen deren Rang kleiner ist, als die Anzahl der Spalteneinträge, wird in [27] eine Methode vorgestellt, die durch Einführung eines Dämpfungsfaktors das System stabilisiert. Anstatt das Ergebnis der Azimutalanalyse zu verwenden, können die Radialamplituden alternativ auch direkt aus dem Schalldruck berechnet werden. Dazu müssen die Einträge in der Matrix \mathbf{W}_m mit dem Term $e^{-im\varphi_k}$ entsprechend erweitert und Gleichung (2.65) mit dem Schalldruck umformuliert werden:

$$\mathbf{p}' = \mathbf{W}_m \mathbf{A}_{mn} \quad (2.68)$$

Die Lösung des inversen Gleichungssystems liefert dann wieder die Radialamplituden. Dadurch sind sowohl die radiale als auch die azimutale Modenverteilung bestimmt, womit sich das Schallfeld in einem zylindrischen Kanal mit Nabenkörper gut beschreiben lässt.

Zur Bewertung einer Schallquelle wird üblicherweise die Schalleistung der gesamten Schallquelle herangezogen. Diese wird auf die schallabstrahlende Fläche bezogen, wobei die beitragende Schallschnelle senkrecht auf diese Fläche steht. Die Energie, die jede einzelne Mode in einem zylindrischen Strömungskanal mit schallharten Wänden in axialer Richtung transportiert, kann nach Morfey [25] mit den eben ermittelten komplexen Radialamplituden A_{mn}^{\pm} wie folgt angegeben werden:

$$P_{mn}^{\pm} = \frac{\pi R^2 \alpha_{mn} (1 - M_x^2)^2}{\rho c (1 \mp \alpha_{mn} M_x)^2} |A_{mn}^{\pm}|^2 \quad (2.69)$$

$$\text{mit } \alpha_{mn} = \sqrt{1 - (1 - M_x^2) \left(\frac{\sigma_{mn}}{kR}\right)^2}$$

Hier ist zu erkennen, dass α_{mn} dem Wurzelterm in Gleichung (2.57) bei der Berechnung der axialen Wellenzahl entspricht und demnach für die Ausbreitung der Schalleistung auch dieselbe Cut-Off-Bedingung gültig ist. Die Schalleistung kann wie in Kapitel 2.1.1 vorgestellt in einen Schalleistungspegel umgerechnet und für die Darstellung der Modenverteilungen in azimutaler und radialer Richtung verwendet werden. Als Beispiel ist in Abbildung 2.9 die Radialmodenverteilung beim Betriebspunkt Sideline für den Niederdruckrotor angegeben. Während in der Abbildung oben jene Schalleistung angezeigt wird, die in Strömungsrichtung transportiert wird (PWL^+), ist darunter die Schalleistung gegen die Strömungsrichtung (PWL^-) dargestellt. Des Weiteren ist in Abbildung 2.8 der über die Radialmoden bestimmte Summenpegel der Schalleistung veranschaulicht.

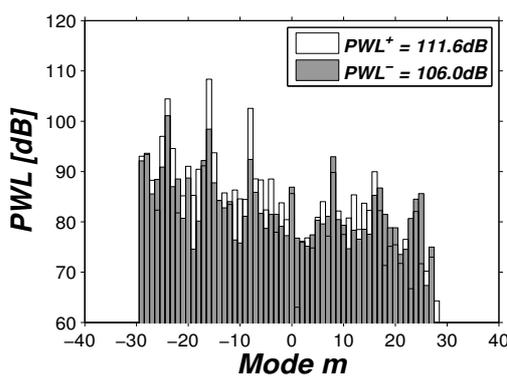


Abbildung 2.8: Radialmodenanalyse an BPF_{LP} bei Betriebspunkt Sideline, Setup C1, LPT, Summenpegel über Radialmoden berechnet

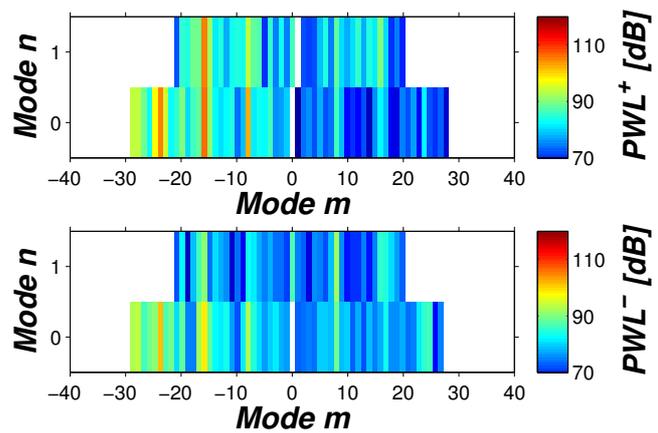


Abbildung 2.9: Radialmodenanalyse an BPF_{LP} bei Betriebspunkt Sideline, Setup C1, LPT

3 VERSUCHSEINRICHTUNG

Am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, an dem die Akustik- und Aerodynamikmessungen dieser Arbeit durchgeführt wurden, steht mit der 3 MW-Verdichteranlage eine der größten Versuchseinrichtungen europäischer Universitäten an der Technischen Universität Graz. Diese liefert die benötigte Druckluft für den Betrieb der verschiedenen Prüfstände am Institut. Hier soll ein kurzer Überblick auf die Funktionsweise der Verdichteranlage und auf den verwendeten Turbinenprüfstand gegeben werden. Anschließend werden die zwei untersuchten Konfigurationen des Turbinenübergangskanals vorgestellt. Nähere Details zur Verdichteranlage sind unter [28] zu finden, während für Details zum Zwei-Wellen-Turbinenprüfstand [29], [30] herangezogen werden können.

3.1 Verdichteranlage

Die Verdichteranlage wird dazu benötigt, komprimierte Luft in einem definierten Zustand für die diversen Prüfstände des Instituts bereitzustellen. Im zweiten Untergeschoss des Instituts sind dafür zwei Turbokompressoren und ein Schraubenkompressor untergebracht, die in Reihe oder Serie zusammengeschaltet werden können. Zusätzlich stehen für die Regelung der Lufttemperatur zwei Luftkühler zu Verfügung, die sowohl als Zwischen- als auch als Nachkühler im System betrieben werden. Insgesamt sind so 14 verschiedene Schaltungen möglich, die eine kontinuierliche Versorgungsluft über einen großen Betriebsbereich gewährleisten. Die Leistungsdaten der einzelnen Verdichter sind in Tabelle 3.1 zusammengefasst.

Tabelle 3.1: Technische Daten der Verdichter

Verdichter	Volumenstrom	Massenstrom	Druckverhältnis	Motorleistung Einzelbetrieb	Motorleistung Serienschaltung
	m^3/h	kg/s	–	kW	kW
SC20	27500	9,0	2,9	1450	1350
SC14	15500	5,1	2,9	900	1250
E1+E2	8000	2,6	3,1	400	1600

Durch die verschiedenen Fahrweisen können Massenströme zwischen $2,5 kg/s$ und $16,7 kg/s$ eingestellt werden. Bei paralleler Schaltung der Verdichter wird dabei ein maximales Druckverhältnis von 2,9 erreicht. In serieller Schaltung kann das Druckverhältnis auf 10 gesteigert werden, der Massenstrom sinkt dadurch aber auf maximal $7 kg/s$. Ein Druckverhältnis von 25 ist nur im Saugbetrieb möglich. Unter Vollast beträgt die maximal aufgenommene elektrische Leistung aller drei Verdichter ca. 3 MW. Dieser hohe Stromverbrauch führt dazu, dass der Betrieb der Anlage erst abends begonnen werden kann und die Messungen am Prüfstand bei einem stabilen Betriebszustand dann oft bis spät in die Nacht hinein dauern. Ein weiterer Grund für den Betrieb in der Nacht sind die geringeren Schwankungen der Außentemperatur (welche die Temperatur der Zuluft darstellt) gegenüber am Tag. Dadurch kann ein stabiler Betriebszustand über eine längere Zeit, in der die Messung stattfindet, leichter gehalten werden – gerade bei Betriebspunkten nahe der Leistungsgrenze. Die Temperatur der verdichteten Luft am Austritt der Verdichteranlage liegt dann zwischen $35^\circ C$ und $140^\circ C$. Je nach Fahrweise wird

die komprimierte Luft über eine Hochdruck- oder eine Niederdruckleitung zu den Prüfständen geleitet. Eine schematische Darstellung der gesamten Verdichterstation ist in Abbildung 3.1 gegeben.

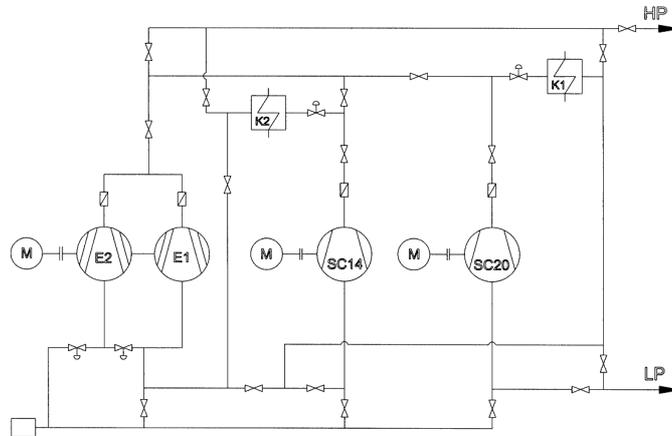


Abbildung 3.1: Schematische Darstellung der Verdichteranlage [28]

Von der Verdichterstation (VS) im zweiten Untergeschoss gelangt die Versuchsluft zu den jeweiligen Prüfständen des Instituts, die in Abbildung 3.2 schematisch dargestellt und zusammengefasst sind. Neben dem transsonischen Zwei-Wellen-Turbinenprüfstand („Transsonic Test Turbine Facility“, kurz TTTF), an dem die Messungen für diese Arbeit durchgeführt wurden und daher im nachfolgenden Kapitel im Detail betrachtet wird, sind am Institut noch drei weitere Prüfstände vorhanden. Am subsonischen Turbinenprüfstand („Subsonic Test Turbine Facility“, kurz STTF) wird die Aerodynamik sowie die Akustik der Niederdruckturbinen in Verbindung mit verschiedenen Geometrien des Turbinenaustrittsgehäuse untersucht. Um Effekte bei einer Profilmströmung zu vermessen, kann der Windkanal des dritten Prüfstandes („Transsonic Wind Tunnel“, kurz TSWT), der durch einen entsprechenden Zugang auch optische Messtechnik erlaubt, mit linearen Schaufelkaskaden ausgerüstet werden. Im Brennkammerversuchsstand („Hot Flow Test Facility“, kurz HFTF) werden verschiedene Aspekte der turbulenten Verbrennung wie z.B. Flammstabilität oder emissionsarmer Verbrennung betrachtet.

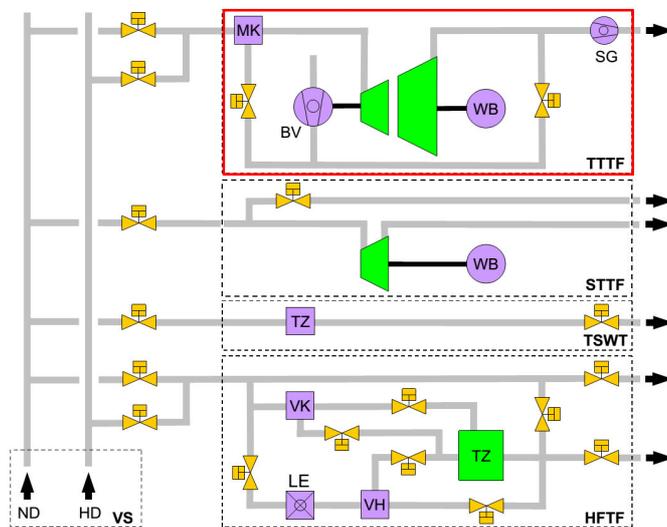


Abbildung 3.2: Schematische Darstellung der Prüfstände am ITTM [30]

3.2 Turbinenprüfstand TTTF

Wie eingangs schon mehrfach erwähnt, wurden die in dieser Arbeit diskutierten Akustik- und Aerodynamikmessungen an einem transsonischen Zwei-Wellen-Turbinenprüfstand („Transsonic Test Turbine Facility“, kurz TTTF) durchgeführt, der aus einer Hochdruck- und einer Niederdruckstufe besteht. Diese wiederum setzen sich jeweils aus einer Leiteinrichtung (Stator) und einer Laufeinrichtung (Rotor) zusammen. Betrieben wird der Prüfstand durch einen kontinuierlichen Massenstrom verdichteter Luft, der ungefähr zur Hälfte von der zuvor beschriebenen Verdichteranlage bereitgestellt wird. Eine schematische Darstellung der Luftführung ist dabei in Abbildung 3.2 gegeben. Die andere Hälfte des Luftmassenstromes wird durch den dreistufigen, radialen Bremsverdichter (BV) geliefert, der vom Hochdruckrotor direkt angetrieben wird. Dabei wird Umgebungsluft angesaugt, verdichtet und in die Mischkammer (MK) geleitet, wo der Massenstrom zusammen mit der komprimierten Luft aus der Verdichterstation (VS) vermischt wird. Die Temperatur der verdichteten Luft am Stufeneintritt kann dabei zwischen 40°C und 185°C reguliert werden. Nach Durchströmen der Hochdruck- und Niederdruckturbine wird der Luftmassenstrom durch den Abluftkamin mit integrierten Schalldämpfern wieder ins Freie geführt. Um höhere Druckverhältnisse in der Maschine zu erreichen, kann durch ein Saugzuggebläse (SG) der Druck am Austritt der Niederdruckturbine bei Bedarf verringert werden. Die Wellenleistung der Niederdruckturbine wird durch eine Wasserbremse (WB) aufgenommen, deren maximale Bremsleistung etwa 700 kW entspricht und die die Drehzahl des Niederdruckrotors regelt. Abhängig von der Konfiguration der Turbinenstufen und dem gewählten Betriebspunkt ist so eine Gesamtwellenleistung von maximal $2,8\text{ MW}$ bei einem maximalen Massenstrom von 22 kg/s möglich. Die Drehzahl des Hochdruckrotors ist dabei wegen der Schrumpfsitze des Bremsverdichters auf 11550 U/min begrenzt, die Nenn Drehzahl des Niederdruckrotors liegt bei 3550 U/min .

Um einen definierten Betriebspunkt zu erreichen und auf eine längere Zeit stabil zu halten, gibt es grundsätzlich fünf einstellbare Parameter: den Massenstrom und die Temperatur der komprimierten Luft aus der Verdichteranlage, den Luftmassenstrom vom Bremsverdichter (durch die Verstellung der Eintrittsleitschaufeln des Bremsverdichters), die Drehzahl des Niederdruckrotors (durch die Wasserbremse) und der Austrittsdruck hinter der Niederdruckturbine (durch das Saugzuggebläse). Dabei wird abhängig vom gewählten Betriebspunkt eine von vier möglichen Fahrweisen der insgesamt 14 Schaltungen der Verdichterstation eingestellt. Um die Anlagensicherheit zu gewährleisten, wird ein Wellenüberwachungssystem von Bently Nevada verwendet, das neben der Drehzahl beider Turbinen auch die Zustände der Lagertemperatur und -schwingungen überwacht. Zusätzlich wird dieses System auch dazu verwendet um die Triggersignale beider Rotorwellen während der Messung bereitzustellen. Werden bestimmte Grenzwerte überschritten, führt dies automatisch zu einem Not-Aus, sodass die Anlage durch Öffnen einer Bypassklappe und Abschalten der Verdichter sofort ausläuft. Es wird die Luftzufuhr zur Versuchsturbine gestoppt und am Prüfstand vorbeigeführt, um beide Rotoren vor Überdrehzahl und entsprechende Folgeschäden zu schützen.

In Abbildung 3.3 ist ein Längsschnitt des Turbinenprüfstandes dargestellt. Die verdichtete Luft strömt aus der Mischkammer in den Zuströmkanal und trifft beschleunigt zunächst auf den Hochdruckstator. Dieser besteht aus 24 Leitschaufeln und ist für Umfangstraversierungen sowie für Clocking-Tests (Beeinflussung des Strömungsverhaltens am Stator hinter dem Laufrad durch

Veränderung der Zuströmbedingungen) 360° drehbar. Nach Beschleunigung in Umfangsrichtung treibt die Strömung den Hochdruckrotor an, der ohne Deckband mit 36 Schaufeln bestückt ist. Zur einfachen Wartung und Montage der Rotorscheiben ist der Hochdruckrotor, so wie auch der Niederdruckrotor, fliegend gelagert. Anschließend folgt der Turbinenübergangskanal („Turning Mid Turbine Frame“, kurz TMTF), der die Strömung sowohl radial als auch in Umfangsrichtung umlenkt. Mit seinen 16 massiven Leitschaufeln ersetzt dieser den üblicherweise folgenden Niederdruckstator und spart damit, in Hinblick auf ein reales Triebwerk, an axialer Länge und Gewicht ein. Diesem Einsparungspotential stehen sehr komplexe, instationäre Strömungsbedingungen gegenüber, deren Untersuchung Gegenstand von abgeschlossenen und aktuellen Projekten am Institut ist. Neben den vorrangig aerodynamischen Aspekten interessieren dabei auch die Auswirkungen auf die Akustik unterschiedlicher TMTF-Geometrien. Daher werden im nächsten Abschnitt (Kapitel 3.3) zwei unterschiedliche Turbinenübergangskanäle im Detail vorgestellt, deren Einfluss auf die Schallemission der Schwerpunkt dieser Arbeit ist.

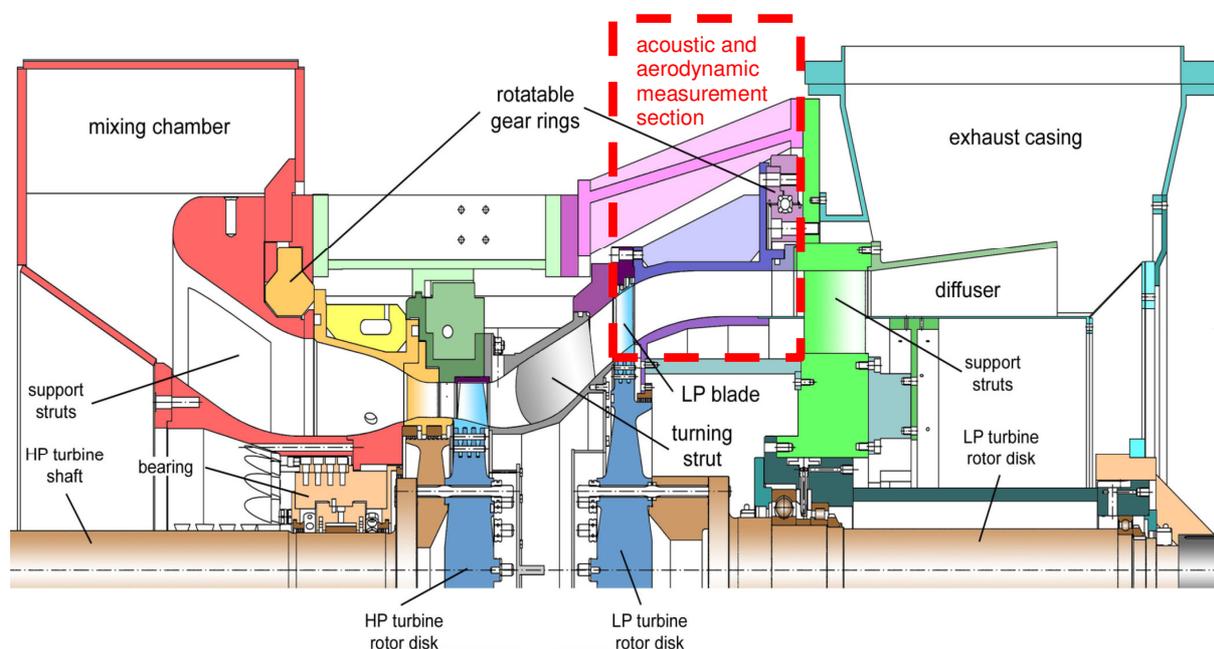


Abbildung 3.3: Längsschnitt der Versuchsanlage [30]

Die massiven Leitschaufeln des TMTF führen die Strömung zum Niederdruckrotor, der in entgegengesetzter Richtung zum Hochdruckrotor dreht und mit 72 Laufschaufeln mit geschlossenem Deckband bestückt ist. Durch Abströmung mit Gegendrall vom Hochdruckrotor kann ein Maximum an Schaufelarbeit erreicht werden, wobei die anschließende Umlenkung durch die Struts des TMTF bei entgegengesetzter Drehrichtung der Rotoren nicht so stark erfolgen muss, wie bei gleichdrehenden Rotoren. Im Strömungskanal hinter dem Niederdruckrotor ist sowohl die akustische Messstrecke platziert, als auch die Position für die Akustik notwendige Aerodynamikmessung (näheres zum Messaufbau wird in Kapitel 4 erklärt). Das Nabenverhältnis beträgt hier im zylindrischen Strömungskanal etwa $\frac{R_{Hub}}{R_{Tip}} = \frac{0,339}{0,4} = 0,8475$. Die Messebenen können dabei um 360° in Umfangsrichtung verfahren werden. Zusätzlich ist der gesamte hintere Rahmen, auf dem auch die Niederdruckturbinen positioniert ist, axial verschiebbar, sodass neben einfacher Montage der Rotoren und des TMTFs auch Übergangskanäle unterschiedlicher axialer Länge verwendet werden können. Die durch die Turbinenstufen entspannte Luft wird

schlussendlich durch einen Diffusor in den Abluftkamin mit integrierten Schalldämpfern nach außen geleitet.

3.3 Turbinenübergangskanäle

Bei einem Flugzeugtriebwerk spielt Gewicht eine entscheidende Rolle, um den benötigten Treibstoff und demzufolge die Kosten zu reduzieren. Dazu werden bei gleicher Leistung und Festigkeit einerseits leichtere Materialien und andererseits kleinere, kürzer gebaute Triebwerke gefordert. Zusätzlich wird das Bypassverhältnis weiter vergrößert, sodass bei modernen High-Bypass-Triebwerken der Fan einen großen Durchmesser besitzt. Die Drehzahl des Fans wird dadurch nach oben hin begrenzt, da ansonsten die Schaufelspitzen mit zu hohen Geschwindigkeiten im Überschallbereich rotieren und die Schaufelfußbelastungen zu groß werden. Die Niederdruckturbine, die bei einem Zwei-Wellen-Triebwerk mit dem Fan gekoppelt ist und diesen antreibt, darf daher abhängig vom Durchmesser des Fans eine kritische Drehzahl nicht überschreiten. Allerdings hängt die Leistungsabgabe einer Turbine direkt mit ihrer Umfangsgeschwindigkeit zusammen. Um also dennoch hohe Umfangsgeschwindigkeiten bei niedrigen Drehzahlen für eine hohe Leistungsabgabe der Turbine zu erreichen, wird der Radius der Niederdruckstufen erhöht. Im Vergleich mit der schnelllaufenden Hochdruckturbine, entsteht so ein radialer Versatz zwischen der letzten Hochdruckstufe und der ersten Niederdruckstufe, der durch einen S-förmigen Übergangskanal („Turning Mid Turbine Frame“, kurz TMTF) ausgeglichen wird. Dieser Übergangskanal ist zugleich als robustes Strukturbauteil ausgelegt, das die Lagerung des Hochdruckrotors und der nachfolgenden Niederdruckrotoren aufnimmt. Außerdem werden durch die hohlen Stützstreben (Struts) Serviceleitungen (z.B. Öl- oder Kühlluftleitungen), Abtriebe für Hilfsaggregate durchgeführt oder außen am Gehäuse Aufnahmen für die Triebwerksaufhängung abgebracht. Aufgrund der Forderung nach Gewichtseinsparung wird nun der Stator der ersten Niederdruckstufe entfernt und dessen Funktion in den Übergangskanal integriert. Dies erfordert eine aerodynamische Umgestaltung des Übergangskanals (z.B. Profilierung der Struts bei gleicher Durchführbarkeit von Strukturen), um eine entsprechende Umlenkung und Zuströmung für den Niederdruckrotor zu gewährleisten.

Die Untersuchung des Strömungsfeldes solcher Übergangskanäle wurde, wie bereits erwähnt, in diversen Projekten am Institut durchgeführt. Hier sollen nun zwei unterschiedliche TMTF-Konfigurationen vorgestellt werden, die im Rahmen dieser Arbeit hinsichtlich ihrer Auswirkungen auf die Akustik der Niederdruckturbine vermessen wurden. Dabei wurden am Prüfstand lediglich die Übergangskanäle getauscht, während andere Komponenten, wie Hochdruckstator/-rotor und Niederdruckrotor, bei jeder Messung dieselben blieben.

3.3.1 Setup C1

Die Auslegung, Konstruktion und Vermessung der ersten TMTF-Konfiguration (Setup C1) wurde im Rahmen des EU-Projekts DREAM („validation for Radical Engine Architecture systems“) durchgeführt. Die Geometrie, welche von der Firma MTU Aero Engines stammt, hat eine dimensionslose Länge $\frac{l_{ax}}{h_{inlet}} \cong 3,6$ und ein Flächenverhältnis $\frac{A_{exit}}{A_{inlet}} \cong 2$ (siehe Abbildung 3.4). Da auch strukturmechanische Anforderungen an den Übergangskanal gestellt sind (siehe oben), besteht das Setup aus 16 dicken Stützschaufeln mit einem maximalen Dickenverhältnis von je 22 Prozent bei 25 Prozent der axialen Sehnenlänge. Somit ergibt sich im eingebauten Zustand ein Blattzahlverhältnis von 6-9-4-18 (HP_{Stator}-HP_{Rotor}-LP_{Stator}/TMTF-LP_{Rotor}, siehe dazu auch Tabelle

3.2). Diese Wahl der Blattzahlen mit einer Periodizität von 90° erlaubt günstige Eigenschaften sowohl bei der numerischen CFD-Simulation, als auch bei aerodynamischen Messungen. Allerdings verursachen die dicken Schaufeln starke Sekundärströmungen, deren Verminderung hier durch ein relativ komplexes, dreidimensionales Schaufeldesign erreicht wird. Wie in Abbildung 3.4 zu sehen, ist die Schaufelvorderkante dabei nach vorne gebogen, während die Hinterkante der umleitenden Stützschaufel am Casing etwas nach vorne geneigt ist (sowohl in axialer Richtung als auch in Umfangsrichtung). Zusätzlich ist der Strut auch in Umfangsrichtung abhängig von der radialen Höhe gebogen (speziell an den Kanalwänden).

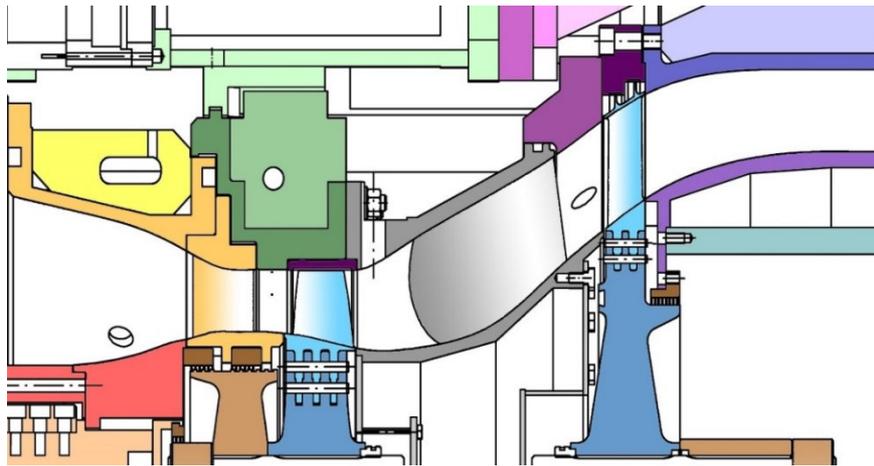


Abbildung 3.4: Ausschnitt aus der Versuchsanlage (Abbildung 3.3) mit Setup C1 [31]

3.3.2 Setup C2

Wie auch das Setup C1 entstand das zweite Design im Rahmen des DREAM Projekts, diesmal aber von der Firma Volvo Aero (heute zu GKN Aerospace gehörend). Neben demselben Flächenverhältnis $\frac{A_{exit}}{A_{inlet}} \cong 2$ und gleicher Blattanzahl von 16 Struts ist sowohl die Kanallänge, als auch die axiale Ausdehnung der Leitschaufeln dieser Geometrie um zehn Prozent kürzer gegenüber Setup C1. Trotz dieser Gewichtseinsparung werden vergleichbare Einströmbedingungen in den Niederdruckrotor erreicht und zusätzliche Verluste vermieden. Durch Konturierung im Hub-Bereich des Innegehäuses (Endwall Contouring) wird der Druckunterschied zwischen Druck- und Saugseite der Schaufel verkleinert mit dem Ziel Sekundärströmungen zu vermindern.

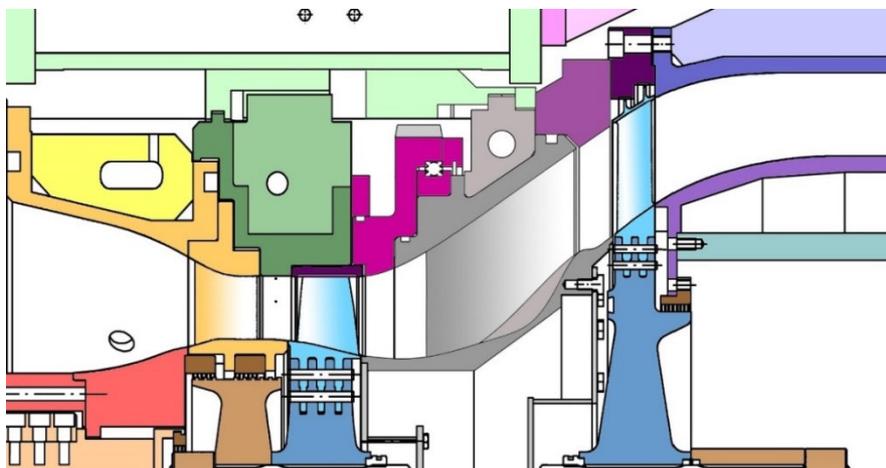


Abbildung 3.5: Ausschnitt aus der Versuchsanlage mit Setup C2 [32]

Die Schaufeln haben dabei ein einfacheres Profil und ein nicht so ausgeprägtes dreidimensionales Design wie beim ersten Setup, womit sich bei gleicher Durchführbarkeit schlankere Schaufeln ergeben. Der Strömungskanal ist somit etwas breiter, sodass dieser weniger Blockage durch die Profile erfährt als bei C1. In Abbildung 3.6 sind beide TMTF-Designs gegenübergestellt. Hier sind die Unterschiede in der axialen Länge deutlich zu erkennen. Durch die kürzere Konstruktion bei gleichem radialen Versatz ist die radiale Umlenkung der Strömung beim Setup C2 stärker ausgeprägt. Während C2 einen gleichmäßigeren TMTF Einlauf im Casing-Bereich besitzt, ist die Außenwand von Setup C1 in diesem Bereich etwas steiler. Die Wandkonturen des Innen- und Außengehäuses von Setup C1 sind dabei rotationssymmetrisch, die Endwall des Innengehäuses von C2 wie erwähnt dreidimensional gestaltet. Wichtig an dieser Stelle ist auch anzumerken, dass der Abstand von der Schaufelhinterkante des TMTF zur Schaufelvorderkante des Niederdruckrotors bei Setup C2 kürzer ist, als bei Setup C1. Weitere Details zu den beiden Turbinenübergangskanälen können in [31] nachgeschlagen werden.

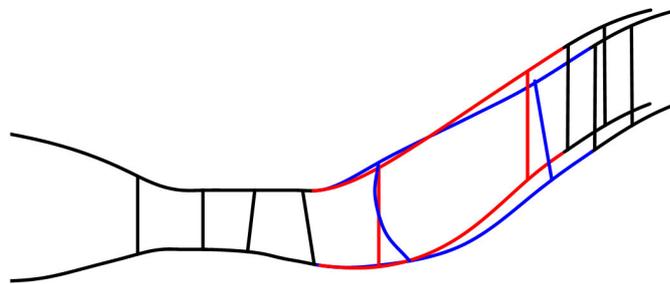


Abbildung 3.6: Vergleich Setup C1 (blau) mit Setup C2 (rot) [31]

Die Tabelle 3.2 gibt zusammenfassend die wichtigsten Schaufelparameter der Versuchsturbine wieder. Hier stellt h/c_{ax} das Verhältnis von Schaufelhöhe h zur axialen Gitterbreite bzw. axialen Ausdehnung c_{ax} dar.

Tabelle 3.2: Schaufelparameter der Versuchsturbine [33]

	HP-Stator	HP-Rotor	TMTF	LP-Rotor
Schaufelblattanzahl	24	36	16	72
h/c_{ax}	1,15	1,37	0,53	2,94
Reynoldszahl ($\cdot 10^6$)	2,38	1,10	1,86	0,46
Schaufelspitze	-	ohne Deckband	-	mit Deckband

3.4 Betriebspunkte

Bei der Zertifizierung von neuen Flugzeugentwicklungen müssen, wie bereits in der Einleitung erwähnt, die Lärmregularien der internationalen Zivilluftfahrtbehörde ICAO (International Civil Aviation Organization) eingehalten werden. Diese legt weltweit gültige Lärmgrenzwerte für den Luftverkehr fest, die durch Flugversuche nachgewiesen werden müssen. Zur Beurteilung wird dabei der effektiv empfundene Schallpegel EPNdB (Effective Perceived Noise Level) als Funktion des maximalen Startgewichts des Flugzeuges herangezogen. Der gemessene Schalldruckpegel unterliegt dabei einer Bewertung nach Hörempfindung (Lästigkeit), einer Tonkorrektur und einer Korrektur der Dauer der Lärmeinwirkung. Für eine einheitliche Lärmmessung sind drei

Referenzpunkte definiert, die hinsichtlich des Lärms in der Umgebung einer Start-/Landebahn bzw. eines Flughafens charakteristisch sind. Nach Abbildung 3.7 beschreiben diese Messpunkte die drei Phasen Startanlauf (Sideline), Start bzw. Überflug (Cutback) und Landeanflug (Approach).

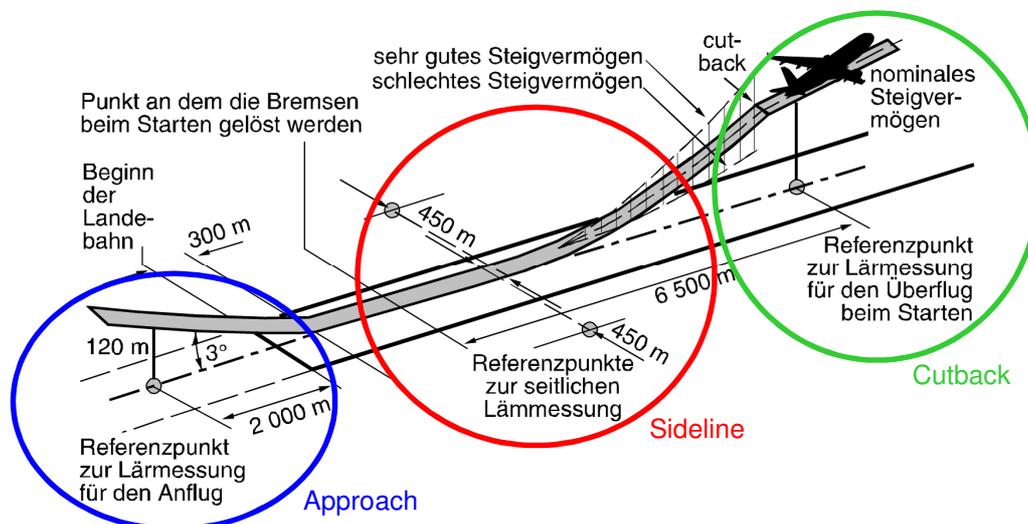


Abbildung 3.7: Beschreibung der drei wesentlichen Betriebspunkte zur Fluglärmbestimmung [34]

Die Lärmmessung während des Startvorgangs wird an zwei Messpositionen seitlich der Startbahn durchgeführt (Sideline). Die Triebwerke des Flugzeugs laufen dabei mit voller Leistung, wobei hauptsächlich der Fan und der Triebwerksstrahl zur Schallemission des Triebwerks beitragen (siehe Abbildung 3.8). Nach Abheben der Maschine wird bei einer erreichten Flughöhe zwischen 240 m und 900 m die Schubleistung auf ca. 70 bis 80 Prozent der nominalen Steigleistung reduziert (Cutback), um die Lärmentwicklung in der unmittelbaren Umgebung des Flughafens zu verringern. Dabei nimmt allerdings auch der Steigungswinkel ab, wodurch die Lärmproduktion bei Rückstellung auf volle Leistung ab einer gewissen Höhe nur an einen anderen Ort verschoben wird. Die Flughöhe, bei der die Lärmmessung bei Cutback stattfindet, ist vom Steigvermögen des Flugzeugs und demnach auch von der Schubleistung der Triebwerke abhängig. Dies wird in den ICAO-Lärmregularien durch unterschiedliche Grenzwerte für verschiedene Motorisierungen (Anzahl der Triebwerke) berücksichtigt. Wie schon bei Sideline sind auch hier der Fan und der Strahl die dominierenden Schallquellen (Abbildung 3.8).

Bei der dritten Lärmmessung während des Landeanflugs (Approach) gilt es eine definierte Flugbahn mit einem Gleitwinkel von 3° einzuhalten. Um eine niedrige Geschwindigkeit und Sinkrate des Flugzeugs bei ausgefahrenen Landeklappen konstant zu halten, wird der Triebwerksschub auf etwa 50 bis 60 Prozent reduziert. Der Strahlärm verringert sich dadurch, sodass neben dem Fan auch die Turbine (und insbesondere die Niederdruckturbine) als dominante Schallquelle des Triebwerks hervortritt. Wie in Abbildung 3.8 deutlich erkennbar, überragen hier die Überströmgeräusche der Luft an der Flugzeugzelle durch das ausgefahrene Fahrwerk und den Landeklappen die Lärmemissionen des Triebwerks. Da die Messposition bei Approach im Vergleich zu Cutback oder Sideline viel näher beim Flugzeug (der Schallursache) ist, sind die so ermittelten und bewerteten Lärmpegel dementsprechend hoch. Deren Ausbreitung beschränkt sich jedoch auf einen schmalen Bereich vor der Landebahn, während bei Cutback und Sideline die Ausbreitungsfläche hoher Pegel deutlich weiträumiger ist. Wird also der Abstand zur Schallquelle dieser Lärmmessungen berücksichtigt, kann für die Schallmessung direkt am

Triebwerk der höchste Pegel bei voller Schubleistung (also während des Startlaufs, Sideline) erwartet werden.

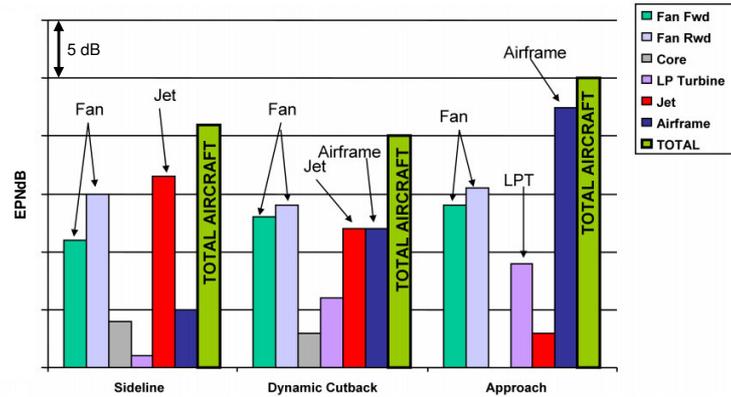


Abbildung 3.8: Anteile der Lärmentwicklung am Flugzeug mit High-Bypass-Triebwerken bei den drei Referenzmesspunkten [35]

An den drei wesentlichen Flugphasen Sideline, Cutback und Approach werden nun die Auswirkungen der in Kapitel 3.3 vorgestellten Turbinenübergangskanäle auf die Schallemission der zweistufigen Versuchsturbine untersucht. Dazu werden die entsprechenden Betriebszustände, wie sie im realen Triebwerk vorherrschen, auf den Turbinenprüfstand übertragen. Einen Überblick der Parameter der einzelnen Betriebspunkte gibt Tabelle 3.3.

Tabelle 3.3: Parameter der drei Betriebspunkte

	Drehzahl		Stufendruckverhältnis		Wellenleistung	
	U/min		—		MW	
	HPT	LPT	HPT	LPT	HPT	LPT
Approach	10569	2701	2,83	1,23	1,26	0,22
Cutback	11130	3145	2,95	1,27	1,44	0,28
Sideline	11160	3550	2,95	1,28	1,44	0,30

Bei der Übertragung der Betriebszustände der realen Maschine auf die Versuchsturbine wird die Machzahlähnlichkeit eingehalten. Das bedeutet, bei gleichen Machzahlen (bzw. gleichen Geschwindigkeitsverhältnissen) stellen sich bei einer geometrisch ähnlichen Turbine auch ähnliche Geschwindigkeitsdreiecke ein. Zudem können Einflüsse der Umgebung auf den Betriebspunkt (Eintritts- und Austrittszustände) der Maschine durch die Mach'sche Ähnlichkeit ausgeglichen werden. Für die Versuchsturbine kann somit ein Betriebspunkt bei einem Umgebungszustand I (Austrittszustand $(p_U, T_U)_I$) nur dann an einem anderen Zeitpunkt mit dem Umgebungszustand II $(p_U, T_U)_{II}$ reproduziert werden, wenn dieselben Machzahlen in der Strömung vorliegen. In der Praxis werden dazu die leichter einstellbaren Parameter Drehzahl und Massenstrom mit Hilfe der Mach'schen Ähnlichkeit umgerechnet. Aus $M_I = M_{II}$ folgt daher sowohl die reduzierte Drehzahl mit der Einheit $U/min/\sqrt{K}$

$$n_{red} = \frac{n}{\sqrt{T_{tot}}} \quad (3.1)$$

als auch der reduzierte Massenstrom mit der Einheit $kg/s \cdot \sqrt{K}/bar$

$$\dot{m}_{red} = \dot{m} \frac{\sqrt{T_{tot}}}{p_{tot}} \quad (3.2)$$

Diese beiden Parameter werden neben der Eintrittstemperatur und dem Druckverhältnis der Hochdruckturbinenstufe konstant gehalten, um für jeden Betriebspunkt jeweils ähnliche Strömungszustände für beide untersuchten Turbinenübergangskanäle zu erzielen. Die absolute Machzahl am Eintritt des TMTF beträgt hier 0,5 und ist damit repräsentativ für moderne Bypass-Triebwerke mit einer einstufigen Hochdruckturbinenstufe. Abhängig vom Betriebspunkt stellt sich ein Gesamtdruckverhältnis der Turbine zwischen 3,45 bis 3,8 ein.

4 MESSAUFBAU

Die akustische Messstrecke des Turbinenprüfstandes ist im Strömungskanal stromabwärts hinter dem Niederdruckrotor positioniert, wie in Abbildung 3.3 bereits gezeigt wurde. Da für die Modenanalyse der Akustik auch einige Informationen zur Strömung notwendig sind (siehe Radialmodenanalyse, Kapitel 2.5.2), muss auch das vorhandene Strömungsfeld an dieser Position bekannt sein. Dazu wird in der Ebene F direkt hinter dem Niederdruckrotor eine Strömungsmessung mit einer Fünf-Loch-Sonde durchgeführt. In Abbildung 4.1 sind die Positionen der Mikrofone und der Fünf-Loch-Sonde (Ebene F) in der Versuchsturbinen zusammen mit dem definierten Koordinatensystem und den Drehrichtungen der Rotoren dargestellt. Das Außengehäuse, in dem die Messtechnik eingebaut ist, kann zudem 360° in Umfangsrichtung mit einer minimalen Schrittweite von $0,1^\circ$ verdreht werden, sodass auftretende Effekte am vollen Umfang des Strömungskanals erfasst werden können. Dabei wird entgegengesetzt zur Drehrichtung des Niederdruckrotors traversiert (Abbildung 4.1).

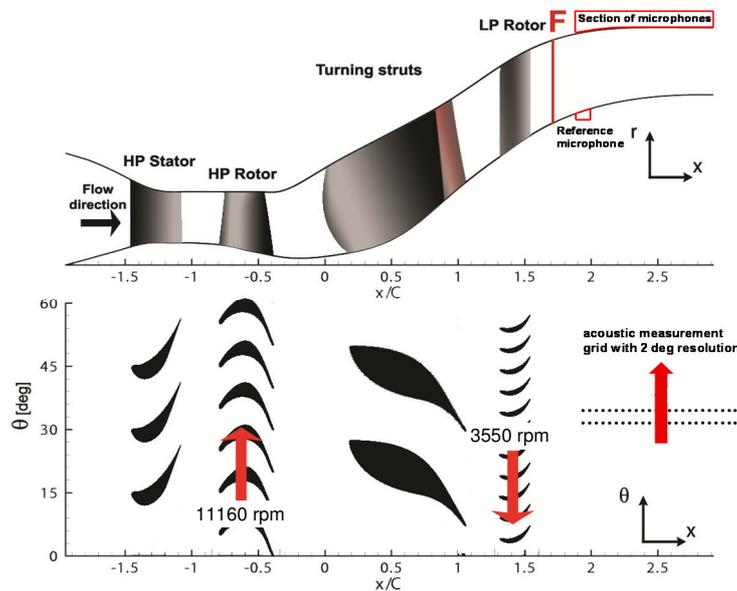


Abbildung 4.1: Meridianschnitt mit den Messpositionen und festgelegtes Koordinatensystem [33]

Für die Schallmessung sind in der Versuchsturbinen 24 Mikrofone an der Außenwand stromabwärts hinter dem Niederdruckrotor angeordnet. Zusätzlich sind im Innengehäuse zwei weitere Referenzmikrofone verbaut, die allerdings fix an der Nabe positioniert sind und nicht zusammen mit den äußeren Mikrofonen in Umfangsrichtung verfahren. Diese Art der Mikrofonanordnung wurde vom Institut für Antriebstechnik (Abteilung Triebwerksakustik) des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt (DLR) ausgelegt und konstruiert [36]. Ein wichtiges Kriterium dabei ist der Frequenzbereich, der für eine entsprechende akustische Analyse erfasst werden soll. Aufgrund der vorhandenen Randbedingungen (beschränkter axialer Platz, Mikrofone nur an Außenwand in Umfangsrichtung rotierbar, variierende Kanalgeometrie, komplexes Strömungsfeld, großes Nabenverhältnis) wurde eine rein axiale, wandbündige Anordnung in zwei azimuthal verschobenen Reihen zu je zwölf Mikrofonen gewählt. Gegenüber einer radialen Anordnung mittels eines Sensorrechs hat diese Anordnung praktisch keinen Einfluss auf die Strömung im Kanal. Hingegen erzeugen radiale Rakes Nachläufe, die das ursprüngliche Strömungsfeld (und somit auch das Schallfeld) verändern und zusätzlich

unerwünschten Lärm verursachen. Allerdings ist für eine Radialmodenanalyse mit höherer numerischer Stabilität wiederum eine radiale Anordnung besser geeignet. Um nun auch mit rein axial positionierten Sensoren eine zufriedenstellende Radialmodenanalyse durchführen zu können, werden mehrere Mikrofone mit unterschiedlichem axialem Abstand zur Schallquelle hintereinander gereiht. Dadurch kann die Radialmodenverteilung mittels dem auf Seite 25 vorgestellten Gleichungssystem (2.65) ermittelt werden. Die Stabilität hängt dabei unter anderem von der Anzahl der verwendeten Mikrofone ab. Des Weiteren liefert die rein axiale Anordnung neben einer einfacheren Konstruktion und Umfangstraversierung bei wenig Platz auch bessere Ergebnisse bei Kanälen mit großen Nabenvhältnissen, wie dies in der Versuchsturbine der Fall ist [24]. Bei der Wahl des axialen Abstandes ist auf das Nyquist-Kriterium zu achten, wobei die halbe Wellenlänge der untersuchten Schallwelle größer sein muss als der axiale Abstand zwischen den Mikrofonen. Nur dann wird die entsprechende Frequenz in den Messdaten auch richtig abgebildet. Die ausgeführte Anordnung in der Versuchsturbine (Abbildung 4.2) erlaubt so unverfälschte Modenanalysen beim aerodynamischen Auslegungspunkt bei Frequenzen bis 8 – 10 kHz [36]. Die in dieser Arbeit durchgeführten Analysen erfolgen bei der jeweils ersten Blattfolgefrequenz beider Rotoren, die abhängig vom Betriebspunkt bei maximal 6,7 kHz für den Hochdruckrotor bzw. maximal bei 4,3 kHz für den Niederdruckrotor liegen.

Der Winkelversatz von 6° in Umfangsrichtung (siehe Abbildung 4.2, rechts) ist dabei nötig, um auf der geringen Länge genügend Mikrofone in einem kleinstmöglichen axialen Abstand unterzubringen. Die beiden Mikrofonreihen sind dafür zusätzlich axial zueinander versetzt. Durch die vorhandene Kanalgeometrie entstehen so zwei Mikrofon-Arrays. Die ersten sechs Mikrofone beider Reihen sind im nicht-zylindrischen Teil des Kanals untergebracht und haben je Reihe einen axialen Mittelpunktsabstand der Membranen von 12 mm. Die zweite Hälfte der Mikrofone ist im zylindrischen Teil des Strömungskanals mit einem axialen Abstand von 10 mm eingebaut. Dreht man nun gedanklich beide Reihen auf eine gemeinsame Ebene, sodass alle 24 Mikrofone auf einer Linie positioniert sind, ergibt sich ein resultierender axialer Abstand der Membranzentrenpunkte von 6 mm für die ersten zwölf und 5 mm für die letzten zwölf Sensoren. Die Mikrofone werden von einer Platte aufgenommen, die einerseits für einen leichten Ein- und Ausbau in das Außengehäuse der Versuchsturbine dient und andererseits für eine korrekte wandbündige Ausrichtung der Mikrofone sorgt. Die so ausgeführte Anordnung wird in Abbildung 4.2 und Abbildung 4.3 verdeutlicht, wobei in der Erstgenannten für das Schnittbild nur sechs statt zwölf Mikrofone pro Array eingezeichnet sind.

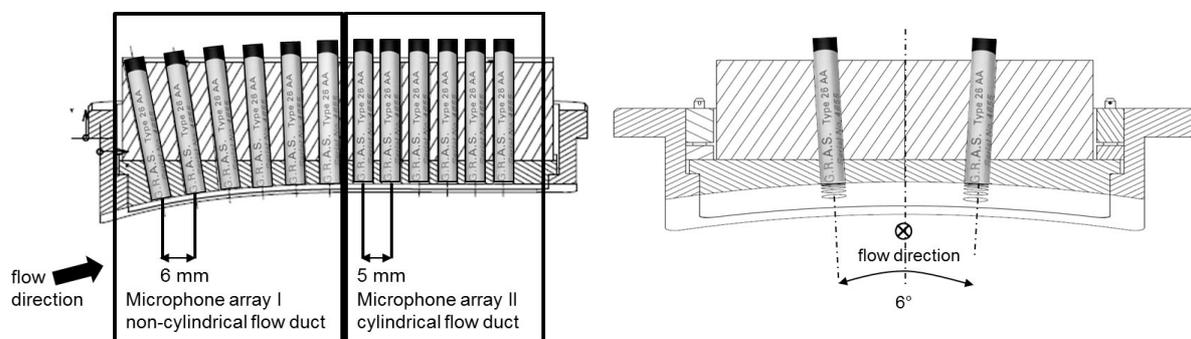


Abbildung 4.2: Axiale Mikrofonanordnung (links) und Winkelversatz der Mikrofonreihen (rechts) [33]

Aus den Kapiteln 2.2 und 2.5 ist zu entnehmen, dass die vorhandene Theorie zur Berechnung der akustischen Moden streng genommen nur für zylindrische Kanäle mit oder ohne einem

Nabenkörper gültig ist. Wie sich nun die erweiternde Kanalgeometrie der Versuchsturbine im ersten Mikrofonarray auf die Messergebnisse auswirkt, kann noch nicht beurteilt werden. Dazu wäre ein neues Modell der Modenanalyse für variable Kanalgeometrie notwendig. Die Messdaten werden daher neben einer gemeinsamen Betrachtung aller 24 Mikrofone auch für jeden Abschnitt einzeln ausgewertet. Für die Diskussion der Azimutal- und Radialmodenanalyse in Kapitel 5 finden somit ausschließlich die Ergebnisse der Auswertung des stromab liegenden Mikrofonarrays Verwendung. In Abbildung 4.3 ist die Mikrofonplatte mit montierten und nummerierten Sensoren dargestellt. Für die Auswertung im zylindrischen Teil werden die aufgezeichneten Signale der Mikrofone 13 bis 24 verwendet. Die verwendete Messtechnik und Datenerfassung soll nun in den nächsten Abschnitten beschrieben werden.

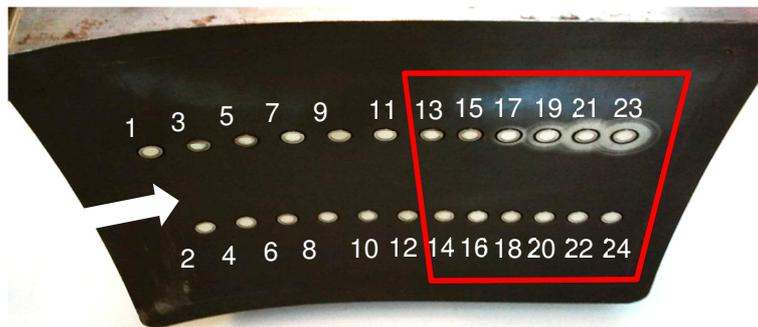


Abbildung 4.3: Mikrofonplatte mit eingebauten Sensoren

4.1 Messtechnik Akustik

Der Turbinenprüfstand ist mit Mikrofonen der Firma G.R.A.S. vom Typ 40BD instrumentiert. Im Speziellen handelt es sich hier dabei um ein vorpolarisiertes Kondensator-Druckmikrofon mit einem Durchmesser von $\frac{1}{4}$ -inch ($6,35\text{ mm}$). Durch die geringe Empfindlichkeit ist es für Messungen sowohl hoher Schalldruckpegel bis 174 dB als auch hoher Frequenzen bis 70 kHz mit einem linearen Frequenzgang von 10 Hz bis 25 kHz ($\pm 1\text{ dB}$) geeignet. Der Einsatzbereich wird bis einer maximalen Temperatur von 120°C angegeben. Die Druckmikrofone sind ungerichtet, worauf alle eintreffenden Schallwellen unabhängig vom Winkel zur Membran des Mikrofons etwa dieselbe Intensität besitzen (dies wird auch mit Kugelcharakteristik bezeichnet). Zusammen mit dem Vorverstärker vom Typ 26AC, der sich durch geringes Eigenrauschen und einen Frequenzbereich von 2 Hz bis 200 kHz ($\pm 0,2\text{ dB}$) auszeichnet, ist die Druckwandlung in einem großen Dynamikbereich gegeben. Damit auch jedes Mikrofon einen korrekten und vergleichbaren Wert liefert, muss vor einer Schallmessung jede Mikrofon-Vorverstärker-Kombination kalibriert werden. Dies geschieht mit einem Pistophon des Typs 42AA derselben Firma (G.R.A.S.), das einen konstanten Ton bei einer Frequenz von 250 Hz mit einer Amplitude von 114 dB ausgibt. Aus der Differenz zwischen dem aufgezeichneten Mikrofonsignal und dem ausgesendeten Referenzsignal wird, abhängig vom Umgebungszustand (statischer Umgebungsdruck) während der Kalibration, ein Kalibrationsfaktor berechnet. Mit diesem Faktor werden sowohl die Abweichungen kompensiert, als auch die aufgezeichneten Spannungssignale in mV in Schalldrucksignale mit der Einheit Pascal umgerechnet, wie sie für die akustische Auswertung im Post-Processing benötigt werden.

4.2 Messtechnik Aerodynamik

Für die Durchführung der akustischen Modenanalyse ist, wie bereits erwähnt, die Kenntnis einiger Strömungsparameter hinter dem Niederdruckrotor notwendig. Insbesondere werden neben statischem Druck und statischer Temperatur auch die axiale Machzahl und die tangentielle Geschwindigkeitskomponente (zur Bestimmung des Dralls) benötigt. Dazu wird das Strömungsfeld in der Ebene F mit einer Fünf-Loch-Sonde vermessen, die eine räumliche und stationäre Untersuchung der Strömung ermöglicht. Die ermittelten Messgrößen sind dabei der statische und totale Druck, die statische und totale Temperatur, die Strömungswinkel und Strömungsgeschwindigkeiten sowie die Machzahl. Die verwendete Sonde stammt vom Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen der RWTH Aachen, wo sie auch kalibriert wurde. Aufgrund der radial erweiternden Kanengeometrie in der Ebene F ist der Sondenkopf, welcher einen Durchmesser von $2,5\text{ mm}$ hat und für Unterschallströmung kugelförmig ausgebildet ist, gegenüber der Standardversion mit 90° um 115° zur Sondennachse geneigt (siehe Abbildung 4.5). Der Schaftdurchmesser beträgt 7 mm und vermeidet durch eine spezielle Kröpfung des Schaftansatzes Rückwirkungen auf die Messbohrungen. An der Unterseite des Sondenkopfes ist für die Temperaturmessung ein Thermoelement des Typs K angebracht, das durch eine Gondel abgeschirmt wird.

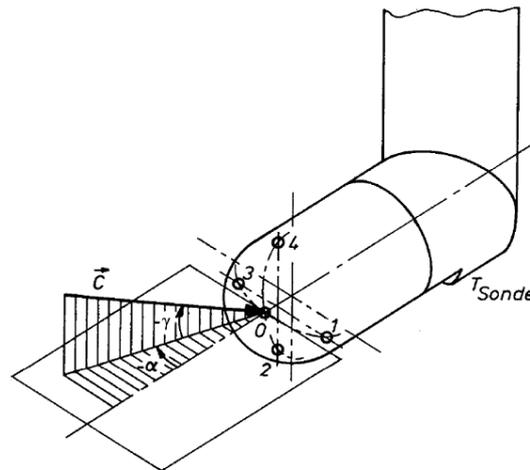


Abbildung 4.4: Skizze der Fünf-Loch-Sonde [31]

Die Sonde ist für einen Einsatzbereich bei Machzahlen zwischen $0,1 < M < 0,8$, Gierwinkel zwischen $-25^\circ < \alpha < +25^\circ$ und Höhenwinkel zwischen $-25^\circ < \gamma < +25^\circ$ kalibriert. Für die Definition der Winkel und Druckbohrungen kann Abbildung 4.4 herangezogen werden. Da die Strömung hinter dem Niederdruckrotor stark in Umfangs- und Radialrichtung variiert, wird die Sonde, bevor ein Messpunkt aufgezeichnet wird, in die Strömung ausgerichtet. Dazu wird der Sondenkopf solange gedreht (Gierwinkel α), bis die Druckdifferenz zwischen der linken und rechten Messstelle (Bohrung 1 und 3 in Abbildung 4.4) einen bestimmten Grenzwert abhängig von der Machzahl unterschritten hat. Somit werden auch größere Strömungswinkel $|\alpha| > 25^\circ$ innerhalb des Kalibrationsbereichs erfasst. Für den Winkel γ ist diese Vorausrichtung konstruktionsbedingt nicht möglich. Die fünf Druckleitungen der Sonde führen zu einem mehrkanaligen Druckwandler des Typs PSI 9016 mit einer Genauigkeit von 0,05 Prozent Full-Scale. Das Signal des Thermoelements wird von einem Modul der Firma National Instruments des Typs FP-TC-120 aufgenommen.

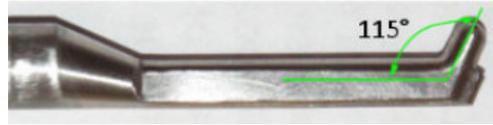


Abbildung 4.5: Fünf-Loch-Sonde mit geneigtem Sondenkopf [31]

4.3 Datenerfassung

Die Vorverstärker der 24 Druckmikrofone sind an ein PXI-Chassis von National Instruments mit 32 Kanälen angeschlossen. Dieses beinhaltet zwei Messkarten des Typs PXIe-4498 und eine PXIe-8375 für die Übertragung per Glasfaserkabel an den Mess-PC, der ebenfalls mit einer PXIe-8375 Messkarte ausgestattet ist. Zusätzlich zu den 24 Kanälen des Mikrofonarrays am Außengehäuse belegen die beiden Referenzmikrofone am Innengehäuse die Kanäle 25 und 26. Außerdem werden auch die Triggersignale der beiden Wellenencoder über dieses Chassis aufgenommen, wobei Kanal 27 für den Trigger des Hochdruckrotors und Kanal 28 für den Trigger des Niederdruckrotors verwendet wird (siehe dazu auch Kapitel 2.3 und 2.4). Die analogen Signale werden dabei mit einer Frequenz von 60 kHz abgetastet. Somit wäre eine maximale Frequenz von 30 kHz erfassbar. Die Auswertung und Darstellung im Frequenzspektrum erfolgte jedoch bis maximal 15 kHz , da bei höherer Frequenz die Amplituden deutlich abklingen. Das Nyquist-Abtasttheorem ist auch für die Bestimmung der maximal berechenbaren akustischen Moden in Umfangsrichtung ein wichtiges Kriterium. Bei einer vollen Umfangstraversierung von 360° mit einer Schrittweite von $\Delta\theta = 2^\circ$ und demnach $N_\theta = 180$ Messpositionen ergibt sich nach Gleichung (4.1)

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{2\pi}{m} > \Delta\theta = \frac{2\pi}{N_\theta} \implies m_{max} = \frac{N_\theta}{2} \quad (4.1)$$

die maximale Azimutalmode $m_{max} = 90$. Werden beide Ausbreitungsrichtungen berücksichtigt (also $+\theta$ und $-\theta$), können mit dieser Auflösung Umfangsmoden zwischen $-90 < m < 90$ erfasst werden, wobei die gesamte Anzahl zusammen mit der Grundmode $m = 0$ gleich 181 beträgt. An jeder der 180 Messpositionen werden die Signale der einzelnen Kanäle parallel mit einer Messdauer von 20 Sekunden aufgezeichnet. Dies entspricht etwa 3720 Umdrehungen des Hochdruckrotors bzw. ca. 1180 Umdrehungen des Niederdruckrotors pro Messposition für den Betriebspunkt Sideline ($n_{HP} = 11160 \text{ U/min}$, $n_{LP} = 3550 \text{ U/min}$).

Unabhängig von der Akustikmessung erfolgt die Fünf-Loch-Sonden Messung dagegen separat über den Bereich einer Leitschaufel des TMTF. Bei 16 TMTF-Struts ergibt sich daher eine Umfangstraversierung über genau $22,5^\circ$, wobei die Schrittweite hier $\Delta\theta = 0,5^\circ$ beträgt. Außerdem wird die Fünf-Loch-Sonde in radialer Richtung verfahren, um auch eine Radialverteilung des Strömungsfeldes zu bekommen. Der ringförmige Strömungskanal wird dabei an 21 festgelegten Radialpositionen vermessen. Um die wandnahen Effekte im Tip-Bereich (dort wo auch die Mikrofone positioniert sind) besser abbilden zu können ist die Schrittweite dort etwas kleiner gewählt worden. Die Messdauer pro Messposition (insgesamt 945) beträgt zehn Sekunden. Allerdings muss hier noch die Zeit für die Ausrichtung der Sonde in Strömungsrichtung pro Messpunkt beachtet werden (siehe vorheriges Kapitel 4.2).

5 DISKUSSION DER MESSERGEBNISSE

Unter Verwendung der unterschiedlichen akustischen Analysemethoden, die im Kapitel 2 ausführlich beschrieben sind, werden die Messdaten nun für jeden Turbinenübergangskanal entsprechend aufbereitet. Dazu wurden die schon vorhandenen Routinen zur Auswertung der Frequenzspektren, Azimutal- und Radialmodenanalysen weiter optimiert und teilweise adaptiert. Details zu den verwendeten Fortran- und Matlab-Routinen können im Anhang nachgelesen werden. Zunächst werden die Messergebnisse der Fünf-Loch-Sondenmessung vorgestellt, deren ausgewertete Daten dankend von Dipl.-Ing. Faustmann zur Verfügung gestellt wurden. Die Betrachtung der aerodynamischen Effekte hinter der Niederdruckturbinen beschränkt sich jedoch auf die für die akustische Modenanalyse notwendigen Strömungsparameter, da der Schwerpunkt dieser Arbeit auf der Untersuchung der Schallentwicklung in der Versuchsturbinen liegt. Die Auswirkungen und Unterschiede drei verschiedener Betriebspunkte auf die Schallemission werden dabei für jede TMTF-Konfiguration separat dargelegt. Durch Triggern der Messdaten können, wie bereits erwähnt, auch die Ergebnisse für Hochdruck- und Niederdruckturbinen getrennt voneinander betrachtet werden. Ein Vergleich beider Turbinenübergangskanäle hinsichtlich der resultierenden akustischen Modenverteilungen bildet den Abschluss dieses Kapitels.

5.1 Aerodynamik für die Modenanalyse

Für die Durchführung der akustischen Modenanalyse nach Kapitel 2.5 (insbesondere der Radialmodenanalyse) werden Informationen zu den Strömungsverhältnissen benötigt, die im betrachteten Abschnitt des Strömungskanals herrschen. Neben statischem Druck und Temperatur für die Berechnung der lokalen Dichte und Schallgeschwindigkeit müssen auch die axiale Machzahl sowie die tangentielle Geschwindigkeitskomponente bekannt sein. Mit der Tangentialgeschwindigkeit kann dabei die Winkelgeschwindigkeit des Dralls abgeschätzt werden, der nach Durchströmen der Niederdruckturbinen noch besteht. Zusammen mit der axialen Machzahl fließt der Drall in die Bestimmung der axialen Wellenzahl mit ein und beeinflusst somit die Anzahl der ausbreitungsfähigen Moden, wie später noch im Detail betrachtet wird. Zur Ermittlung dieser vier Strömungsparameter wird eine stationäre Strömungsmessung an der akustischen Messposition hinter dem Niederdruckrotor (Ebene F) durchgeführt. Dazu wird die in Kapitel 4.2 vorgestellte Fünf-Loch-Sonde verwendet, die alle erforderlichen Informationen aus der Strömung liefert. Um Messwerte zu erhalten, die sowohl über den vollen Umfang, als auch über die Kanalhöhe repräsentativ für den Strömungskanal sind, wird die Fünf-Loch-Sonde anhand eines vordefinierten Rasters an verschiedenen radialen und azimutalen Messpunkten positioniert. In Radialrichtung wird die Kanalhöhe mit 21 Messpunkten aufgelöst, während in Umfangsrichtung $22,5^\circ$ mit einer Schrittweite von $0,5^\circ$ abgefahren werden. Dies entspricht genau einer Schaufelteilung des Turbinenübergangskanals (mit 16 Struts), womit der Einfluss der TMTF-Geometrie auf die Strömungsverhältnisse nach dem Niederdruckrotor durch die Periodizität abgebildet werden kann. Die daraus resultierende Umfangsverteilung der verschiedenen Messgrößen, bestehend aus 45 Radialverteilungen zu je 21 Messpunkten, wird durch Massenmittelung auf eine Radialverteilung pro Messgröße reduziert. Einzig die statische Druckverteilung wird flächengemittelt. Für die vier genannten Parameter Druck, Temperatur, Machzahl und Tangentialgeschwindigkeit sind die entsprechenden Radialverteilungen in Umfangsrichtung gemittelt in Abbildung 5.1 bis Abbildung 5.3 für jeden Betriebspunkt stromab der Niederdruckturbinen dargestellt. Die Ergebnisse beider Turbinenübergangskanäle werden

dabei direkt miteinander verglichen, wobei diese für Setup C1 blau und für Setup C2 rot abgebildet sind.

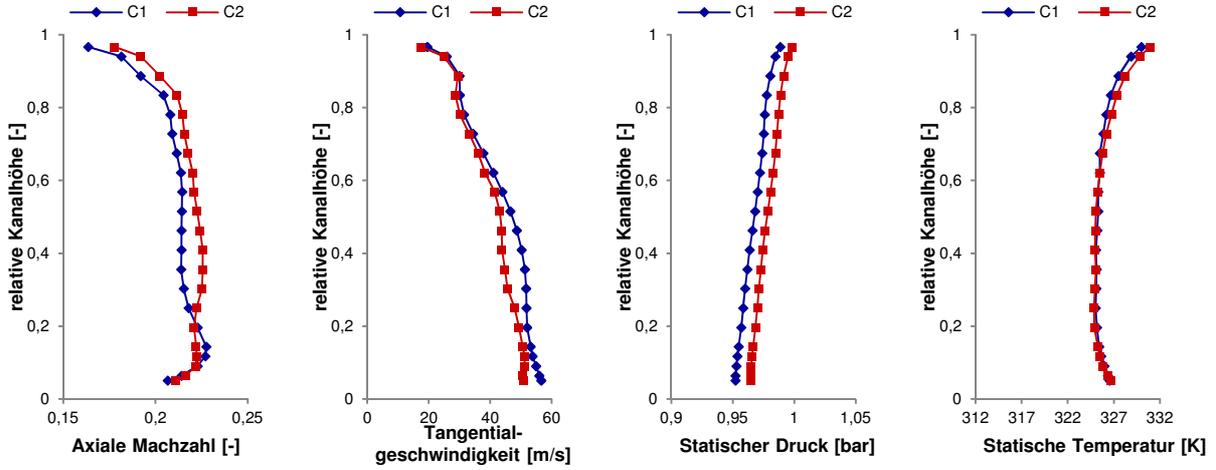


Abbildung 5.1: Strömungsbedingungen in Ebene F, Betriebspunkt Approach

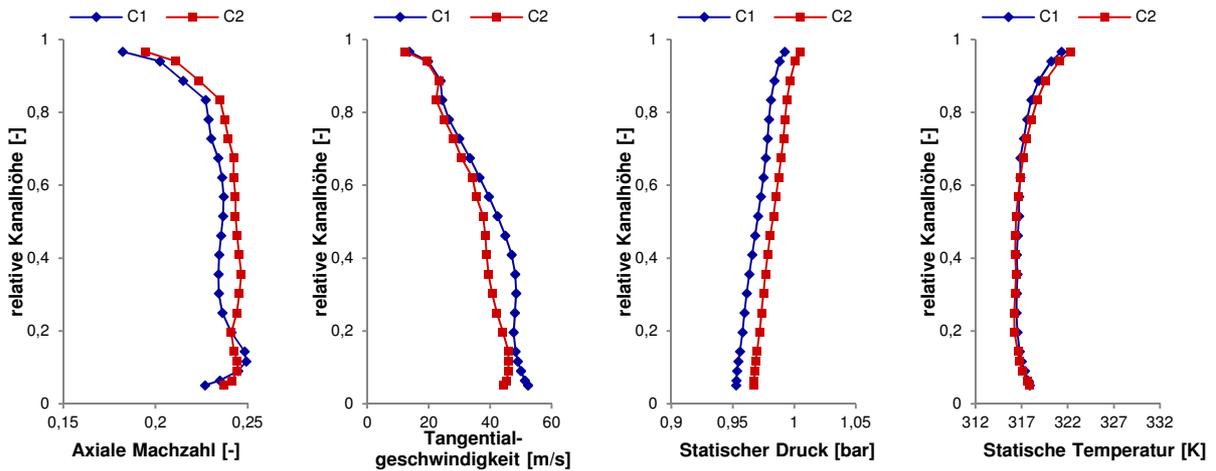


Abbildung 5.2: Strömungsbedingungen in Ebene F, Betriebspunkt Cutback

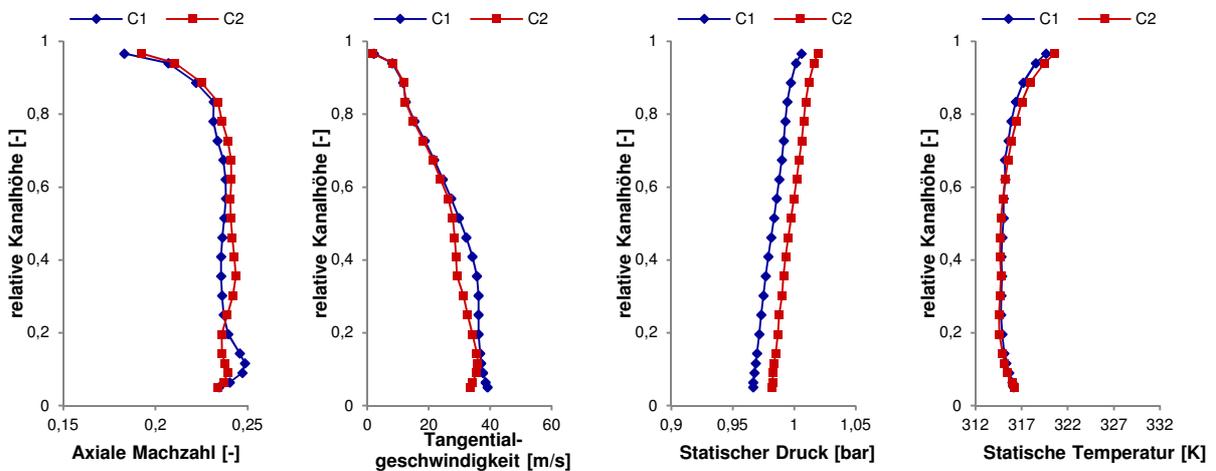


Abbildung 5.3: Strömungsbedingungen in Ebene F, Betriebspunkt Sideline

Anhand der Ergebnisse für die axiale Machzahl kann an der Kanalaußenwand (relative Kanalhöhe = 1) bei allen Betriebspunkten ab ca. 80% Kanalhöhe eine deutliche Abnahme der Geschwindigkeit beobachtet werden. Dies kann mit der Konstruktion des Niederdruckrotors mit einem Deckband begründet werden, wo hohe Leckageströme bei Umströmung der Schaufelspitzen und daher hohe Machzahlen im wandnahen Bereich vermieden werden. Zwischen 30 und 70 Prozent der Kanalhöhe ist die axiale Machzahl nahezu konstant, wobei die Machzahlen für das kürzere Setup C2 hier bis zur Außenwand etwas über denen von Setup C1 liegen. Im Nabenbereich kehrt sich diese Verteilung bei ca. 10% um, sodass bei Setup C1 die höheren Machzahlen gegenüber C2 herrschen. Dies kann möglicherweise auf den stärkeren Druckgradienten am Ausgang des kürzeren TMTF C2 zurückgeführt werden [31]. Im wandnahen Bereich der Nabe ist wieder eine Geschwindigkeitsreduzierung zu beobachten, die beim Betriebspunkt Approach allerdings stärker ausgeprägt ist als bei Sideline. Um die Wahrscheinlichkeit einer Ablösung der Strömung im konvexen Nabenbereich zu reduzieren, wurde bei der Auslegung des Turbinenprüfstandes der Radius an der Nabe vergrößert. Dadurch sinkt der statische Druck im Nabenbereich, was sich in höhere Geschwindigkeiten auswirkt. In den Radialverteilungen der Machzahlen ist eine Ablösung im Nabenbereich (durch starken Abfall der Machzahl) nicht erkennbar.

Die Radialverteilungen des statischen Drucks weisen für beide TMTF-Setups an jedem Betriebspunkt denselben Gradienten auf. Aufgrund der Krümmung des Strömungskanals nach dem Niederdruckrotor (Rückführung der Strömung nach der Erweiterung durch den Turbinenübergangskanal) steigt der statische Druck von der Nabe zur Kanalaußenwand an. Dieser Effekt wird durch Zentrifugalkräfte des durch den Rotor induzierten Dralls (radiales Gleichgewicht) zusätzlich verstärkt. Zwischen den beiden TMTF-Konfigurationen ist eine nahezu konstante Differenz der statischen Druckverteilungen vorhanden, wobei das kürzere Setup C2 jeweils höhere Werte liefert.

Für die statischen Temperaturverteilungen ergeben sich für beide Geometrien ähnliche Werte bis zu einer Kanalhöhe von etwa 60%. Danach bilden sich in der Nähe der Kanalaußenwand bei allen Betriebspunkten stärkere Temperaturgradienten aus. Die Temperaturen bei Setup C2 sind hier geringfügig höher. Auch im Nabenbereich ist eine Zunahme der Temperatur zu erkennen, allerdings mit geringeren Temperaturdifferenzen und geringerer Dicke als im Tip-Bereich.

Die tangentiale Geschwindigkeitskomponente ist ein Maß für den Restdrall, der nach Durchströmen des Niederdruckrotors noch besteht. Die Form der Radialverteilung der Tangentialgeschwindigkeit stimmt dabei mit dem radialen Verlauf des Strömungswinkels α_z überein. Nach Abbildung 4.4 und Abbildung 5.4 ist dieser Gierwinkel α_z (yaw-angle) entgegen der Drehrichtung des Niederdruckrotors positiv definiert. Demzufolge bilden positive Tangentialgeschwindigkeiten stromab des Niederdruckrotors einen gegenläufigen Drall. Wie in den Abbildungen 5.1 bis 5.3 zu erkennen ist, sind die Radialverteilungen der tangentialen Geschwindigkeitskomponenten für beide TMTF-Konfigurationen in der oberen Hälfte des Kanals sehr ähnlich. In der unteren Hälfte ergeben sich allerdings gegensätzliche Verläufe. Bei allen Betriebspunkten sind hier die Geschwindigkeiten bei Setup C1 höher als bei Setup C2. Als Ursache dieser Unterschiede im Nabenbereich wird die dreidimensionale Konturierung der Innenwand des TMTF C2 angenommen, die durch Nachläufe mit einer geringeren Neigung kleinere Umfangsgeschwindigkeiten in diesem Bereich bewirkt [31]. Durch den relativ starken Gradienten der Tangentialgeschwindigkeit in Radialrichtung ergeben sich auch unterschiedliche

Strömungswinkel im Naben- und Blattspitzenbereich des Rotoraustritts. Dieser Effekt muss bei der Auslegung nachfolgender Niederdruckstufen berücksichtigt werden.

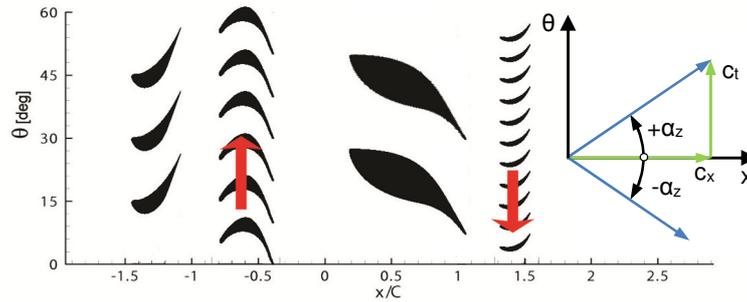


Abbildung 5.4: Definition des Strömungswinkels α_z

Die hier vorgestellten Messergebnisse stimmen sehr gut mit früheren Messungen von Santner [31] und Santner et al. [37] überein, welche auf demselben Prüfstand mit gleichen Konfigurationen der Turbinenübergangskanäle durchgeführt wurden. Dabei wurde die Strömung durch beide TMTF-Geometrien jeweils an mehreren Ebenen der Versuchsturbine sowohl stationär als auch instationär vermessen. Der damals untersuchte Betriebspunkt ADP (Aero Design Point) kann mit dem in dieser Arbeit vorgestellten Betriebspunkt Sideline verglichen werden. Neben den bereits beschriebenen Radialverteilungen wurden in den genannten Arbeiten auch Umfangsverteilungen angegeben, welche Rückschlüsse auf die Nachlauf-, Wirbelstrukturen und Sekundärströmungen in der Versuchsturbine zulassen. In Abbildung 5.5 ist dazu die Verteilung des Totaldrucks über zwei Strutteilungen (45°) mit überlagerten Geschwindigkeitsvektoren der Sekundärströmung am LP-Rotoraustritt für beide TMTF-Setups dargestellt.

Wie auch in den Radialverteilungen der Tangentialgeschwindigkeit in Abbildungen 5.1 bis 5.3 zu beobachten, existieren nach Abbildung 5.5 in der unteren Kanalhälfte kleinere Wirbel mit höheren Geschwindigkeiten (weiß markierte Kreise). Diese Strukturen resultieren aus der Strömung durch den TMTF Kanal, die durch den radialen Druckgradienten in Richtung Nabe verschoben werden. Von der Kanalmitte bis zur Kanalaußenwand kann ein zweiter, breiterer Wirbel erfasst werden, der aber mit geringerer Stärke in entgegengesetzter Richtung dreht (gelb markierter Kreis). Hier werden der Upper Shed Vortex (C1) bzw. der obere Kanalwirbel (C2) angenommen [31]. Außerdem können noch Formen der Nachläufe des TMTF erkannt werden, die sich mit den beiden Wirbelstrukturen durch die Interaktion mit dem Niederdruckrotor vermischen. Die Ausbildung und Stärke der Wirbel am Rotoraustritt sind dabei, wie in Abbildung 5.5 ersichtlich, vom gewählten Turbinenübergangskanal abhängig. Hier spielen vor allem die unterschiedlichen Konstruktionen (Form der Strut-Hinterkante, axialer Abstand zwischen Strut-Hinterkante und Vorderkante des LP-Rotors) eine entscheidende Rolle. Detaillierte Ausführungen von der Untersuchung der Strömung durch die beiden TMTF-Geometrien können in [31] und [37] nachgeschlagen werden.

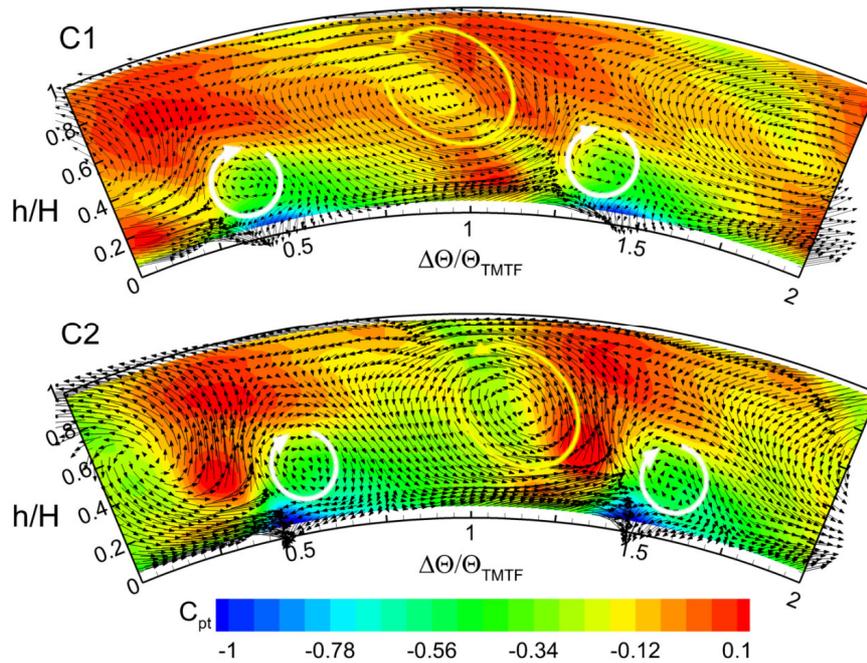


Abbildung 5.5: Totaldruckverteilung am LP-Rotoraustritt mit Überlagerung der Geschwindigkeitsvektoren der Sekundärströmung für beide TMTF-Setups, Fünf-Loch-Sondenmessung in Ebene F beim Betriebspunkt ADP [31]

5.1.1 Bestimmung des Dralls

Für die akustische Messstecke hinter dem Niederdruckrotor bedeutet dies, dass solche komplexen Strömungsbedingungen bei der Analyse der Schallentwicklungen in der Versuchsturbine mitberücksichtigt werden müssen. Allerdings können wiederum die Auswirkungen von Grenzschichten und diverser Wirbelstrukturen auf die Akustik noch nicht wirklich erfasst werden, da die bis dato vorhandenen Modelle zur akustischen Modenanalyse Sekundäreffekte in erster Näherung vernachlässigen. Wie in Kapitel 2.5 vorgestellt, bedient man sich daher einfacherer Modelle zur Annäherung der drallbehafteten Strömung. Diese wird dabei durch Berücksichtigung eines Festkörperdralls beschrieben, der die Modenausbreitung beeinflusst. Zur Ermittlung des Festkörperdralls wird neben der Tangentialgeschwindigkeit auch der Radius der Teilchenbahn benötigt, auf der sich die Fluidteilchen näherungsweise mit konstanter Geschwindigkeit bewegen. Da jedoch die Tangentialgeschwindigkeiten über der Kanalhöhe relativ stark variieren (siehe Abbildungen 5.1 bis 5.3) und sich die Wirbel wie erwähnt auch in Umfangsrichtung mit unterschiedlichen Größen und Positionen ausbilden (siehe Abbildung 5.5), ist es schwierig einen repräsentativen Wert für den Festkörperdrall zu finden. In dieser Arbeit wird daher von einem wandnahen Drall ausgegangen, der durch seine Größe im Bereich der Außenwand ein breiteres Strömungsfeld direkt vor den Mikrofonen beeinflusst (gelb markierter Wirbel in Abbildung 5.5), als die kleinen, stärkeren Wirbel an der Nabe. Aufgrund des axialen Abstandes zwischen der Messposition der Fünf-Loch-Sonde und der Mikrofonanordnung (vor allem des zylindrischen Abschnitts, siehe Abbildung 4.1), wird ein geringer Ausgleich und folglich eine geringe Verzögerung der Strömung über der Kanalhöhe angenommen. Für die Bestimmung des Festkörperdralls wird daher die Tangentialgeschwindigkeit \bar{c}_t aus dem Mittelwert der beiden wandnächsten Messpositionen der Radialverteilung ermittelt, und der Radius r bei 85% der Kanalhöhe gewählt. Mit diesen beiden Parametern lässt sich die Winkelgeschwindigkeit Ω des Dralls in rad/s nach Gleichung (5.1) für jeden Betriebspunkt einzeln berechnen.

$$\Omega = \frac{\bar{c}_t}{r_{0,85}} \quad (5.1)$$

Aus den Radialverteilungen in Abbildungen 5.1 bis 5.3 werden die übrigen Strömungsparameter bestimmt, die für die akustische Modenanalyse benötigt werden. Durch Massenmittelung über die Kanalhöhe folgen die Werte für die axiale Machzahl und die Temperatur, während durch Flächenmittelung ein Wert für den statischen Druck erhalten wird. Zusammen mit dem Drall sind so alle Strömungsparameter für die Radialmodenanalyse bekannt (siehe dazu Kapitel 2.5). Tabelle 5.1 gibt dabei eine Übersicht der Parameter für beide Turbinenübergangskanäle an jedem Betriebspunkt:

Tabelle 5.1: Strömungsparameter für die Modenanalyse

		Axiale Machzahl	Drall	Statischer Druck	Statische Temperatur
		—	<i>rad/s</i>	<i>bar</i>	<i>K</i>
C1	Approach	0.2099	58	0.968330	325.88
	Cutback	0.2309	43	0.970659	317.26
	Sideline	0.2331	13	0.983998	315.59
C2	Approach	0.2159	54	0.979313	326.02
	Cutback	0.2380	41	0.983660	317.37
	Sideline	0.2350	13	0.998547	315.74

Werden die Ergebnisse unter den verschiedenen Betriebspunkten verglichen, so ergeben sich sowohl nach den Radialverteilungen in den Abbildungen 5.1 bis 5.3 als auch nach den gemittelten Werten in Tabelle 5.1 für beide Turbinenübergangskanäle dieselben Trends. Beim Betriebspunkt Sideline, wo das Triebwerk bzw. die Versuchsturbine die größte Leistung erzielt, erreichen die axiale Machzahl sowie der statische Druck im Vergleich zu Approach und Cutback die größten Werte. Die statische Temperatur und der Drall sind hier am geringsten. Im Gegensatz dazu stellen sich bei Approach, wo das Triebwerk in Teillast betrieben wird, die niedrigsten Werte für die axiale Machzahl und den statischen Druck ein, während die statische Temperatur und der Drall die höchsten Werte der drei Betriebspunkte erreichen. Die axiale Machzahl (bzw. axiale Geschwindigkeitskomponente) ist dabei ein Maß für den Durchsatz der Turbomaschine. Anhand der Drallwerte kann auch gut das Teillastverhalten einer Turbine beschrieben werden. Diese Veränderungen der Strömungsparameter zwischen den Betriebspunkten haben einen Einfluss auf die Schallemission der Turbine, die in den folgenden Kapiteln für jedes TMTF-Setup im Detail betrachtet wird.

5.2 Schallemission bei Setup C1

Zunächst werden die Messergebnisse der Versuchsturbine mit dem Turbinenübergangskanal C1 (MTU Aero Engines, Kapitel 3.3.1) vorgestellt. Wie in Kapitel 4.3 erläutert, werden die Signale der 24 Mikrofone an 180 Umfangspositionen aufgenommen. An jeder dieser insgesamt 4320 Messpunkte wird beim Post-Processing nach adaptiver Neuabtastung und Phasenmittelung der Rohsignale eine Frequenztransformation (FFT) durchgeführt, die anschließend für jede axiale Mikrofonposition über den Umfang gemittelt wird. Des Weiteren erfolgt eine Mittelung der Frequenzspektren über die Anzahl der Mikrofone, die für die Auswertung verwendet werden. Durch Verwendung der adaptiven Neuabtastung und Phasenmittelung (Kapitel 2.3 und 2.4) werden die Auswirkungen auf die Akustik jedes einzelnen Rotors isoliert, sodass eine getrennte Betrachtung der Hochdruck- und Niederdruckturbine möglich ist. Für jede dieser beiden Turbinen wird mit den zuvor ermittelten Strömungsparametern an den drei Betriebspunkten eine Analyse des resultierenden Schallfeldes durchgeführt. Neben den bis 15 kHz abgebildeten Frequenzspektren werden die Verteilungen der Azimutalmoden sowie die Verteilungen der Radialmoden dargestellt. Die hier betrachteten Ergebnisse wurden aus den Messwerten der hinteren zwölf Mikrofone ermittelt, die sich im zylindrischen Teil des Strömungskanals befinden (Array II: siehe auf Seite 38 und 39).

5.2.1 Hochdruckrotor

Die adaptiven Frequenzspektren für die Hochdruckturbine in Abbildung 5.6 ergeben sich bei Verwendung des Hochdruck-Triggers (HP-Trigger) für alle drei Betriebspunkte Approach, Cutback und Sideline. Die einzelnen Grundfrequenzen bzw. Blattfolgefrequenzen (BPF) sind durch die maximalen Peaks im Spektrum nach 6 kHz deutlich zu erkennen. Durch die ähnlich hohe Drehzahl des Hochdruckrotors bei den Betriebspunkten Cutback und Sideline (siehe Tabelle 5.2) liegen die Blattfolgefrequenzen hier allerdings sehr dicht beieinander. Während der gesamten Messzeit wurden die Drehzahlen nach den Werten in Tabelle 5.2 konstant gehalten, wobei deren Schwankung maximal $\pm 0,2$ Prozent betrug.

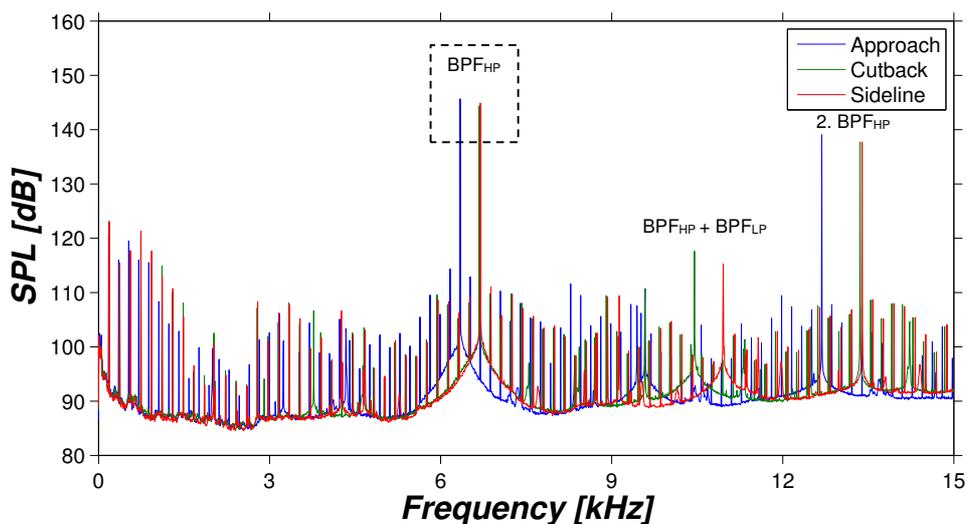


Abbildung 5.6: Frequenzspektren der drei Betriebspunkte, Setup C1, HPT

Die Schalldruckpegel bei der Grundfrequenz sind bei allen Betriebspunkten nahezu gleich groß, wobei die Amplitude bei Approach trotz geringerer Drehzahl um ca. 1 dB höher liegt als jene bei

Cutback und Sideline. Ähnliches gilt für die erste Harmonische der Blattfolgefrequenz (zweifache BPF), deren Pegel jeweils um ca. 6 dB unter dem Pegel der einfachen BPF liegen. Außerdem ist im Spektrum eine Interaktion zwischen dem Rotor der Hochdruckturbine und dem Rotor der Niederdruckturbine zu erkennen. Diese zeigt sich bei der Frequenz $BPF_{HP} + BPF_{LP}$ (z.B. für den Betriebspunkt Sideline bei der Frequenz: $6696 \text{ Hz} + 4260 \text{ Hz} = 10956 \text{ Hz}$). Allerdings muss beachtet werden, dass der Pegel keinen wahren Wert darstellt. Durch die adaptive Neuabtastung wird der Einfluss des Niederdruckrotors unterdrückt, sodass im Spektrum nur der Beitrag der Hochdruckturbine zu sehen ist. Der wahre Wert des Pegels bei dieser Frequenz wird daher deutlich größer sein, als er im adaptiven Spektrum wiedergegeben wird. In dieser Arbeit werden solche Frequenzen, die durch Interaktionen zwischen den Rotoren entstehen, jedoch nicht weiter behandelt. Die akustische Modenanalyse beschränkt sich jeweils auf die Grundfrequenz (BPF) beider Rotoren.

5.2.1.1 Azimutalmodenanalyse

Wie in Kapitel 2.5 ausführlich beschrieben, werden mit Hilfe von Modenanalysen Informationen zur Schallentstehung und Schallausbreitung in der Versuchsturbine gewonnen. Im Fall der Azimutalmodenanalyse betrachtet man Moden, die sich in Umfangsrichtung im Strömungskanal ausbreiten können. Die Anzahl der ausbreitungsfähigen Azimutalmoden ist allerdings durch die Cut-Off Bedingung beschränkt (Kapitel 2.2.3) und hängt von der Kanalgeometrie und den vorhandenen Strömungsbedingungen ab. Ein wichtiger Strömungsparameter ist dabei neben der axialen Machzahl auch der Drall. Dieser wird aus den Messungen der Aerodynamik bestimmt und beeinflusst im Wesentlichen die Wellenzahl k und damit die Cut-Off Bedingung (siehe Gleichung (2.58)ff auf Seite 23). Abhängig vom jeweiligen Betriebspunkt, ergeben sich somit asymmetrische Cut-On Grenzen bezüglich der Ausbreitungsrichtung der Umfangsmoden. In Tabelle 5.2 sind diese mit den zuvor ermittelten Drallwerten (Kapitel 5.1.1) für das Setup C1 zusammengefasst.

Tabelle 5.2: Ausbreitungsfähige Azimutalmoden m (Cut-On Moden) für das Setup C1, HPT

	Drehzahl	Blattfolgefrequenz (BPF)	Drall	Cut-On Moden
	U/min	Hz	rad/s	–
Approach	10569	6342	58	-45 ... +39
Cutback	11130	6678	43	-47 ... +43
Sideline	11160	6696	13	-46 ... +45

Aus den über dem Umfang ermittelten Schalldrücken wird die Modenverteilung bei der Grundfrequenz in azimuthaler Richtung bestimmt (siehe Kapitel 2.5.1). In Abbildung 5.7 ist dazu die gesamte Amplitudenverteilung (Schalldruckpegel SPL in dB) über die Azimutalmoden m für alle drei Betriebspunkte dargestellt. Die unterbrochenen Linien beschreiben dabei jeweils die berechneten Cut-On Grenzen aus Tabelle 5.2. Innerhalb dieser Grenzen sind Moden in Umfangsrichtung ausbreitungsfähig. Das bedeutet, diese Moden transportieren Energie, was bei der Auswertung durch höhere Schalldruckpegel wiedergegeben wird. Außerhalb der Cut-On Grenzen klingen die Moden ab, wodurch die Pegel deutlich auf Rauschniveau sinken. Die Positionen der Cut-On Grenzen werden wie erwähnt durch die axiale Machzahl und den Drall beeinflusst. Beim Betriebspunkt Sideline ist die axiale Machzahl im Vergleich zu Approach höher (Tabelle 5.1), wodurch eine größere Anzahl an Umfangsmoden ausbreitungsfähig ist (insgesamt

91 zu 84, siehe Tabelle 5.2). Dem gegenüber bewirkt der größere Drall bei Approach eine stärkere Asymmetrie der Modenverteilung um die Grundmode $m = 0$ zu niedrigeren Moden. Der Einfluss des Dralls ist auch beim Betriebspunkt Cutback gut erkennbar: Obwohl die axialen Machzahlen von Cutback und Sideline in etwa den gleichen Wert erzielen, werden die Cut-On Grenzen bei Cutback durch den höheren Drall zu niedrigeren Moden verschoben. Das bedeutet, dass sich mehr Moden in negativer Drehrichtung ausbreiten.

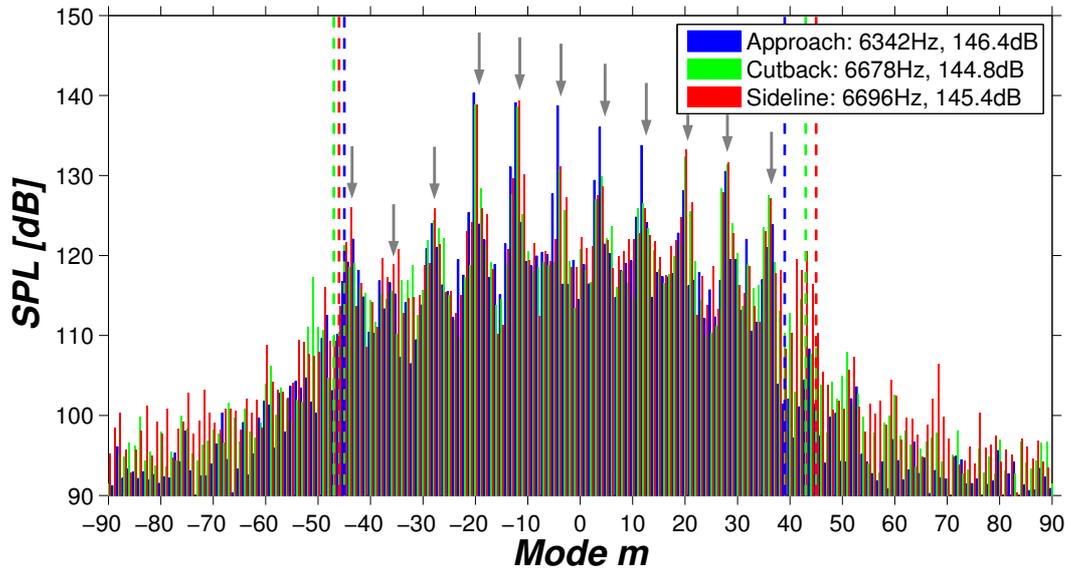


Abbildung 5.7: Azimutalmodenanalyse an der BPF_{HP}, drei Betriebspunkte, Setup C1, HPT

Jene Moden mit dem höchsten Schalldruckpegel (in Abbildung 5.7 durch Pfeile markiert) sind Moden, die eindeutig einer Interaktion zwischen den feststehenden Leitschaufeln und den rotierenden Laufschaufeln zugewiesen werden können. Unabhängig von der Berechnung der ausbreitungsfähigen Cut-On Moden lassen sich diese Azimutalmoden durch die Schaufelzahlverhältnisse in der Versuchsturbine vorausbestimmen. Nach Tyler und Sofrin (Gleichung (2.11)) berechnen sich diese Moden aus einer Linearkombination der Schaufelzahlen von Stator und Rotor. Für die Interaktion zwischen dem Hochdruckstator mit 24 Schaufeln und dem Hochdruckrotor mit 36 Schaufeln folgen somit bei der betrachteten Grundfrequenz ($h = 1$) die Interaktionsmoden

$$m = hB_1 + k_1V_1 = 36 + k_1 \cdot 24 = \begin{cases} 36; 60; 84; 108; \dots & \text{für } k_1 \geq 0 \\ 12; -12; -36; \dots & \text{für } k_1 < 0 \end{cases} \quad (5.2)$$

Wird bei dieser Betrachtung der zweite Stator der Versuchsturbine, also der Turbinenübergangskanal mit 16 Struts, hinzugenommen, ergeben sich nach Gleichung (2.13) für die Interaktion HP-Stator – HP-Rotor – TMTF die Moden

$$m = hB_1 \pm k_1V_1 \pm k_2V_2 = 36 \pm k_1 \cdot 24 \pm k_2 \cdot 16 = \dots -52 : 8 : 52 \dots \quad (5.3)$$

mit $k_1, k_2 = 0, 1, 2, 3, \dots$. Mit einer weiteren Interaktion zwischen Hochdruckrotor und TMTF können so alle Rotor-Stator Mechanismen für den Hochdruckrotor in der Versuchsturbine erfasst werden. Jene Interaktionsmoden, die sich nach Tabelle 5.2 innerhalb der Cut-On Bedingung auch ausbreiten können, sind in Tabelle 5.3 zusammengefasst. Hier ist gut zu erkennen, dass sich durch

Kombination der beiden einfachen Interaktionen Stator-Rotor und Rotor-TMTF zusätzliche Umfangsmode (-20, -4, +28, +44) bilden, die aus der Streuung der ersten Interaktion (Stator-Rotor) durch das TMTF resultieren. Durch das gegebene Schaufelzahlverhältnis ist jede achte Umfangsmode eine Mode, die einer Interaktion mit dem Hochdruckrotor in der Versuchsturbine zugewiesen werden kann. Diese Beschreibung stellt allerdings eine ideale Stator-Rotor Interaktion dar, die zwar die Hauptmechanismen der Schallentstehung in einer Turbine erfasst, aber zusätzliche Streuungen der Moden z.B. an den Gehäusewänden oder Phasenunterschiede zwischen den einzelnen Schallquellen vernachlässigt. Daher erscheinen in der Azimutalmodeverteilung in Abbildung 5.7 auch solche Moden auf, deren Quellen nicht eindeutig nachvollzogen werden können. Da die Amplituden dieser Moden jedoch deutlich unter den Amplituden der Interaktionsmoden liegen, ist deren Einfluss auf die gesamte Schallemission der Turbine sehr gering. Den Interaktionsmoden wird daher die größere Bedeutung beigemessen.

Tabelle 5.3: Resultierende Moden aus den Interaktionen des HP-Rotors mit HP-Stator und TMTF

Stator – Rotor		-36;			-12;			+12;			+36;	
Rotor – TMTF	-44;		-28;		-12;		+4;		+20;		+36;	
Stator – Rotor – TMTF	-44;	-36;	-28;	-20;	-12;	-4;	+4;	+12;	+20;	+28;	+36;	+44;

Für eine übersichtliche Darstellung und zum Vergleich zwischen den Betriebspunkten sind diese Interaktionsmoden aus Abbildung 5.7 extrahiert und in Abbildung 5.8 aufgetragen worden. Der Gesamtschalldruckpegel in der Legende der Abbildung 5.8 wurde aus den Pegeln der dargestellten Interaktionsmoden bestimmt, während der Summenpegel in der Legende der Abbildung 5.7 aus allen ausbreitungsfähigen Moden (also alle Moden innerhalb der gestrichenen Grenzen) berechnet wurde. Hierdurch wird der Einfluss der Interaktionsmoden auf den Gesamtpegel deutlich erkennbar: Diese tragen hauptsächlich zum Gesamtschalldruckpegel bei, während jene Moden zwischen den Interaktionsmoden mit ihren geringen Amplituden den Summenpegel nur wenig beeinflussen und diesen lediglich um ca. 1 dB anheben.

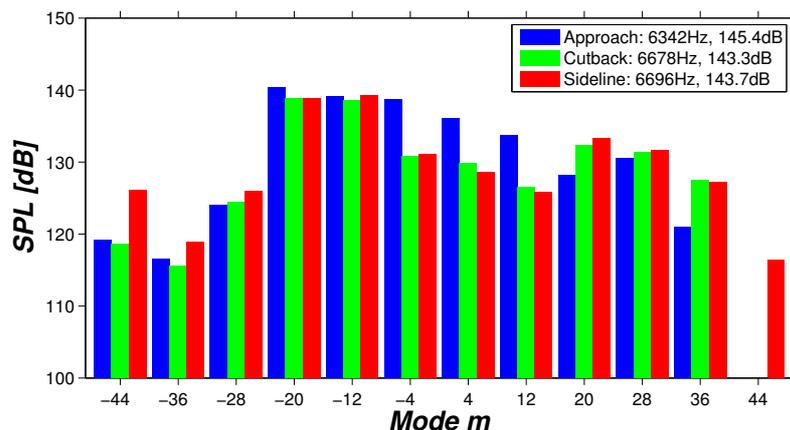


Abbildung 5.8: AMA: Schalldruckpegel der Interaktionsmoden, Setup C1, HPT

Obwohl der Trend unter den Betriebspunkten bei beiden Arten der Berechnung des Summenpegels in etwa gleichbleibt, müssen für eine korrekte Berechnung des Gesamtschalldruckpegels natürlich alle ausbreitungsfähigen Umfangsmode berücksichtigt werden. Wie schon im Frequenzspektrum in Abbildung 5.6 zu sehen, ist auch in der

Azimutalmodenverteilung der Summenpegel bei Approach um ca. 1 dB höher als bei Sideline. Der Summenpegel bei Cutback liegt knapp unter dem bei Sideline. Werden einzelne Moden in Abbildung 5.8 betrachtet, so fallen die Moden -4, 4 und 12 auf, welche von Approach zu Sideline in etwa um den gleichen Betrag sinken. Dagegen steigen die höheren Moden 28 und 36 bei Cutback und Sideline an. Die Moden -20 und -12 sind hier jeweils die höchsten und liegen für alle drei Betriebspunkte innerhalb rund 1 dB. Damit beeinflussen sie die jeweiligen Summenpegel am stärksten. Des Weiteren liegt die Mode 44 bei Approach und Cutback außerhalb des Cut-On Bereichs und klingt daher ab, während sie bei Sideline noch ausbreitungsfähig ist.

5.2.1.2 Radialmodenanalyse

Aus der zuvor berechneten Azimutalmodenverteilung kann mit den Strömungsparametern aus Tabelle 5.1 die Verteilung der Amplituden in radialer Richtung nach dem Gleichungssystem (2.66) in Kapitel 2.5.2 ermittelt werden. Dadurch gelten auch bei der Radialmodenanalyse dieselben Cut-On Bedingungen für die Ausbreitung der Umfangsmoden m an jeder radialen Mode n nach Gleichung (2.60). An der radialen Grundmode $n = 0$ ergeben sich somit dieselben Cut-On Grenzen für m nach Tabelle 5.2. Mit steigender Ordnung der Radialmoden nimmt die Anzahl der ausbreitungsfähigen Azimutalmoden ab. Die maximale Radialmode n_{max} ist dabei von der Ausbreitung der Azimutalmoden und demnach ebenso von der Kanalgeometrie und den Strömungsbedingungen abhängig. Tabelle 5.4 gibt für jede Radialordnung n die jeweiligen Cut-On Grenzen der Umfangsmoden m für alle Betriebspunkte wieder.

Tabelle 5.4: Ausbreitungsfähige Azimutalmoden m bei Radialmoden n , Setup C1, HPT

	$n = 0$	$n = 1$	$n = 2$	$n = 3$
Approach	$m = -45 \dots + 39$	$m = -38 \dots + 34$	$m = -19 \dots + 14$	—
Cutback	$m = -47 \dots + 43$	$m = -41 \dots + 37$	$m = -25 \dots + 21$	—
Sideline	$m = -46 \dots + 45$	$m = -40 \dots + 39$	$m = -24 \dots + 23$	—

Da wie angegeben bei der Radialmode $n = 3$ keine Umfangsmoden mehr ausbreitungsfähig sind, ist die maximale Radialmode für das Setup C1 mit verwendetem HP-Trigger bei allen Betriebspunkten gleich $n_{max} = 2$. Der Dralleinfluss ist auch hier durch die Asymmetrie der Cut-On Grenzen ersichtlich. Für jede Radialmode kann also eine Amplitudenverteilung über die Umfangsmoden m angegeben werden, wobei hier noch zusätzlich zwischen Amplituden, die sich in Strömungsrichtung (A_{mn}^+), und Amplituden, welche sich gegen die Strömungsrichtung (A_{mn}^-) ausbreiten, unterschieden wird (siehe dazu Kapitel 2.5). Somit ergeben sich für den Betriebspunkt Approach folgende Verteilungen der Radialamplituden:

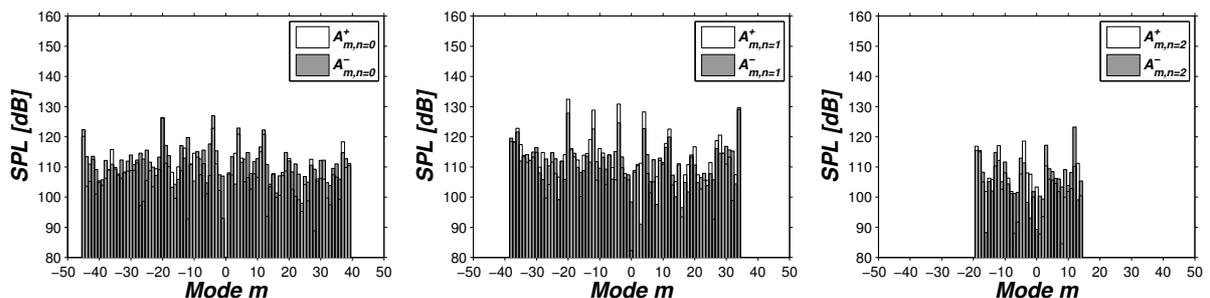


Abbildung 5.9: RMA: Schalldruckverteilungen bei $n = 0$ (links), $n = 1$ (Mitte) und $n = 2$ (rechts), Setup C1, HPT, Betriebspunkt Approach

Die Interaktionsmoden aus Tabelle 5.3 sind auch bei der Radialmodenanalyse wieder gültig. Dabei stechen besonders die Amplituden (als Schalldruckpegel SPL in dB dargestellt) bei den Interaktionsmoden -20, -12, -4 und 4 bei der Radialmode $n = 1$ in Abbildung 5.9 hervor, die im Vergleich zu $n = 0$ und $n = 2$ einen höheren Maximalpegel aufweisen. Die Mode -12 steigt bei $n = 1$ sogar um ca. 10 dB an. Die Kenntnis der Radialmodenverteilungen ist daher für eine gesamte Beschreibung des vorhandenen Schallfeldes im Strömungskanal durch das Modenpaar (m, n) sehr wichtig. Wird auch die schallabstrahlende Fläche berücksichtigt, kann mit den Radialamplituden nach Gleichung (2.69) die Schalleistung bestimmt werden, die in axialer Richtung transportiert wird. Nach Umwandlung in Schalleistungspegeln wird jeweils der Summenpegel über die Radialmoden n gebildet und über die Azimutalmoden m aufgetragen. Aus den drei Verteilungen in Abbildung 5.9 resultiert somit eine Modenverteilung pro Betriebspunkt. Um diese Radialmodenverteilungen bei den drei Betriebspunkten besser vergleichen zu können, werden die Schalleistungspegel für beide Ausbreitungsrichtungen (in und gegen die Strömungsrichtung) getrennt dargestellt.

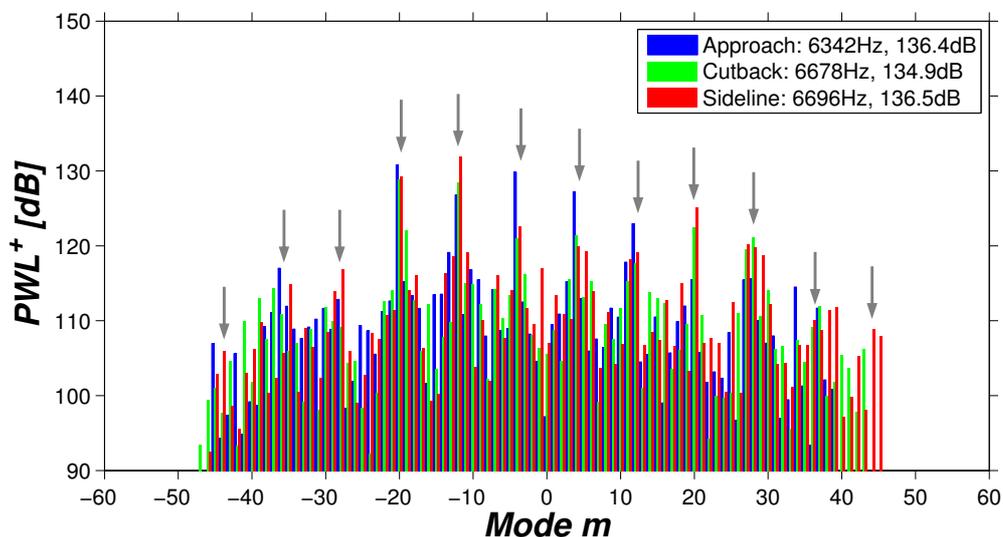


Abbildung 5.10: RMA: Schalleistungspegel in Strömungsrichtung, BPF_{HP}, Setup C1, HPT

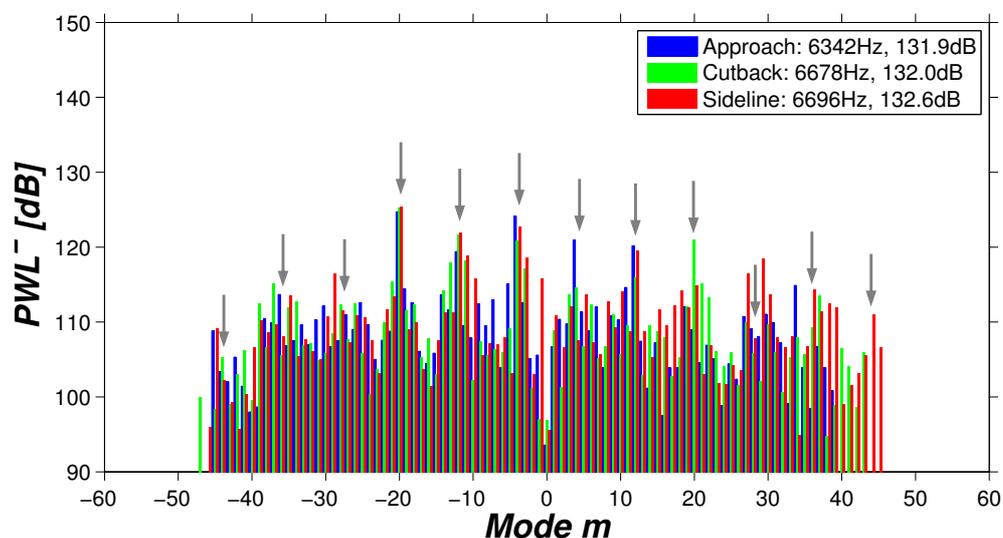


Abbildung 5.11: RMA: Schalleistungspegel gegen die Strömungsrichtung, BPF_{HP}, Setup C1, HPT

Diese Abbildungen beinhalten Informationen über alle ausbreitungsfähigen Moden sowohl in Umfangsrichtung als auch in Radialrichtung für alle drei Betriebspunkte. In Abbildung 5.10 sind die Summenpegel über alle Radialmoden in Strömungsrichtung (Schalleistungspegel PWL^+ in dB) über die Azimutalmoden m aufgetragen, während Abbildung 5.11 die Summenpegel über alle Radialmoden entgegen der Strömungsrichtung darstellt (PWL^-). In den Legenden der Abbildungen stehen jeweils neben der untersuchten Frequenz (hier die Blattfolgefrequenz) die Summenpegel der Schalleistung über alle ausbreitungsfähigen Radial- und Azimutalmoden. Alle abgebildeten Moden sind ausbreitungsfähig. Die Pegel von Moden außerhalb der jeweiligen Cut-On Grenzen (wo die Wellenzahl imaginär ist, siehe Kapitel 2.5) sind ausgeblendet, wie in den Abbildungen z.B. an der rechten Grenze ($m_{max,Approach} = 39$, bzw. $m_{max,Sideline} = 45$) leicht zu erkennen.

Die Gesamtpegel in Strömungsrichtung (Abbildung 5.10) liegen bei Approach und Sideline gleich auf, bei Cutback ist der Pegel über 1 dB geringer. Gegen die Strömungsrichtung wird eine geringere Gesamtschalleistung transportiert, wodurch die Pegel jeweils um 3 bis 4 dB abnehmen. Werden die Radialmodenanalysen mit den Ergebnissen der Frequenzspektren und Azimutalmodenanalysen verglichen, muss unbedingt beachtet werden, dass letztere durch Schalldruckpegel (SPL) beschrieben werden, während die Ergebnisse der RMA hier durch Schalleistungspegel (PWL) angegeben werden. Ein direkter Vergleich der absoluten dB-Werte ist daher nicht zulässig, ein Vergleich der Verhältnisse unter den Betriebspunkten jedoch schon. Die Gesamtpegel bei Approach sind an den Blattfolgefrequenzen in den Frequenzspektren und bei der Azimutalmodenanalyse wie bereits dargestellt geringfügig höher als jene bei Cutback und Sideline. Auch nach der RMA ist der Summenpegel der Schalleistung bei Approach relativ hoch und liegt gleichauf mit dem Betriebspunkt Sideline. Diese Summenpegel resultieren hauptsächlich aus den Interaktionsmoden -20, -12 und -4, wie in Abbildung 5.10 ersichtlich. Für eine bessere Lesbarkeit werden die Pegel der Interaktionsmoden aus Abbildung 5.10 und Abbildung 5.11 wieder in einem eigenen Diagramm aufgetragen (Abbildung 5.12). Die zuvor beschriebene Tendenz der Gesamtpegel unter den Betriebspunkten gilt auch hier für die Summenpegel der Schalleistung, die über die Interaktionsmoden gebildet und in der Legende für beide Strömungsrichtungen angegeben sind. Die Differenz zu den über alle ausbreitungsfähigen Moden gebildeten Summenpegel beträgt wiederum etwa 1 dB (bzw. 2 bis 3 dB bei negativer axialer Ausbreitungsrichtung).

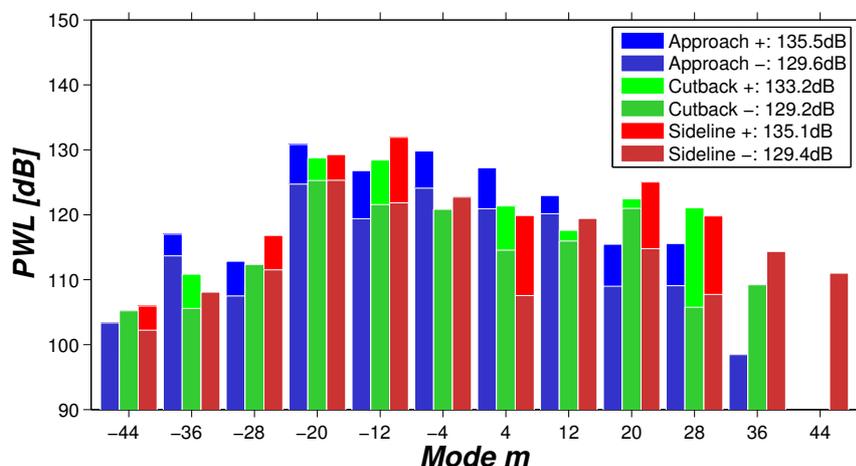


Abbildung 5.12: RMA: Schalleistungen der Interaktionsmoden, Setup C1, HPT

In Abbildung 5.12 können ähnliche Pegelverläufe über die Interaktionsmoden erkannt werden, wie in Abbildung 5.8 bei den Interaktionsmoden der Azimutalmodenanalyse. Die Schallleistungspegel der Moden -4, 4 und 12 sinken von Approach zu Sideline, während ein Pegelanstieg bei den Moden 20, 28 und 36 vorhanden ist. Auch hier sind die Pegel der Moden -20 und -12 am höchsten und beeinflussen den Summenpegel am stärksten. Allerdings sticht die Mode -12 beim Betriebspunkt Sideline besonders hervor, jene bei Approach sinkt dagegen stärker ab. Beide Moden können auf Interaktionen des Hochdruckrotors sowohl mit dem Hochdruckstator als auch mit dem TMTF zurückgeführt werden. Die Pegel der höheren Moden -44, -36, -28 bzw. 28, 36, und 44 liegen alle etwa 10 dB unter den maximalen Pegeln bei -20 und -12, sodass diese eher einen geringeren Anteil zur Gesamtschallemission beitragen. Des Weiteren übertreffen jene Schallleistungspegel, welche in Strömungsrichtung transportiert werden, beim Betriebspunkt Approach denen entgegen der Strömungsrichtung jeweils um 3 bis 8 dB (außer bei den beiden höchsten Moden -44 und 36). Über die Zusammensetzung der einzelnen Pegel können die Verteilungen für jede Radialmode einen Aufschluss geben. Diese sind nach Art von Abbildung 5.9 für alle Betriebspunkte zur Vollständigkeit im Anhang gelistet.

5.2.2 Niederdruckrotor

Bei Anwendung des Triggersignals des Niederdruckrotors (LP-Trigger) auf die adaptive Neuabtastung und Phasenmittelung werden die Frequenzspektren für alle drei Betriebspunkte in Abbildung 5.13 erhalten. Die in Tabelle 5.5 angegebenen Drehzahlen des Niederdruckrotors für jeden Betriebspunkt schwankten während der gesamten Messzeit dabei um maximal $\pm 0,3$ Prozent.

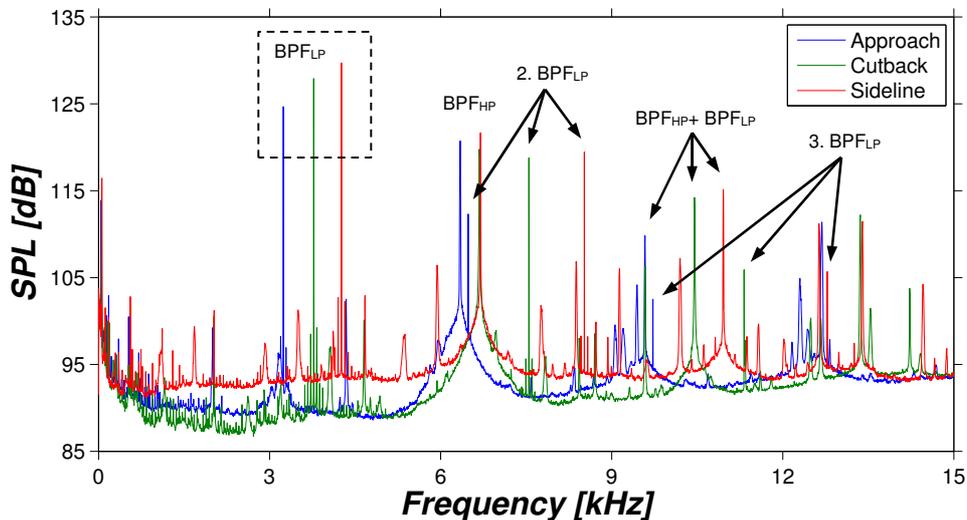


Abbildung 5.13: Frequenzspektren der drei Betriebspunkte, Setup C1, LPT

An den Blattfolgefrequenzen, die durch die definierten Drehzahlunterschiede zwischen den Betriebspunkten klar voneinander distanziert liegen, erreicht der Schalldruckpegel jeweils sein Maximum. Allerdings kann hier im Vergleich zum Frequenzspektrum des Hochdruckrotors ein Pegelanstieg an den Grundfrequenzen bei den Betriebspunkten Cutback und Sideline relativ zu Approach wahrgenommen werden. Während der Schalldruckpegel bei Sideline nach Abbildung 5.13 an der BPF_{LP} maximal ist, liegt jener bei Cutback ca. 2 dB und jener bei Approach ca. 5 dB darunter. Diese Differenzen können auf den erhöhten Massenstrom und folglich auf die

erhöhten Strömungsgeschwindigkeiten beim Betriebspunkt Sideline zurückgeführt werden. Dazu liefert das Modell der Dipolstrahler mit dem Potenzgesetz $P \sim \rho U^3 M^{(2 \dots 3)}$ eine Abschätzung der abgestrahlten Schalleistung des Rotors, die eine starke Abhängigkeit der Schallemission von der lokalen Strömungsgeschwindigkeit aufweist [8], wobei hier U die Relativgeschwindigkeit zwischen der Schaufel und der strömenden Luft, und $M = \frac{U}{c}$ die Machzahl darstellt (für die Schalleistung kann daher z.B. auch $P \sim \rho \frac{U^6}{c^3}$ geschrieben werden). Dadurch ergeben sich bei erhöhten Strömungsgeschwindigkeiten stärkere Wechselwirkungen zwischen Stator und Rotor, die zu Pegelanstiegen an den Blattfolgefrequenzen führen. Die hier in dieser Diplomarbeit vorgestellten Ergebnisse stimmen dabei mit den Erkenntnissen in den Arbeiten [4], [5] und [7], welche wie bereits erwähnt die Abhängigkeit der Schallentwicklung vom Betriebspunkt bzw. von der Drehzahl des Rotors wiedergeben, gut überein. Die Schallemission des Niederdruckrotors ist daher bei den Betriebspunkten Approach und Cutback durch die Reduzierung der Triebwerksleistung (und damit verbunden Massenstrom bzw. Strömungsgeschwindigkeit und LP-Drehzahl) an den Blattfolgefrequenzen jeweils geringer als jene bei Sideline, wo der Niederdruckrotor seine maximale Leistung abgibt.

Neben den Grundfrequenzen (BPF_{LP}) können in den Frequenzspektren in Abbildung 5.13 auch höher Harmonische des Niederdruckrotors sowie Kombinationsfrequenzen erkannt werden. Mit zunehmender Ordnung sinken dabei die Pegelwerte an den höher harmonischen Frequenzen des LP-Rotors, siehe 2. BPF_{LP} und 3. BPF_{LP} , wobei das Pegelverhältnis unter den Betriebspunkten in etwa gleich bleibt. Wie schon bei den Frequenzspektren in Abbildung 5.6 bei Verwendung des HP-Triggers sind auch hier Peaks an den Kombinationsfrequenzen $BPF_{HP} + BPF_{LP}$ sichtbar, die Interaktionen zwischen den beiden Rotoren darstellen. Allerdings muss hier wieder beachtet werden, dass diese Pegel, wie bereits erläutert, keine wahren Werte darstellen. Ebenso werden auch Pegel an der ersten und zweiten BPF des Hochdruckrotors abgebildet, deren Werte im Vergleich zum Spektrum beim HP-Trigger jedoch deutlich geringer sind. Ein Grund dafür, dass trotz des LP-Triggers Amplituden an Frequenzen des Hochdruckrotors aufscheinen, kann eine Periodizität zwischen Hochdruck- und Niederdruckrotor sein. Dadurch werden an gewissen Stellen des LP-Triggersignals auch Anteile des HP-Rotors erkannt. Die resultierenden Amplituden an den HP-Frequenzen werden dabei nach adaptiver Neuabtastung und Phasenmittelung nicht vollständig entfernt, sondern nur abgedämpft. Bei Verwendung des LP-Triggers werden korrekte Pegelwerte daher nur für die Blattfolgefrequenzen und ihre Harmonischen des Niederdruckrotors erhalten.

5.2.2.1 Azimutalmodenanalyse

Die akustische Modenanalyse bei Verwendung des LP-Triggers erfolgt für jeden Betriebspunkt bei der jeweiligen Grundfrequenz des Niederdruckrotors (BPF_{LP}). Für die Bestimmung der Cut-On Grenzen werden dabei dieselben Drallwerte aus Kapitel 5.1.1 wie schon bei der Auswertung mit dem HP-Trigger verwendet. Allerdings ergeben sich im Vergleich zur Hochdruckanalyse durch die tieferen Blattfolgefrequenzen des Niederdruckrotors (und damit geringeren Wellenzahlen) weniger Umfangsmoden, welche sich im Strömungskanal ausbreiten können. In Tabelle 5.5 sind für jeden Betriebspunkt die entsprechenden Cut-On Bereiche angegeben. Die Asymmetrie der Cut-On Grenzen bezüglich der Ausbreitungsrichtung um die Grundmode $m = 0$ ist auch hier wieder gegeben. Allerdings ist diese (vor allem beim Betriebspunkt Approach) trotz denselben Drallwerten weniger stark ausgeprägt als bei den Blattfolgefrequenzen des Hochdruckrotors. Durch die geringe Drehzahl des LP-Rotors verbunden mit der geringeren

axialen Machzahl bei Approach (siehe dazu auch Tabelle 5.1) breiten sich im Vergleich zu Sideline deutlich weniger Moden in Umfangsrichtung aus (57 bei Sideline zu 42 bei Approach).

Tabelle 5.5: Ausbreitungsfähige Azimutalmoden m (Cut-On Moden) für das Setup C1, LPT

	Drehzahl	Blattfolgefrequenz (BPF)	Drall	Cut-On Moden
	U/min	Hz	rad/s	—
Approach	2701	3241	58	-22 ... +20
Cutback	3145	3774	43	-26 ... +24
Sideline	3550	4260	13	-29 ... +28

In Abbildung 5.14 sind für jeden Betriebspunkt die Schalldruckpegel jeder Umfangsmode m nach der Azimutalmodenanalyse an der Grundfrequenz aufgetragen. Die gestrichelten Linien stellen dabei die jeweiligen Cut-On Grenzen dar. Über die ausbreitungsfähigen Moden innerhalb der Grenzen wurden die in der Legende angegebenen Summenpegel der Schalldrücke (SPL) berechnet. Dabei ist, wie schon im Frequenzspektrum in Abbildung 5.13 ersichtlich, der Summenpegel beim Betriebspunkt Sideline am höchsten. Jener bei Cutback liegt ca. 2 dB darunter, jener bei Approach über 6 dB. Hier stimmen allerdings die absoluten Pegelwerte nicht ganz mit denen aus der Frequenzanalyse überein, da wie in Abbildung 5.14 zu sehen, auch Moden außerhalb des Cut-On Bereichs hohe Schallpegel erreichen. Nach der vorhandenen Theorie, vorgestellt in den Kapiteln 2.2 und 2.5, und der daraus bestimmten Cut-On Bedingung ist eine Ausbreitung dieser Moden im Strömungskanal eigentlich nicht möglich. Cut-Off Moden sollten demnach wie bei der Azimutalmodenanalyse in Abbildung 5.7 erkennbar an den Cut-On Grenzen deutlich abklingen. Bei der AMA in Abbildung 5.14 kann solch eine Pegelabnahme an den positiven Cut-On Grenzen beobachtet werden, wobei anschließend wieder ein Anstieg erfolgt.

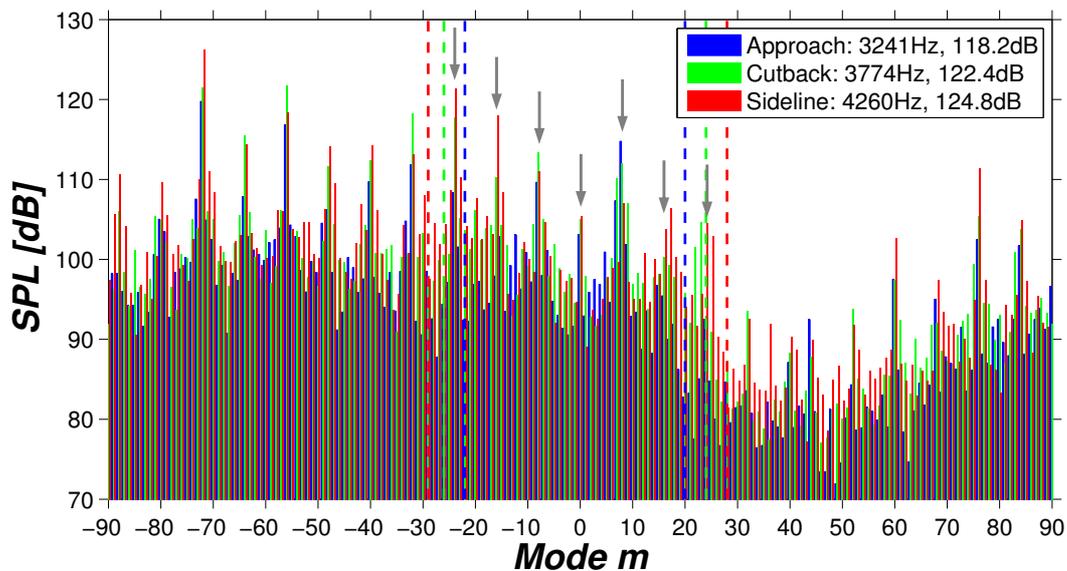


Abbildung 5.14: Azimutalmodenanalyse an der BPF_{LP} , drei Betriebspunkte, Setup C1, LPT

An den negativen Cut-On Grenzen besteht jedoch keine Pegelabnahme. Stattdessen bleiben hier die Pegelwerte auf dem Niveau jener der ausbreitungsfähigen Moden und steigen teilweise sogar etwas an. Die Moden mit den höchsten Schalldruckpegeln sind dabei vor allem die Moden -72

und -56 auf der negativen Seite, während auf der positiven Seite die Moden +60 und +76 auffallen. Mit den Gleichungen (2.11) und (2.13) nach Tyler und Sofrin können wieder diejenigen Moden bestimmt werden, die eindeutig Interaktionen zwischen dem Niederdruckrotor und den Leitapparaten zugewiesen werden können. Für die Interaktion zwischen dem Turbinenübergangskanal mit 16 Struts und dem Niederdruckrotor mit 72 Schaufeln folgen somit bei der betrachteten Grundfrequenz ($h = 1$) die Interaktionsmoden

$$m = hB_2 + k_2V_2 = -72 + k_2 \cdot 16 = \dots; -72; -56 : 16 : 56; 72; \dots \quad (5.4)$$

wobei hier die Drehrichtung des Niederdruckrotors durch ein negatives Vorzeichen bei der Schaufelzahl des Rotors berücksichtigt und $k_2 \geq 0$ gewählt wurde. Genauso kann für die Interaktion HP-Stator – TMTF – LP-Rotor mit $k_1, k_2 = 0, 1, 2, 3, \dots$ geschrieben werden:

$$m = hB_2 \pm k_1V_1 \pm k_2V_2 = -72 \pm k_1 \cdot 24 \pm k_2 \cdot 16 = \dots -72 : 8 : 72 \dots \quad (5.5)$$

Durch das gegebene Schaufelzahlverhältnis ist dabei jede achte Umfangsmode eine Mode, die einer Interaktion mit dem Niederdruckrotor in der Versuchsturbine zugewiesen werden kann. Gegenüber der Analyse des Hochdruckrotors ist dieses Interaktionsmuster des LP-Rotors um 4 Moden verschoben, sodass beide Rotoren jeweils unterschiedliche Interaktionsmoden hervorrufen. So können z.B. die beiden Cut-Off Moden +60 und +76 nicht auf eine Interaktion mit dem Niederdruckrotor zurückgeführt werden, wohl aber auf eine mögliche Interaktion des Hochdruckrotors mit dem HP-Stator und dem TMTF (z.B. $36 + 1 \cdot 24 + 1 \cdot 16 = 76$). Das bedeutet, dass wie auch bei der Frequenzanalyse auch in der AMA mit LP-Trigger Anteile des Hochdruckrotors zu erkennen sind. Da jedoch die Amplituden des HP-Rotors durch den Bezug auf den LP-Rotor gedämpft werden, sind diese Moden bei der LP-Analyse nicht von großer Bedeutung.

Hingegen kommen nach Tyler und Sofrin die Moden -72, -64, -54,... nur bei Interaktionen mit dem Niederdruckrotor zustande (siehe Gleichungen (5.4) und (5.5)). Die höchste Mode -72 ist dabei jene Mode, die durch den Rotor mit 72 Schaufeln alleine gebildet wird. Neben den Schalldruckschwankungen sind die Mikrofone bei der Schallmessung im Strömungskanal zusätzlich noch anderen Schwankungen ausgesetzt, die durch die Strömung selbst bedingt sind. Zusätzlich zu stationären Strömungsmessungen stellte Santner [31] instationäre Strömungsphänomene hervorgerufen durch den LP-Rotor bzw. durch Interaktionen des LP-Rotors mit dem TMTF und der Hochdruckturbine vor. Da die Strömungsbedingungen hinter dem Niederdruckrotor, wie auch in Kapitel 5.1 dargestellt, daher sehr komplex sind, wird als Ursache dieser Moden instationäre Änderungen des statischen Drucks der Strömung angenommen („hydrodynamische“ Druckschwankungen). Diese mit Turbulenz in Verbindung gebrachten Druckschwankungen haben bei der Schallmessung die Bedeutung eines Störpegels am Mikrofon. Eine Unterscheidung zwischen den hydrodynamischen Druckschwankungen und den Schalldruckschwankungen ist dabei kaum möglich (Neise, „Messungen in Strömungen“ in [17]). Die Anteile der Strömung wirken sich dadurch auch auf die Azimutalmodenanalyse aus, wo Interaktionsmoden des Niederdruckrotors höhere Pegel aufweisen. Im Vergleich zu akustischen Moden kann jedoch ein Abklingen der Pegel „aerodynamischer“ Moden in axialer Richtung beobachtet werden. Als Beispiel sind in Abbildung 5.15 die Schallpegel der angenommenen „aerodynamischen“ Mode -72, die durch Druckschwankungen in den Nachläufen des Niederdruckrotors entstehen könnte, und der akustischen, ausbreitungsfähigen Moden -16 und

+8 beim Betriebspunkt Sideline über die letzten zwölf Mikrofone dargestellt. Während der Pegel der Mode -72 von ca. 130 dB konstant auf ca. 120 dB abnimmt, ist der Pegel der Mode +8 über die axiale Kanallänge nahezu konstant. Ein ähnlicher Verlauf ergibt sich bei Mode -16, deren Pegel allerdings etwas ansteigt.

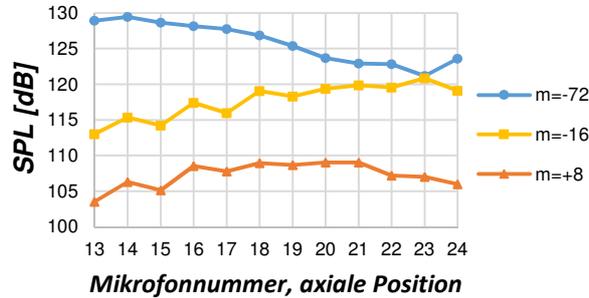


Abbildung 5.15: Vergleich „aerodynamische“ Mode mit akustischer Moden über axialer Länge, Betriebspunkt Sideline, Setup C1, HPT

Für die akustische Modenanalyse werden daher nur die ausbreitungsfähigen Moden nach Tabelle 5.5 betrachtet. Jene Moden mit dem höchsten Schalldruckpegel stellen wiederum Interaktionsmoden dar, die in Tabelle 5.6 zusammengefasst und in Abbildung 5.16 aus der gesamten Azimutalmodenverteilung abgeleitet sind.

Tabelle 5.6: Resultierende Moden aus der Interaktion des LP-Rotors mit HP-Stator und TMTF

HP-Stator – LP-Rotor	-24;			0;			+24;
TMTF – LP-Rotor	-24;		-8;		+8;		+24;
HP-Stator – TMTF – LP-Rotor	-24;	-16;	-8;	0;	+8;	+16;	+24;

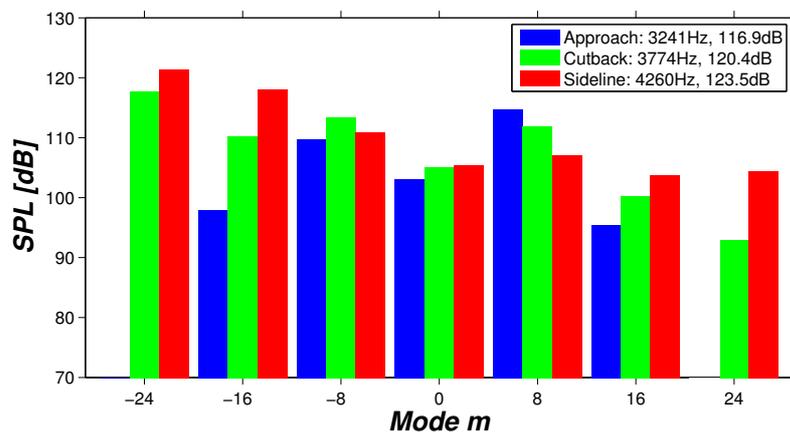


Abbildung 5.16: AMA: Schalldruckpegel der Interaktionsmoden, Setup C1, LPT

Dabei fällt die Mode -24 am stärksten auf, deren Schalldruckpegel bei den Betriebspunkten Cutback und Sideline jeweils am höchsten ist. Der Pegel sinkt danach bei Sideline von den Moden -16 bis 0 und bleibt anschließend auf einem Niveau von ca. 105 dB. Bei Cutback hingegen liegen die Pegel der Moden -8 und +8 nur leicht unter dem der Mode -24. Beide Moden (-8 und +8) können nach Tabelle 5.6 auf die Interaktion des Niederdruckrotors mit dem TMTF zurückgeführt werden. Die Mode +8 ist beim Betriebspunkt Approach sogar maximal. Die Moden -24 und +24 sind dagegen „cut-off“, also nicht ausbreitungsfähig, und scheinen deshalb für Approach nicht in

Abbildung 5.16 auf. Die Summenpegel in der Legende (jeweils nur über die abgebildeten Interaktionsmoden berechnet) sind jeweils etwa 2 dB geringer als jene Gesamtpegel, die über alle ausbreitungsfähigen Moden bestimmt wurden (in Abbildung 5.14). Der Einfluss der Interaktionsmoden auf den Summenpegel ist hier wieder deutlich erkennbar.

5.2.2.2 Radialmodenanalyse

Für die Radialmodenanalyse gelten bei Verwendung des Niederdruck-Triggers dieselben Strömungsparameter aus Tabelle 5.1 für das Setup C1, wie schon bei der RMA mit HP-Trigger. Mit diesen Parametern folgen aus der Cut-On Bedingung (Gleichung (2.60)) für jeden Betriebspunkt die ausbreitungsfähigen Umfangsmode m an der jeweiligen Radialmode n . Da mit steigender Ordnung der Radialmoden die Cut-On Grenzen gegen $m = 0$ wandern, ergibt sich die maximale Radialmode dort, wo eine Azimutalmode noch ausbreitungsfähig ist. Nach Tabelle 5.7 wird durch die schon geringe Anzahl der ausbreitungsfähigen Umfangsmode bei der Grundmode $n = 0$ bei verwendetem LP-Trigger für alle Betriebspunkte eine maximale Radialmode $n_{max} = 1$ erhalten.

Tabelle 5.7: Ausbreitungsfähige Azimutalmode m bei Radialmoden n , Setup C1, LPT

	$n = 0$	$n = 1$	$n = 2$
Approach	$m = -22 \dots +20$	$m = -10 \dots +8$	—
Cutback	$m = -26 \dots +24$	$m = -17 \dots +15$	—
Sideline	$m = -29 \dots +28$	$m = -21 \dots +20$	—

Der Dralleinfluss bleibt hier wieder über alle Radialmoden vorhanden, wodurch die Modenverteilungen asymmetrisch bezüglich $m = 0$ werden. Aus den Amplituden der Azimutalmodeanalyse wird nach dem Gleichungssystem (2.66) die Verteilung der Radialamplituden bestimmt, die sich sowohl in Strömungsrichtung (A_{mn}^+) als auch gegen die Strömungsrichtung (A_{mn}^-) ausbreiten. Somit können z.B. für den Betriebspunkt Sideline Schalldruckverteilungen über die Azimutalmode für jede Radialmode in Abbildung 5.17 angegeben werden:

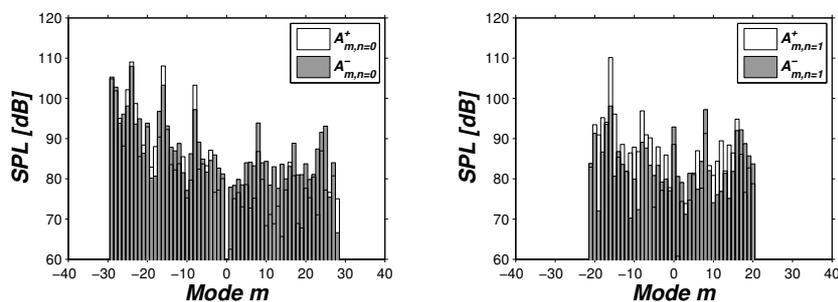


Abbildung 5.17: RMA: Schalldruckverteilungen bei $n = 0$ (links) und $n = 1$ (rechts), Setup C1, LPT, Betriebspunkt Sideline

Für die beiden anderen Betriebspunkte sind diese Verteilungen, wie auch für die Auswertung mit HP-Trigger, im Anhang beigefügt. Wie zu erwarten sind beim Betriebspunkt Sideline auch nach der Radialmodenanalyse die Moden -24, -16 und -8 die wesentlichen Moden mit den höchsten Schallpegelwerten bei der radialen Grundmode $n = 0$. Die Moden -16 und +8 behalten ihre Pegelwerte in bzw. gegen die Strömungsrichtung auch bei der Radialmode $n = 1$. Wird der

Summenpegel über alle Radialmoden gebildet, ist der Einfluss der einzelnen Radialmoden dennoch vorhanden, sodass die Mode -16 maximal im Vergleich zu den restlichen Umfangsmoden wird. Um die schallabstrahlende Fläche in die Bewertung der Schallquellen miteinzubeziehen, werden die Radialamplituden wieder durch Schalleistungspegel ausgedrückt. Nach Bildung des Summenpegels über alle Radialmoden können die Radialamplituden zwischen den verschiedenen Betriebspunkten verglichen werden. Abbildung 5.18 stellt dazu die Schalleistungspegel aller Betriebspunkte in Strömungsrichtung dar, die über alle Radialmoden bestimmt wurden. Abbildung 5.19 gibt die entsprechenden Schalleistungspegel gegen die Strömungsrichtung wieder.

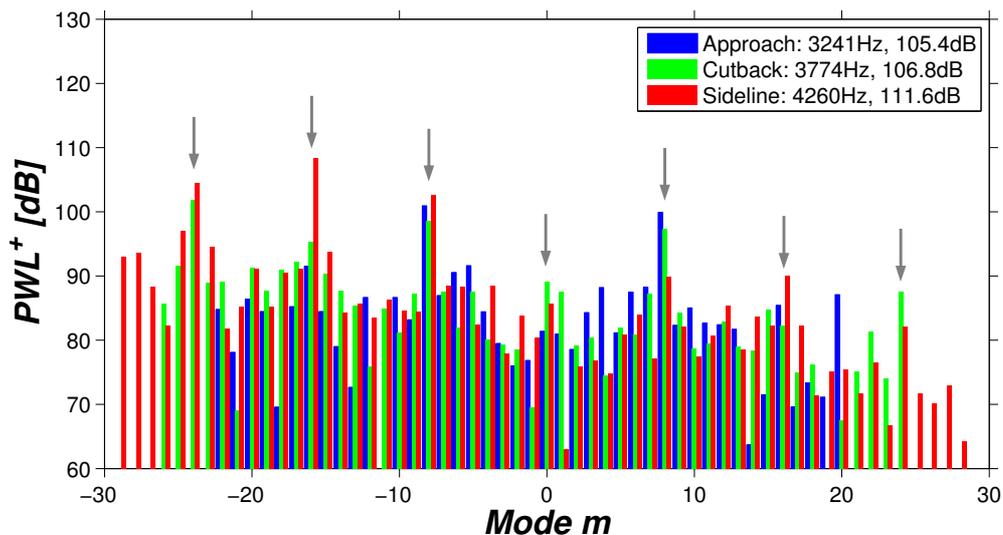


Abbildung 5.18: RMA: Schalleistungspegel in Strömungsrichtung, BPF_{LP}, Setup C1, LPT

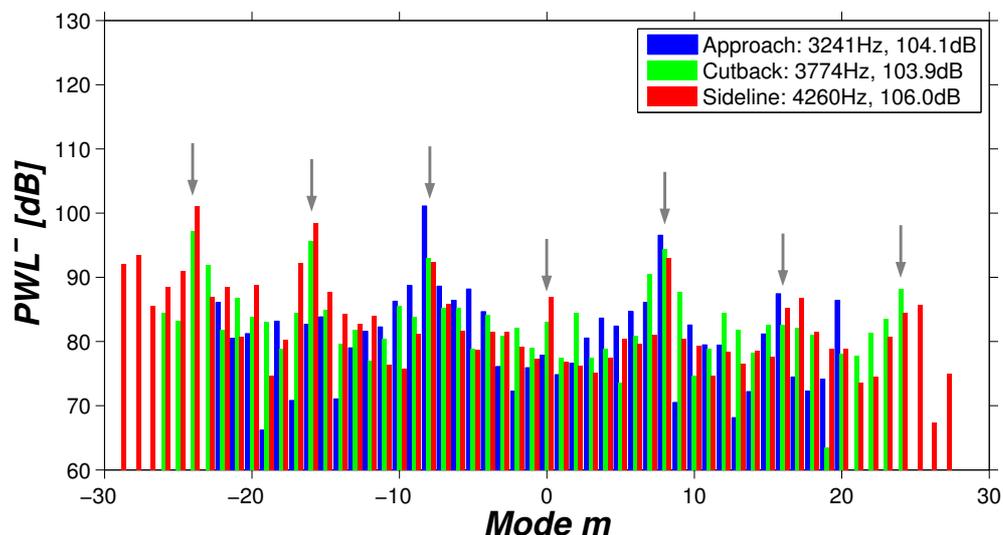


Abbildung 5.19: RMA: Schalleistungspegel gegen die Strömungsrichtung, BPF_{LP}, Setup C1, LPT

Für beide Strömungsrichtungen ergeben sich ähnliche Modenverteilungen, bei denen besonders die Interaktionsmoden -24, -16, -8 und +8 durch höhere Schalleistungspegel auffallen. Die Summenpegel gegen die Strömungsrichtung liegen dabei jeweils unter jenen in Strömungsrichtung. Allerdings ist die Differenz zwischen PWL^+ und PWL^- abhängig vom

Betriebspunkt verschieden. Während bei Sideline der Gesamtpegel von PWL^- ca. 6 dB unter dem von PWL^+ liegt, ist der Unterschied bei Approach gerade einmal 1 dB . Dennoch kann für das Ergebnis der Radialmodenanalyse derselbe Trend wie auch bei der Frequenzanalyse oder der Azimutalmodenanalyse für die Summenpegel unter den Betriebspunkten festgestellt werden. Auch hier ist die emittierte Schalleistung des Niederdruckrotors bei Sideline am höchsten, gefolgt von Cutback und Approach. Die Umfangsmoden -24 , -16 und -8 sind diejenigen, die den größten Anteil des Gesamtpegels bei Sideline ausmachen. Die Mode -16 ist dabei, wie bereits von Abbildung 5.17 abgeleitet, maximal. Wie man in den Abbildungen 5.18 und 5.19 gut erkennen kann, ist dagegen bei Approach die Mode -24 nicht ausbreitungsfähig. Bei diesem Betriebspunkt dominieren vor allem die Moden -8 und $+8$, deren Pegel für beide axialen Ausbreitungsrichtungen ähnlich hohe Werte erreichen. Dies ist auch gut in Abbildung 5.20 ersichtlich, wo für eine bessere Übersicht wieder nur die Schalleistungspegel der Interaktionsmoden dargestellt sind. Die Moden -8 und $+8$ können dabei nach Tabelle 5.6 auf die Interaktion des Niederdruckrotors mit dem Turbinenübergangskanal zurückgeführt werden. Neben der Mode -24 haben diese beiden Moden ebenso beim Betriebspunkt Cutback einen größeren Einfluss auf den Gesamtpegel. Die Summenpegel über die in Abbildung 5.20 vorgestellten Interaktionsmoden liegen für jeden Betriebspunkt jeweils 1 bis 2 dB unter jenen, die über alle Cut-On Moden berechnet wurden. Der damit gleich gebliebene Trend bestätigt wiederum den starken Einfluss der Stator-Rotor Interaktionen auf die Schallemission der Turbine.

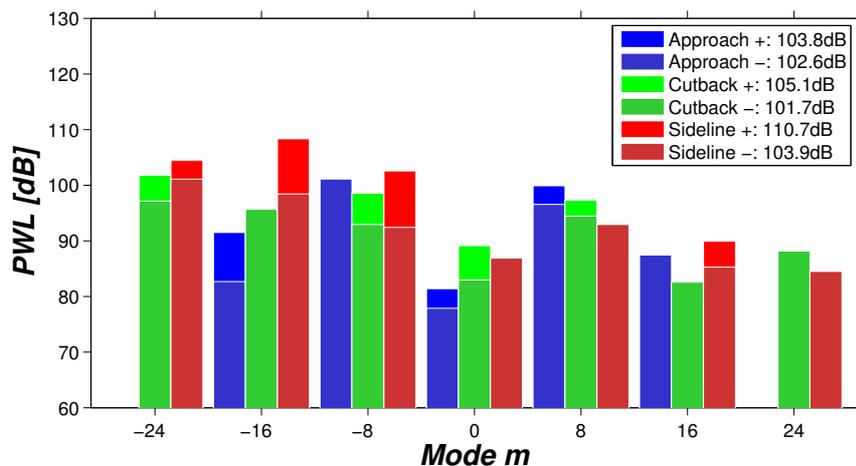


Abbildung 5.20: RMA: Schalleistungspegel der Interaktionsmoden, Setup C1, LPT

5.3 Schallemission bei Setup C2

Die Auswertung der Messergebnisse bei Konfiguration mit dem Turbinenübergangskanal C2 (Volvo Aero, Kapitel 3.3.2) folgt nach dem gleichen Schema wie schon bei Setup C1. Nach Anwendung von adaptiver Neuabtastung und Phasenmittelung auf die Rohsignale können getrennt für beide Rotoren (Hoch- und Niederdruckrotor) jeweils die Frequenzspektren und die Azimutal- und Radialmodenverteilungen an jedem Betriebspunkt angegeben werden. Für die Analyse des Schallfeldes hinter dem Niederdruckrotor wurden wieder nur die Messwerte der letzten zwölf Mikrofone herangezogen, die sich im zylindrischen Teil des Strömungskanals befinden (Array II: siehe auf Seite 38 und 39). Dabei erfolgt eine Mittelung der gemessenen Schalldrücke sowohl in Umfangsrichtung, als auch in axialer Richtung über die Mikrofonpositionen. Da die Ergebnisse bei Setup C2 einen ähnlichen Trend unter den Betriebspunkten Approach, Cutback und Sideline aufweisen wie jene bei Setup C1, kann für eine bereits detaillierte Beschreibung der auftretenden Phänomene, die auch hier ihre Gültigkeit besitzen, auf Kapitel 0 verwiesen werden. Dennoch werden in den folgenden Unterkapiteln zuerst die Ergebnisse bei Setup C2 für die drei Betriebspunkte vorgestellt, bevor ein Vergleich zwischen den beiden Turbinenübergangskanälen im darauffolgenden Kapitel 5.4 folgt.

5.3.1 Hochdruckrotor

In Abbildung 5.21 sind die adaptiven Frequenzspektren bei Verwendung des HP-Triggers für alle drei Betriebspunkte dargestellt. Die Blattfolgefrequenzen bei Cutback und Sideline liegen hier sehr dicht beisammen (wie auch in Tabelle 5.8 angegeben), sodass sich im Spektrum die Frequenzlinien bei BPF_{HP} nahezu überlagern. Dabei erreichen auch die Schalldruckpegel bei beiden Betriebspunkten an der BPF_{HP} etwa den gleichen Wert während sie im jeweiligen Spektrum maximal sind. Im Vergleich dazu liegt der maximale Pegel bei Approach bei niedrigerer Drehzahl und kleinerer Machzahl ca. 2 dB darunter. An der ersten Harmonischen (bzw. 2. BPF_{HP}) hingegen haben alle drei Betriebspunkte ähnlich hohe Pegelwerte. Hier ist das Pegelniveau ca. 10 dB geringer gegenüber den Maximalpegeln von Cutback und Sideline. Die maximalen Schwankungen der jeweiligen Drehzahlen in Tabelle 5.8 betragen während der gesamten Messzeit wie schon bei den Messfahrten mit dem Setup C1 $\pm 0,2$ Prozent.

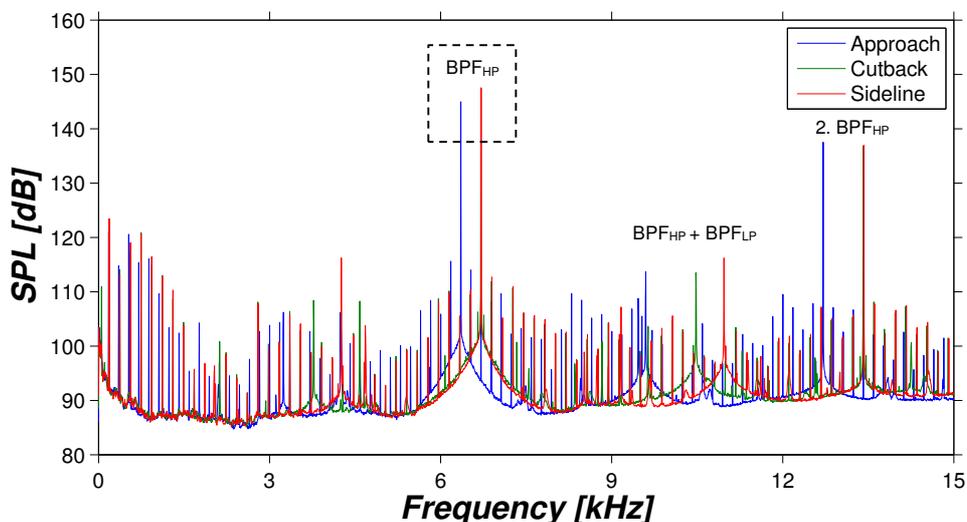


Abbildung 5.21: Frequenzspektren der drei Betriebspunkte, Setup C2, HPT

5.3.1.1 Azimutalmodenanalyse

Zur Bestimmung der vorhandenen Druckmuster in Umfangsrichtung wird an der Blattfolgefrequenz BPF_{HP} für jeden Betriebspunkt die Azimutalmodenanalyse durchgeführt. Mit den Strömungsparametern aus Tabelle 5.1 und der Cut-Off Bedingung nach Kapitel 2.5 können die jeweiligen ausbreitungsfähigen Moden berechnet und in Tabelle 5.8 angegeben werden. Durch den Einfluss des Dralls ergeben sich wie erwähnt asymmetrische Cut-On Grenzen bezüglich der Grundmode $m = 0$, wobei vor allem beim Betriebspunkt Approach, wo die Turbine in Teillast betrieben wird, der Drall besonders ausgeprägt ist. Bei Cutback und Sideline breiten sich dagegen durch die höheren axialen Machzahlen im Vergleich zu Approach insgesamt etwas mehr Moden aus.

Tabelle 5.8: Ausbreitungsfähige Azimutalmoden m (Cut-On Moden) für das Setup C2, HPT

	Drehzahl	Blattfolgefrequenz (BPF)	Drall	Cut-On Moden
	U/min	Hz	rad/s	—
Approach	10590	6354	54	-45 ... +40
Cutback	11174	6705	41	-47 ... +43
Sideline	11185	6711	13	-46 ... +45

Die Verteilung der resultierenden Azimutalmoden ist in Abbildung 5.22 dargestellt. Neben den unterschiedlichen Cut-On Grenzen (gestrichelte Linien) sind in der Legende jeweils die Summenpegel über die ausbreitungsfähigen Moden abgebildet. Während bei Cutback und Sideline praktisch dieselben Werte erreicht werden, ist der Summenpegel bei Approach ca. 2 dB geringer. Diese stimmen mit den Pegeln aus der Frequenzanalyse bei BPF_{HP} sehr gut überein.

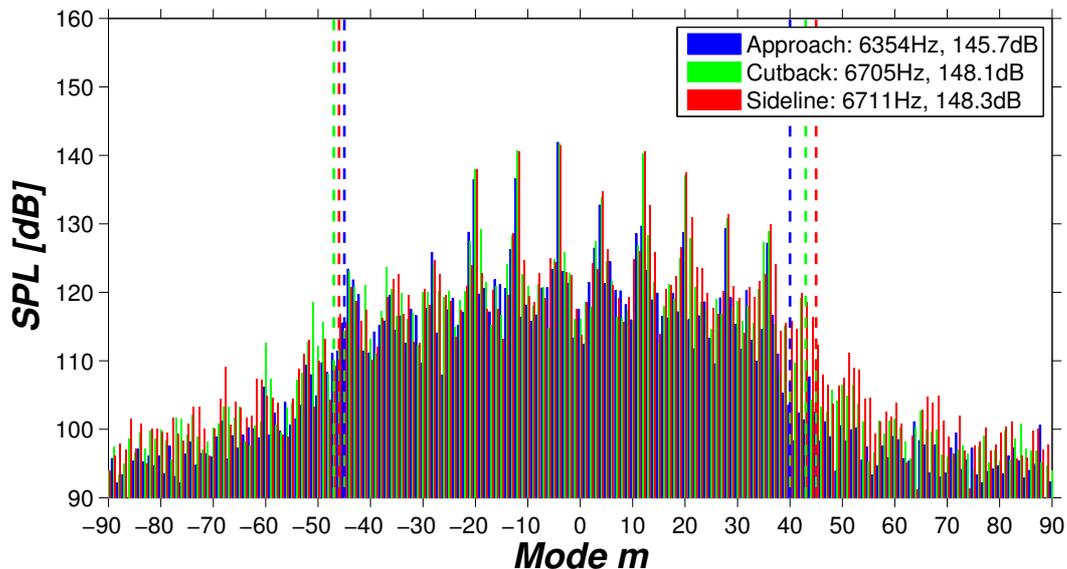


Abbildung 5.22: Azimutalmodenanalyse an der BPF_{HP} , drei Betriebspunkte, Setup C2, HPT

Für die AMA bei der Konfiguration C2 ergibt sich ein ähnlicher Verlauf der Azimutalamplituden wie bei Setup C1 (Abbildung 5.7). Die Moden mit den höchsten Pegelwerten stellen dabei Interaktionen zwischen dem Hochdruckrotor und den Leiteinrichtungen in der Versuchsturbine dar. Da die Schaufelzahl beim ca. 10 % kürzeren Turbinenübergangskanal C2 gegenüber dem

TMTF C1 konstant bleibt (16 Struts), ergeben sich bei sonst gleichbleibenden Lauf- und Leiträder auch dieselben Interaktionsmechanismen mit dem Hochdruckrotor nach Tyler und Sofrin, die in Kapitel 5.2.1.1 vorgestellt wurden. Für die ausbreitungsfähigen Interaktionsmoden nach Tabelle 5.3 werden die jeweiligen Schalldruckpegel für einen besseren Vergleich zwischen den Betriebspunkten aus der gesamten Modenverteilung separat in Abbildung 5.23 dargestellt.

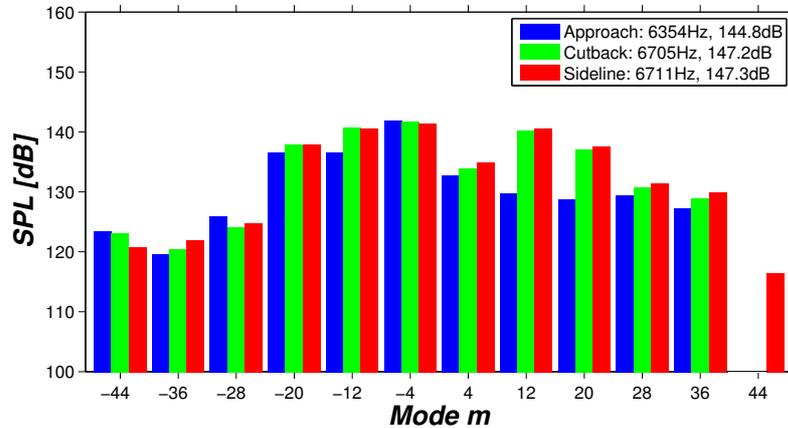


Abbildung 5.23: AMA: Schalldruckpegel der Interaktionsmoden, Setup C2, HPT

Der Schalldruckpegel der Mode -4 beträgt bei allen drei Betriebspunkten etwa 142 dB und leistet als maximal auftretender Pegel den größten Anteil bei der Berechnung des Summenpegels. Für die Betriebspunkte Cutback und Sideline ergeben sich dabei sehr ähnliche Pegelverläufe der Interaktionsmoden. Hier sind vor allem die Moden -20, -12, -4 und +12, +20 hervorzuheben, die mit höheren Pegelwerten auffallen. Die Moden -20 und -4 könnten nach Tabelle 5.3 nur aus der Interaktion des Hochdruckrotors mit dem Hochdruckstator und dem Turbinenübergangskanal entstehen. Bei Approach sinken dagegen die Moden +12 und +20 im Vergleich zu den anderen beiden Betriebspunkten um ca. 10 dB ab. Während die Moden -20, -12 und -4 wesentlich sind, ist die Mode +44 wie auch bei Cutback nicht mehr ausbreitungsfähig.

5.3.1.2 Radialmodenanalyse

Mit den Strömungsparametern aus Tabelle 5.1 wird aus dem Ergebnis der AMA die Verteilung der Radialamplituden bestimmt, die sich in oder entgegen die Strömungsrichtung im Kanal ausbreiten können. Die Anzahl der ausbreitungsfähigen Azimutalmode nimmt dabei abhängig von den Strömungsbedingungen mit steigender Radialordnung ab. Demzufolge ergibt sich die maximale Radialmode durch die Cut-Off Bedingung nach Tabelle 5.9 zu $n_{max} = 2$.

Tabelle 5.9: Ausbreitungsfähige Azimutalmode m bei Radialmoden n , Setup C2, HPT

	$n = 0$	$n = 1$	$n = 2$	$n = 3$
Approach	$m = -45 \dots + 40$	$m = -38 \dots + 34$	$m = -19 \dots + 14$	—
Cutback	$m = -47 \dots + 43$	$m = -41 \dots + 38$	$m = -25 \dots + 21$	—
Sideline	$m = -46 \dots + 45$	$m = -40 \dots + 39$	$m = -24 \dots + 23$	—

Die Schalldruckverteilungen an jeder Radialmode und Betriebspunkt können wieder im Anhang nachgeschlagen werden. Für eine bessere Übersicht der Ergebnisse der RMA an den drei Betriebspunkten erfolgt die Darstellung der Radialamplituden durch die Bildung der

Summenpegel über die Radialmoden. In Abbildung 5.24 und Abbildung 5.25 sind daher die Summenpegel der Schalleistungen, die sich in (PWL^+) und entgegen (PWL^-) die Strömungsrichtung ausbreiten, für jeden Betriebspunkt über die Azimutalmoden abgebildet. Die Schalleistung bezieht sich dabei auf die schallabstrahlende Querschnittsfläche des Kanals (siehe dazu Kapitel 2.5.2).

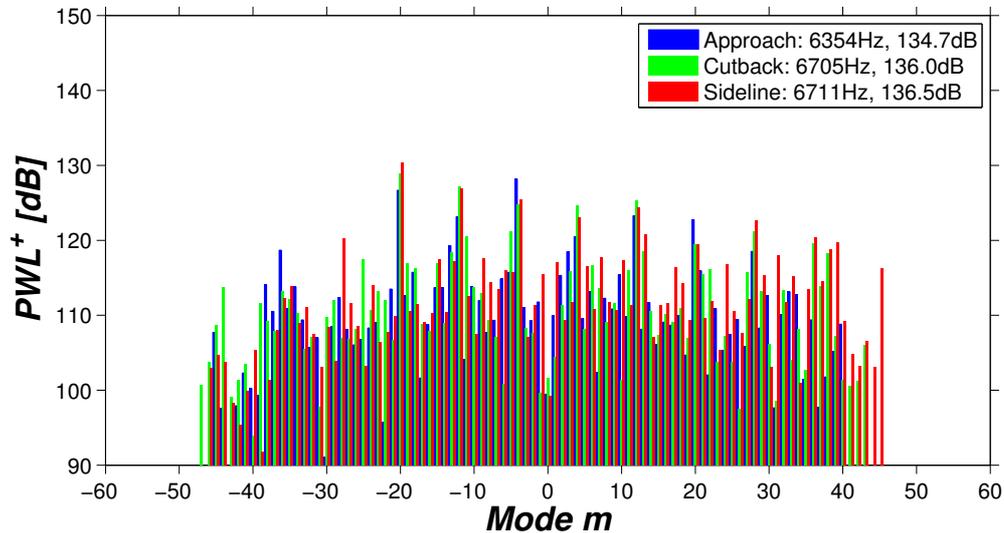


Abbildung 5.24: RMA: Schalleistungspegel in Strömungsrichtung, BPF_{HP}, Setup C2, HPT

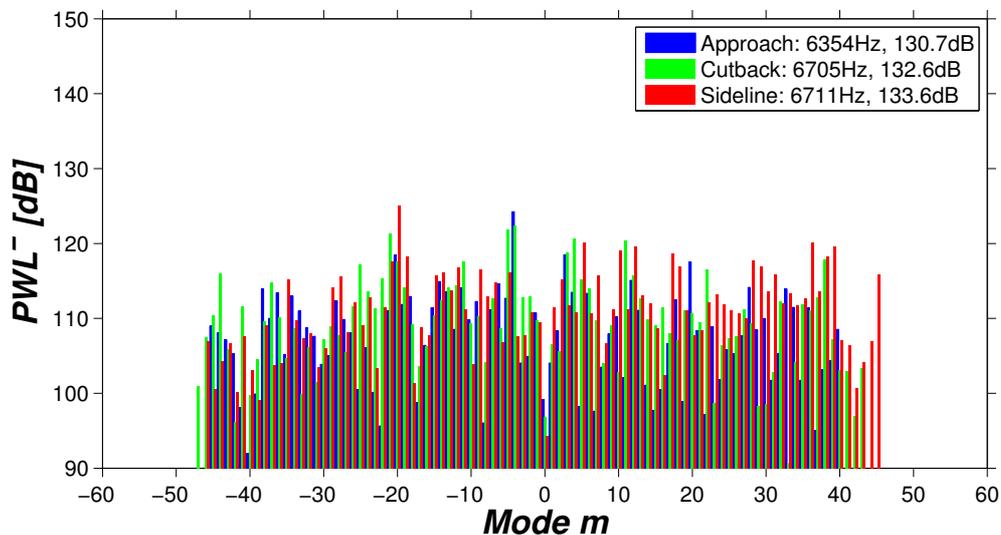


Abbildung 5.25: RMA: Schalleistungspegel gegen die Strömungsrichtung, BPF_{HP}, Setup C2, HPT

Der Verlauf der Summenpegel über die Betriebspunkte ist hier wieder ähnlich zu den Verläufen, die schon bei der Frequenzanalyse und der Azimutalmodenanalyse festgestellt wurden. Bei der Modenverteilung erreichen wie auch bei der AMA die Moden -20, -12 und -4 bei allen Betriebspunkten maximale Pegelwerte. Diese entstehen durch die Interaktion des Hochdruckrotors mit dem Hochdruckstator und dem TMTF (Tabelle 5.3). Hier ist allerdings bei Cutback und Sideline die Mode -20 maximal (in Strömungsrichtung), während die Mode -4 bei Approach den höchsten Pegel erreicht. Diese beiden Moden treten auch entgegen der Strömungsrichtung jeweils mit den höchsten Schalleistungspegeln hervor. Das Pegelniveau der

Radialamplituden, die sich entgegen der Strömungsrichtung ausbreiten, liegt dabei in der Summe etwa 3 bis 4 dB unter jenem in Strömungsrichtung für alle Betriebspunkte. Wie in Abbildung 5.26 zu sehen, ist die Differenz der Pegelwerte an einzelnen Umfangsmoden zwischen den beiden Ausbreitungsrichtungen teilweise deutlich größer. Abhängig vom Betriebspunkt ergeben sich Unterschiede von z.B. nahezu 20 dB an der Mode -4 bei Sideline, während bei Approach und Cutback hier die Pegel jeweils eine Differenz kleiner als 4 dB aufweisen. Bei höheren Moden (z.B. an -44, -28, +36 und +44) werden sogar etwas höhere Schalleistungen entgegen die Strömungsrichtung transportiert. Deren Pegelwerte liegen jedoch mindestens 10 dB unter den maximal auftretenden Werten und haben daher eine eher geringe Bedeutung.

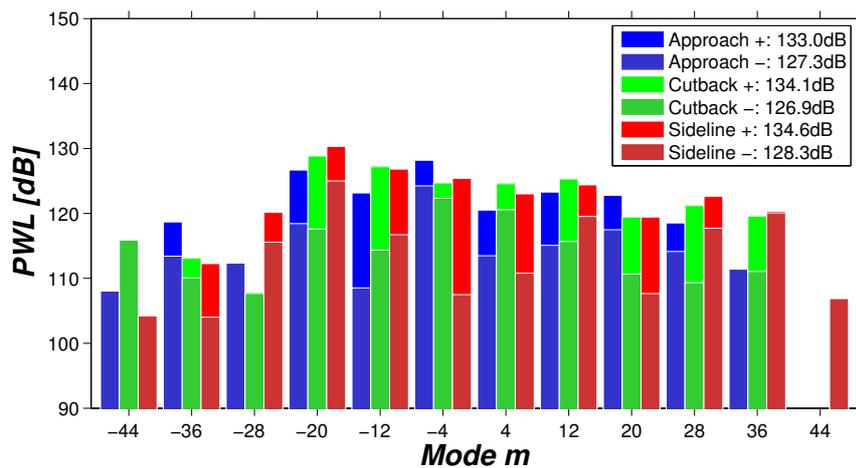


Abbildung 5.26: RMA: Schalleistungen der Interaktionsmoden, Setup C2, HPT

5.3.2 Niederdruckrotor

Die adaptiven Frequenzspektren für den Niederdruckrotor ergeben sich für alle drei Betriebspunkte nach Abbildung 5.27. An den Blattfolgefrequenzen, die sich durch die unterschiedlichen Drehzahlen des Niederdruckrotors um etwa 500 Hz unterscheiden (siehe Tabelle 5.10), ist der Schalldruckpegel für jeden Betriebspunkt maximal. Bei Sideline liegt der über den Umfang und über die hinteren zwölf Mikrofone gemittelte Schalldruckpegel etwa 5 dB über Cutback und etwa 9 dB über Approach. Diese Pegelabnahme kann auf die Reduzierung der Triebwerksleistung bei den Betriebspunkten Approach und Cutback zurückgeführt werden. Wie in Kapitel 5.2.2 erläutert, bewirkt eine Erhöhung des Massenstroms und damit auch eine Änderung der lokalen Strömungsgeschwindigkeiten bei Sideline stärkere Wechselwirkungen zwischen den Statorschaufeln des TMTF und den Laufschaufeln des Niederdruckrotors. Daraus resultiert eine höhere Schallemission beim Betriebspunkt Sideline gegenüber Cutback und Approach. Ein Anstieg des Pegels von Approach über Cutback zu Sideline ist auch bei der ersten und zweiten harmonischen Frequenz (2. BPF_{LP} und 3. BPF_{LP}) zu beobachten, wobei neben dem Pegelniveau der Peaks auch die Differenz zwischen den Betriebspunkten mit steigender Frequenz deutlich abnimmt. Die in Tabelle 5.10 angegebenen Drehzahlen unterlagen während der jeweiligen Messzeit wie schon bei den Versuchsfahrten mit der Konfiguration C1 maximalen Schwankungen um $\pm 0,3$ Prozent.

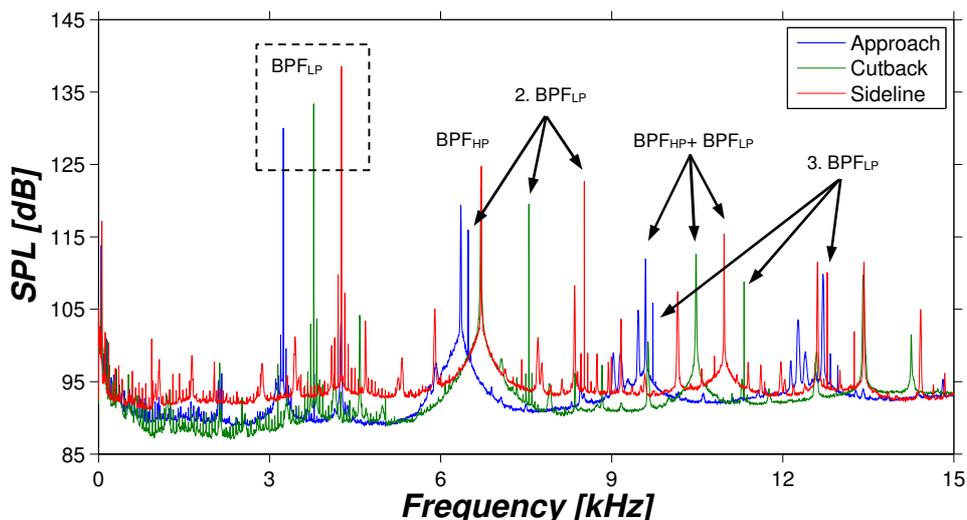


Abbildung 5.27: Frequenzspektren der drei Betriebspunkte, Setup C2, LPT

5.3.2.1 Azimutalmodenanalyse

Die Azimutalmodenanalyse erfolgt wiederum an der Blattfolgefrequenz des Niederdruckrotors bei den drei verschiedenen Betriebspunkten. Für die Bestimmung der ausbreitungsfähigen Umfangsmoden gelten wie auch schon bei der Auswertung mit dem HP-Trigger die Strömungsparameter nach Tabelle 5.1. Durch die geringeren Drehzahlen des Niederdruckrotors ergibt sich mit dem jeweiligen Drall eine kleinere Anzahl an ausbreitungsfähigen Moden gegenüber dem Hochdruckrotor. Tabelle 5.10 gibt die entsprechenden Cut-On Grenzen wieder, die durch den Einfluss des Dralls asymmetrisch um die Grundmode $m = 0$ positioniert sind.

Tabelle 5.10: Ausbreitungsfähige Azimutalmoden m (Cut-On Moden) für das Setup C2, LPT

	Drehzahl	Blattfolgefrequenz (BPF)	Drall	Cut-On Moden
	U/min	Hz	rad/s	—
Approach	2701	3241	54	-22 ... +20
Cutback	3145	3774	41	-26 ... +24
Sideline	3550	4260	13	-29 ... +28

Diese Cut-On Grenzen sind zur besseren Lesbarkeit auch in der Verteilung der Azimutalamplituden über die Umfangsmoden in Abbildung 5.28 für jeden Betriebspunkt durch gestrichene Linien gekennzeichnet. Während auf der rechten Seite des Diagramms die Pegel der nicht ausbreitungsfähigen Moden außerhalb der Grenzen erwartungsgemäß etwas abklingen, bleiben die Schalldruckpegel auf der linken Seite auf dem gleichem bzw. sogar etwas höherem Niveau der Cut-On Moden. Besonders die Mode -72 erreicht bei Sideline einen relativ hohen Pegel, obwohl dieser nach der vorgestellten Theorie eigentlich absinken sollte. Wie in Kapitel 5.2.2.1 auf Seite 59 genauer beschrieben, wird als Ursache dieser hohen Pegelwerte an den nicht ausbreitungsfähigen Umfangsmoden instationäre Druckschwankungen angenommen, die ihren Ursprung in den komplexen Strömungsstrukturen hinter dem Niederdruckrotor haben. Die Mode -72 würde demnach aus den Nachläufen des Niederdruckrotors mit 72 Schaufeln entstehen, während andere Cut-Off Moden wie z.B. die Mode -56 aus Wechselwirkungen des Rotors mit den Leiteinrichtungen in der Versuchsturbine resultieren. Als akustische Moden werden daher nur

die ausbreitungsfähigen Moden innerhalb der Cut-On Grenzen bezeichnet und weiter diskutiert. Aus diesen ausbreitungsfähigen Moden werden die Summenpegel (in der Legende der Abbildung Abbildung 5.28 angegeben) berechnet. Dabei wächst die Differenz zwischen den Betriebspunkten gegenüber dem Ergebnis aus der Frequenzanalyse an, sodass der Gesamtpegel bei Approach nun ca. 14 dB und jener bei Cutback ca. 9 dB unter dem resultierenden Wert bei Sideline liegt.

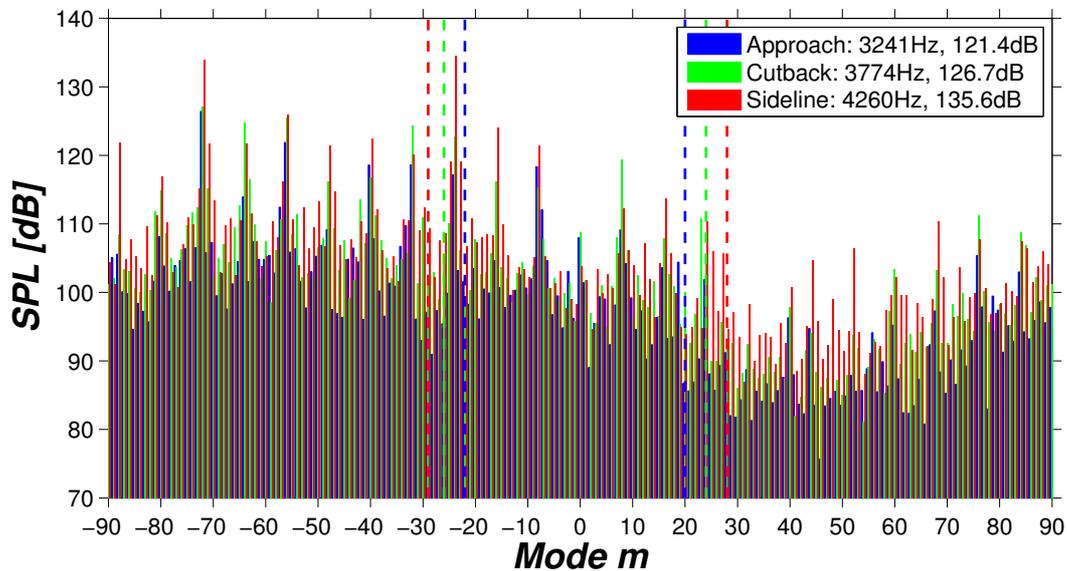


Abbildung 5.28: Azimutalmodenanalyse an der BPF_{LP}, drei Betriebspunkte, Setup C2, LPT

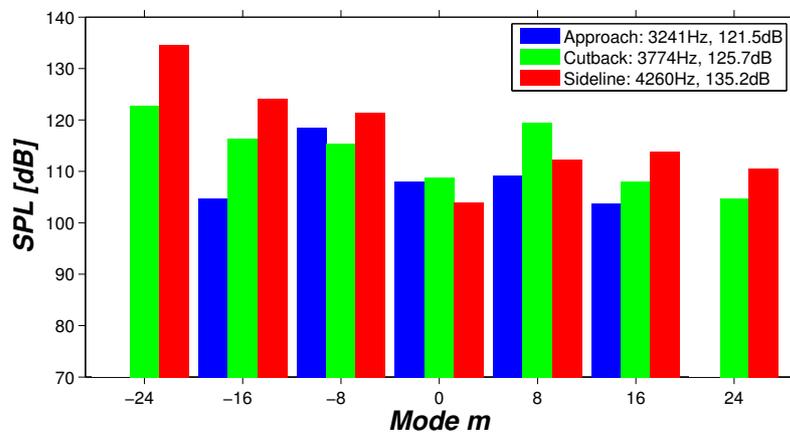


Abbildung 5.29: AMA: Schalldruckpegel der Interaktionsmoden, Setup C2, LPT

Den größten Anteil bei der Bestimmung der Summenpegel liefern naturgemäß jene Moden mit den höchsten Pegelwerten. Nach Abbildung 5.28 sind dies Interaktionsmoden, die nach Tyler und Sofrin Interaktionen zwischen Statoren und Rotor beschreiben. Da der Turbinenübergangskanal C2 dieselbe Anzahl an Leitschaufeln besitzt wie das TMTF C1, ergeben sich auch dieselben Interaktionsmechanismen mit dem Niederdruckrotor nach Tabelle 5.6. Der Schalldruckpegel der Mode -24 beim Betriebspunkt Sideline überragt dabei mit über 10 dB Differenz alle anderen ausbreitungsfähigen Interaktionsmoden deutlich. Danach sinken die Pegel mit steigender Modenordnung. Auch bei Cutback ist der Pegelwert an der Mode -24 neben dem leicht geringeren Pegel der Mode +8 dominant. Wie in Abbildung 5.29 zu sehen ist die Mode -24 bei Approach dagegen „cut-off“, sodass hier die Mode -8 maximal ist und etwa 9 dB über

der zweithöchsten Mode +8 liegt. Die beiden Moden -8 und +8 können dabei aus der Interaktion zwischen dem TMTF und dem Niederdruckrotor resultieren, während die Mode -24 neben der Wechselwirkung mit dem TMTF auch durch eine Interaktion mit dem Hochdruckstator beschrieben werden kann.

5.3.2.2 Radialmodenanalyse

Mit den zuvor bestimmten Azimutalamplituden und den Strömungsparametern aus Tabelle 5.1 für die Konfiguration C2 wird die Radialmodenanalyse nach Kapitel 2.5.2 durchgeführt. Abhängig von den ausbreitungsfähigen Umfangsmoden ergibt sich durch die Cut-On Bedingung die maximale Radialmode $n_{max} = 1$ bei allen Betriebspunkten. Die Modenpaare, an denen eine Ausbreitung der Radialamplituden in beide Strömungsrichtungen möglich ist, sind dazu in Tabelle 5.11 angegeben.

Tabelle 5.11: Ausbreitungsfähige Azimutalmoden m bei Radialmoden n , Setup C2, LPT

	$n = 0$	$n = 1$	$n = 2$
Approach	$m = -22 \dots +20$	$m = -10 \dots +8$	–
Cutback	$m = -26 \dots +24$	$m = -17 \dots +15$	–
Sideline	$m = -29 \dots +28$	$m = -21 \dots +20$	–

Die aus der Radialmodenanalyse resultierenden Radialamplituden werden anhand von Summenpegel über die Radialmoden beschrieben. In Abbildung 5.30 sind dazu die Ergebnisse in Strömungsrichtung (PWL⁺) dargestellt, während Abbildung 5.31 jene Schallleistungen darstellt, die entgegen der Strömungsrichtung (PWL⁻) transportiert werden. Die Berechnung der Schallleistung berücksichtigt dabei die schallabstrahlende Fläche des Kanals. Die einzelnen Schalldruckverteilungen an jeder Radialmode sind für alle Betriebspunkte im Anhang beigefügt. Wie schon nach der Frequenzanalyse und nach der Azimutalmodenanalyse ist der Summenpegel beim Betriebspunkt Sideline bei Verwendung des LP-Triggers maximal. Dieser liegt für die Ausbreitung in Strömungsrichtung etwa 5 dB über jenem bei Cutback und ca. 6 dB über dem Gesamtpegel bei Approach. Entgegen die Strömungsrichtung wird bei Sideline ein um etwa 3 dB geringerer Schallleistungspegel transportiert, während bei Approach und Cutback die Summenpegel nur um 1 dB gegenüber der positiven Ausbreitungsrichtung abnehmen. Die Form der Modenverteilungen ist für beide Strömungsrichtungen ähnlich, wobei bei beiden Verteilungen die Moden -24, -16, -8 und +8 wesentlich sind. War der Pegel an der Mode -24 nach der AMA bei Sideline im Verhältnis noch deutlich am größten, so wird hier der maximale Pegel an der Mode -16 erreicht. Allerdings liegen an der Mode -24 die Pegelwerte in beide Ausbreitungsrichtungen gleich auf. Dies ist auch bei Cutback der Fall, wo die Moden -8 und +8 ähnlich hohe Schallleistungspegel wie die Mode -24 aufweisen. Wie auch bei der AMA, sind beim Betriebspunkt Approach die beiden Moden -8 und +8 maximal und bestimmen somit den Summenpegel. Abgesehen von den Moden -24 und +24, die bei Approach nicht ausbreitungsfähig sind, ergibt sich bei Approach und Cutback ein ähnlicher Pegelverlauf bei den Interaktionsmoden, wie in Abbildung 5.32 zu erkennen ist. Nach Tabelle 5.6 resultieren aus der Interaktion des Niederdruckrotors mit dem Turbinenübergangskanal die beiden wichtigen Moden -8 und +8. Die Mode -16 würde sich nur bei zusätzlicher Berücksichtigung des Hochdruckstators ergeben. Da die Mode -24 aus der Interaktion sowohl mit dem HP-Stator als auch mit dem TMTF entstehen könnte, ist für diese Mode ein Rückschluss auf die mögliche Schallentstehung schwieriger.

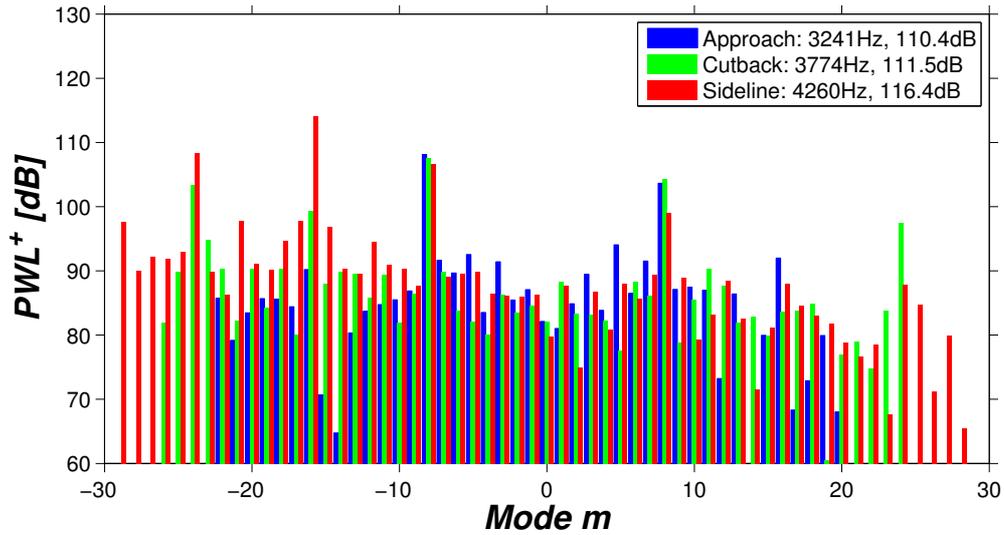


Abbildung 5.30: RMA: Schalleistungspegel in Strömungsrichtung, BPF_{LP} , Setup C2, LPT

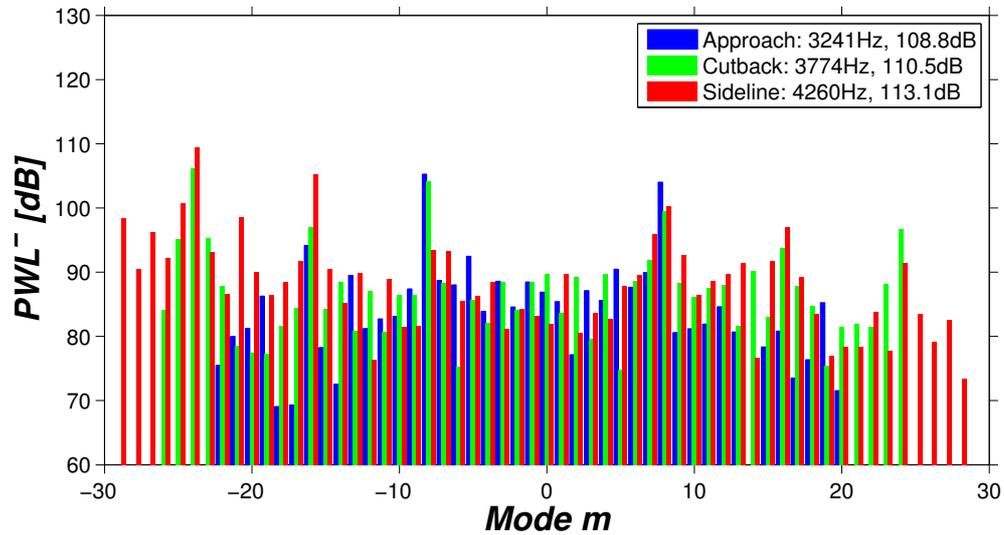


Abbildung 5.31: RMA: Schalleistungspegel gegen die Strömungsrichtung, BPF_{LP} , Setup C2, LPT

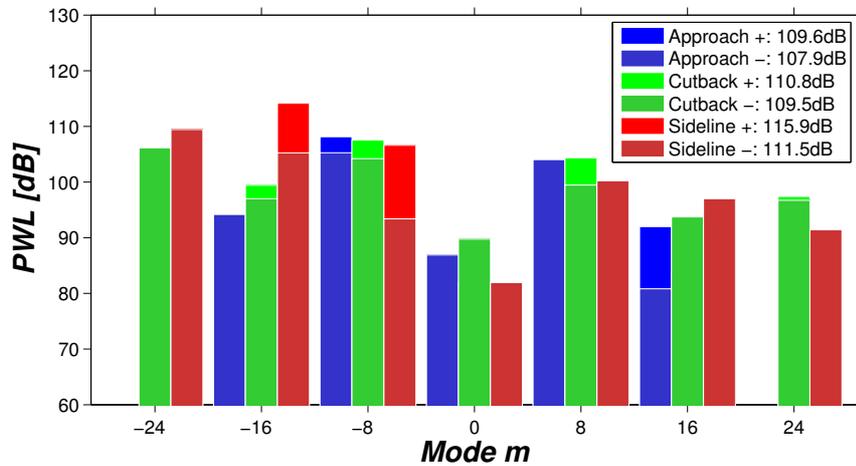


Abbildung 5.32: RMA: Schalleistungen der Interaktionsmoden, Setup C2, LPT

5.4 Akustischer Vergleich der beiden Turbinenübergangskanäle

Um die Messergebnisse der beiden unterschiedlichen Turbinenübergangskanäle entsprechend vergleichen zu können, wurden wie bereits in Kapitel 3.4 erwähnt während der Messung sowohl die reduzierten Drehzahlen der beiden Rotoren, als auch der reduzierte Massenstrom konstant gehalten. Dadurch werden nahezu die gleichen Strömungsbedingungen an den jeweiligen Betriebspunkten für beide TMTF-Konfigurationen erreicht, sodass Änderungen des Strömungsfeldes hinter dem Niederdruckrotor auf die jeweilige TMTF-Geometrie zurückzuführen sind. Die für die akustische Analyse grundlegenden Effekte der Aerodynamik wurden bereits in Kapitel 5.1 für beide Turbinenübergangskanäle besprochen. Dabei ergeben sich für Setup C1 und C2 leicht unterschiedliche mittlere Strömungsparameter wie axiale Machzahlen und Drallwerte bei den Betriebspunkten Approach und Cutback, während bei Sideline der Drall für beide Konfigurationen denselben Wert erreicht (siehe dazu Tabelle 5.1). In diesem Kapitel werden nun die in den Kapiteln 0 und 0 vorgestellten Ergebnisse zusammengefasst und die Auswirkung der beiden unterschiedlichen Turbinenübergangskanäle auf die Schallemission der Versuchsturbine verglichen. Dazu werden wieder Hochdruckrotor und Niederdruckrotor getrennt voneinander an den drei Betriebspunkten Approach, Cutback und Sideline betrachtet. An dieser Stelle sei auch nochmal angemerkt, dass beide Auswertungen (C1 und C2) mit den Messdaten der letzten zwölf Mikrofone (Array II) durchgeführt wurden.

5.4.1 Hochdruckrotor

Die Ergebnisse der adaptiven **Frequenzanalyse** sind für beide Turbinenübergangskanäle in Abbildung 5.33 an den drei Betriebspunkten dargestellt. Dabei sind die Frequenzspektren bei Setup C2 für eine bessere Lesbarkeit um 100 Hz gegenüber den Frequenzlinien bei C1 verschoben. An der Blattfolgefrequenz des Hochdruckrotors liegen die gemittelten Schalldruckpegel bei Setup C1 innerhalb 1 dB , während bei C2 die Amplituden bei Cutback und Sideline jeweils um ca. 2 dB im Vergleich zu Approach ansteigen. Die geringere Drehzahl bei Approach hat dabei keinen großen Einfluss auf den maximalen Schalldruckpegel an BPF_{HP} , der für beide Setups an diesem Betriebspunkt innerhalb 1 dB liegt. Bei Cutback und Sideline werden dagegen bei C2 um ca. 2 bis 3 dB höhere Spitzenpegel gegenüber C1 erhalten.

Nach der Frequenzanalyse wird an der Blattfolgefrequenz BPF_{HP} die **Azimutalmodenanalyse** durchgeführt. Durch die ähnlichen Strömungsbedingungen bei beiden Konfigurationen werden auch ähnliche Cut-On Grenzen für die Ausbreitung der Umfangsmoden erhalten. Von den ausbreitungsfähigen Moden sind vor allem die Interaktionsmoden, die aus Wechselwirkungen des Hochdruckrotors mit den Leiteinrichtungen entstehen, nach Tabelle 5.3 wesentlich. Durch die gleiche Anzahl an Struts gelten diese auch für beide Turbinenübergangskanäle. Wie in Kapitel 5.2.1 und 5.3.1 beschrieben, bestimmen diese Moden den größten Anteil der Schallemission. Daher sind in Abbildung 5.34 für einen übersichtlichen Vergleich nur die ausbreitungsfähigen Interaktionsmoden beider TMTF-Setups an allen drei Betriebspunkten dargestellt. An den Moden -20 , -12 , -4 und $+4$ erreichen die Schallpegel bei Approach bei beiden Konfigurationen die höchsten Werte. Die Pegel an den Moden -20 und -12 bleiben bei Setup C1 auch bei Cutback und Sideline erhalten, jene bei C2 steigen hier leicht an. Bei Setup C2 erreicht die Mode -4 bei allen drei Betriebspunkten das gleiche Pegelniveau, während bei C1 neben der Mode -4 auch die Pegel an den Moden $+4$ und $+12$ um mehr als 7 dB von Approach nach Cutback und Sideline abnehmen. Für die Mode $+12$ ergibt sich dabei ein gegenläufiger Trend, sodass bei C2 der Pegel

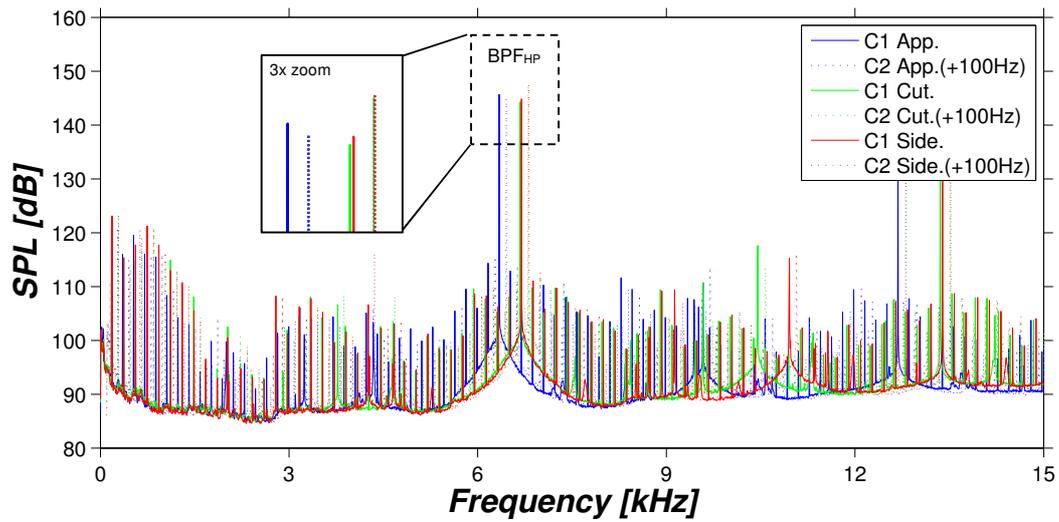


Abbildung 5.33: Frequenzspektren beider TMTF-Setups, HPT

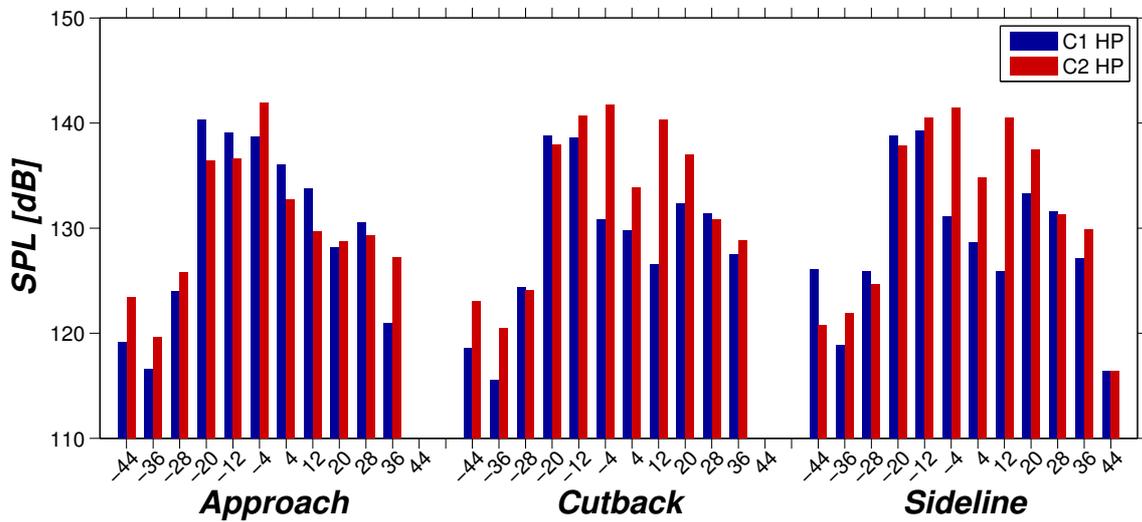


Abbildung 5.34: Interaktionsmoden aus der Azimutalmodenanalyse beider TMTF-Setups, BPF_{HP}, HPT

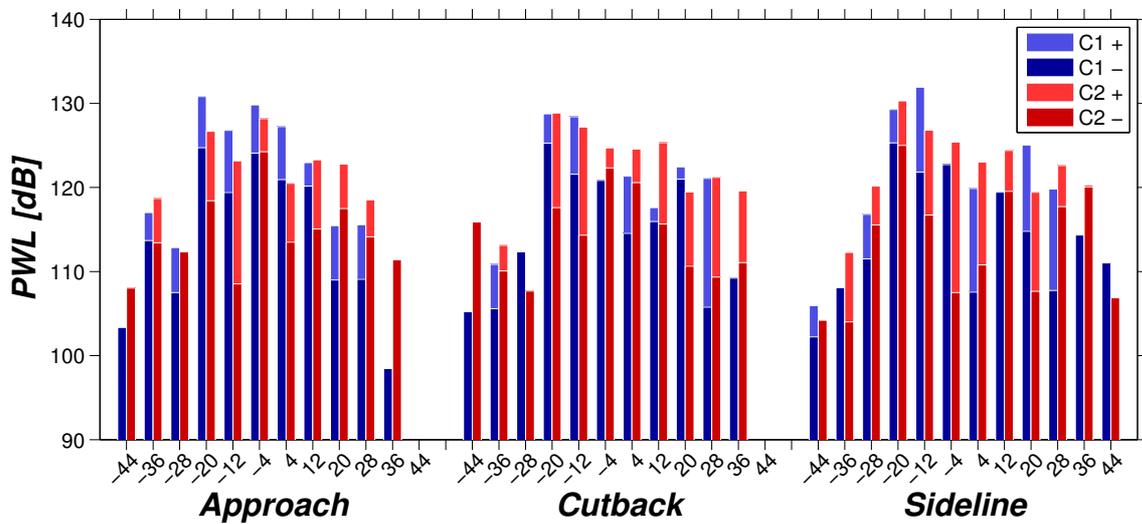


Abbildung 5.35: Interaktionsmoden aus der Radialmodenanalyse beider TMTF-Setups, BPF_{HP}, HPT

an $m = +12$ sogar um 10 dB gegenüber Approach ansteigt. Auch an der Mode $+20$ ist ein starker Pegelanstieg von Approach zu Cutback und Sideline zu erkennen. Dadurch ergibt sich beim Vergleich der Summenpegel in Abbildung 6.1 ein leicht höherer Wert bei Approach für das Setup C1, während bei Cutback und Sideline, wie auch im Frequenzspektrum zu sehen, die Summenpegel bei C2 etwa 3 dB über jene bei C1 liegen.

Für einen Vergleich der **Radialmodenanalyse** zwischen den beiden TMTF-Konfigurationen werden jeweils die Summenpegel der Schalleistungen (berechnet über die Radialmoden) an den Interaktionsmoden abgebildet. In Abbildung 5.35 sind sowohl die Schalleistungen, welche in Strömungsrichtung (Vorzeichen „+“) als auch jene Schalleistungen, die entgegen die Strömungsrichtung transportiert werden (Vorzeichen „-“), dargestellt. Damit ist ein Bezug auf die schallabstrahlende Fläche des Kanalquerschnitts gegeben. Wie schon bei der AMA ist beim Betriebspunkt Approach die Mode -20 für das Setup C1 und die Mode -4 für C2 maximal. Während die Mode -20 auch bei Cutback und Sideline einen konstanten Pegel aufweist, steigt diese bei Setup C2 wieder leicht an und wird bei Sideline maximal. An der Mode -4 sinken jedoch beide Pegel mehr (bei C1 ca. 9 dB) oder weniger (bei C2 ca. 3 dB). Dagegen steigt die Schalleistung an der Mode -12 bei Setup C1 von Approach zu Sideline um etwa 5 dB an, wodurch die Mode -12 die dominante Mode bei Sideline wird. Ein gegenläufiger Trend für die beiden TMTF-Geometrien ist bei den Moden $+4$ und $+20$ zu beobachten. Bei C1 sinkt der Pegel an der Mode $+4$ von Approach zu Cutback und Sideline etwa um 7 dB ; bei C2 nimmt der Pegel hier um 5 dB zu. Auf gleicher Weise sinkt die Mode $+20$ bei Setup C2 um 4 dB , während die emittierte Schalleistung bei C1 an dieser Mode sogar um 10 dB ansteigt. Beide Moden ($+4$, $+20$) können nach Tabelle 5.3 nur durch die Interaktion des HP-Rotors mit dem TMTF resultieren, wodurch hier der Einfluss des Turbinenübergangskanals besonders zu erkennen ist. Wurde an der Mode $+12$ bei der AMA noch ein deutlicher Pegelanstieg bei Setup C2 festgestellt, bleibt der Pegel hier über alle Betriebspunkte konstant. Für C1 sinkt die Mode um etwa 5 dB von Approach zu Cutback. Die Differenz der transportierten Schalleistungen zwischen den beiden Ausbreitungsrichtungen variiert mit den Moden und Betriebspunkten. Dabei wird bei beiden TMTF-Konfigurationen stets eine größere mittlere Schalleistung in Strömungsrichtung übertragen, als entgegen. Da die Summenpegel der Schalleistungen nach der Radialmodenanalyse bei allen Betriebspunkten und für beide TMTF-Konfigurationen innerhalb von 2 dB liegen (siehe Abbildung 6.3), wird der Einfluss der unterschiedlichen TMTF-Geometrien auf die Schallentwicklung des Hochdruckrotors als eher gering angenommen. Trotzdem müssen die Pegel einzelner Moden, welche stark mit den Betriebspunkten und den TMTF-Geometrien variieren (z.B. Moden $+4$ und $+20$), hinsichtlich der Anregung nachfolgender Schaufelreihen bei zukünftigen Auslegungen beachtet werden.

5.4.2 Niederdruckrotor

Bei Verwendung des LP-Triggers werden die adaptiven **Frequenzspektren** für beide Turbinenübergangskanäle und alle drei Betriebspunkte in Abbildung 5.36 erhalten. Für einen besseren Vergleich sind die Frequenzlinien des Setups C2 wieder um 100 Hz gegenüber C1 verschoben. An der Blattfolgefrequenz des Niederdruckrotors ergibt sich für beide TMTF-Konfigurationen derselbe Pegelverlauf. Wie im Kapitel 5.2.2 im Detail erläutert, steigt der maximale Schalldruckpegel an BPF_{LP} durch den erhöhten Massenstrom und die erhöhten Strömungsgeschwindigkeiten beim Betriebspunkt Sideline gegenüber Cutback und Approach. Dabei sind aufgrund der erhöhten Drehzahl des Niederdruckrotors die Wechselwirkungen

zwischen den stehenden und den rotierenden Schaufelreihen ausgeprägter, was sich durch eine höhere Schallentwicklung auswirkt. Zusätzlich kann ein starker Pegelanstieg bei allen drei Betriebspunkt von Setup C2 gegenüber C1 beobachtet werden. Liegen die maximalen Summenpegel bei Approach und Cutback etwa 5 dB über jenen von C1, ist der bei Sideline emittierte Schalldruckpegel bei C2 sogar 9 dB größer. Als Ursache für diese stark erhöhte Schallemission bei der Konfiguration C2 wird die um 10 Prozent axial verkürzte Baulänge des Turbinenübergangskanals C2 angenommen. Dabei ist der Abstand zwischen der Struthinterkante des TMTF und der Schaufelvorderkante des LP-Rotors kleiner (siehe dazu Abbildung 3.6). Die Nachlaufdüsen der TMTF-Schaufeln werden dabei durch die schlechtere Ausmischung mit dem Hauptstrom am Rotoreintritt noch stärker ausgeprägt sein und damit entsprechend härter auf die nachfolgenden Schaufelblätter des Niederdruckrotors treffen. Die daraus resultierende Erhöhung der Schallemission wird z.B. auch in [4], [5] beschrieben, wo eine Vergrößerung des axialen Abstandes zwischen Stator und Rotor eine Abnahme der gemessenen Schalleistung bei der Blattfolgefrequenz des Rotors bewirkte. Ähnliche Ergebnisse liefern auch Untersuchungen zu Rotor-Stator Interaktionen bei Fans oder Verdichtern, wie z.B. Messungen bei einem Full-Scale Triebwerk in [6] zeigten, oder CFD-Berechnungen in [38] stärkere Wechselwirkungen bei geringerem Axialabstand zwischen Rotor und Stator darstellten.

Bei der Betrachtung der **Azimutalmodenanalyse** gelten für beide Turbinenübergangskanäle dieselben Interaktionsmechanismen des Niederdruckrotors mit den Leiteinrichtungen nach Tabelle 5.6. Auch die berechneten Cut-On Grenzen stimmen für beide Setups überein. Die Rotor-Stator Wechselwirkungen bestimmen dabei die Azimutalmodenverteilung und den resultierenden Summenpegel durch höhere Pegelwerte an charakteristischen Moden. Für den Vergleich der Ergebnisse der AMA an der Blattfolgefrequenz BPF_{LP} für beide TMTF-Setups sind daher in Abbildung 5.37 die Schalldruckpegel aller Betriebspunkte an diesen ausbreitungsfähigen Interaktionsmoden dargestellt. Dabei kann man sofort erkennen, dass der Pegel an jeder Azimutalmode bei der Konfiguration C2 höher ist als bei C1 (außer bei der Mode +8 bei Approach und bei der Mode 0 bei Sideline). Die Differenz zwischen C1 und C2 variiert hier von minimal 2 dB bei Cutback ($m = -8$) bis zu maximal 14 dB bei Sideline ($m = -24$). Der Pegel an der Mode -24 ist dabei sowohl bei Sideline als auch bei Cutback für beide Setups maximal, während sie bei Approach „cut-off“, also nicht ausbreitungsfähig ist. Bei Approach weisen dagegen die Pegel an der Mode -8 bei C2 bzw. an Mode +8 bei C1 die höchsten Werte auf. Der Schalldruckpegel an der Mode -8 bleibt für C1 eher konstant über alle Betriebspunkte und steigt bei C2 nur leicht von Approach zu Sideline. Hingegen ist bei der Mode +8 ein gegenläufiger Trend zu beobachten: Während der Pegel hier bei C1 um 8 dB von Approach zu Sideline sinkt, erhöht er sich für das Setup C2 von Approach zu Cutback sogar um 10 dB, nimmt jedoch bei Sideline wieder 7 dB ab. Die beiden Moden -8 und +8 können dabei nach Tabelle 5.6 nur auf die Interaktion des LP-Rotors mit dem TMTF zurückgeführt werden. Eine starke Pegelerhöhung erfährt auch die Mode -16, deren Pegel von Approach zu Cutback und Sideline bei beiden TMTF-Konfigurationen jeweils um 20 dB ansteigt. Auch an der Mode +16 nimmt die Schallentwicklung auf gleiche Weise um 8 dB (C1) bzw. 10 dB (C2) zu. Diese beiden Moden können aus der Interaktion HP-Stator – TMTF – LP-Rotor resultieren. Der gesamte Pegelanstieg in der Modenverteilung von Approach über Cutback zu Sideline kann auch bei der Darstellung der jeweiligen Summenpegel in Abbildung 6.2 beobachtet werden. Die Schallemission nimmt dabei, wie auch in den Frequenzspektren zu sehen, beim 10% kürzeren TMTF-Setup C2 doppelt so stark zu wie bei Setup C1.

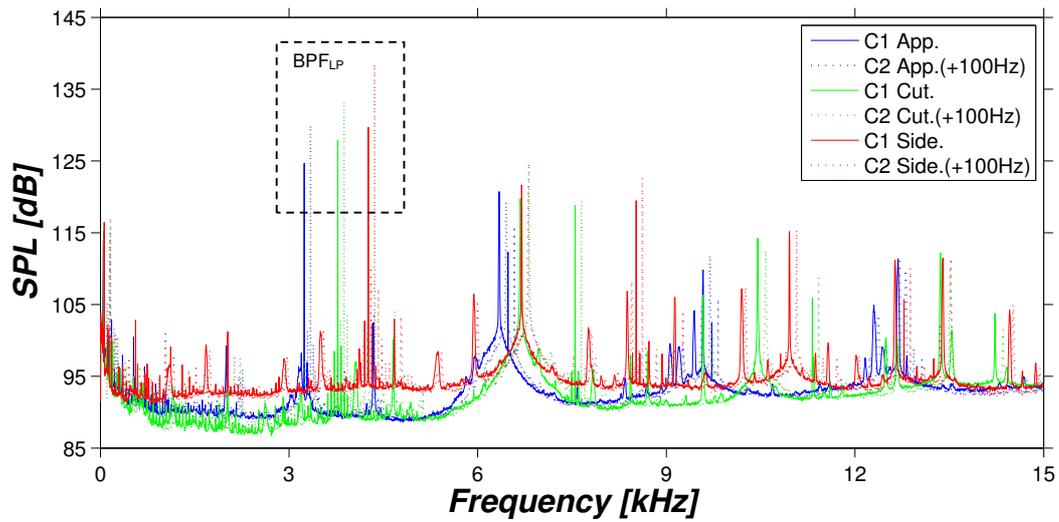


Abbildung 5.36: Frequenzspektren beider TMTF-Setups, LPT

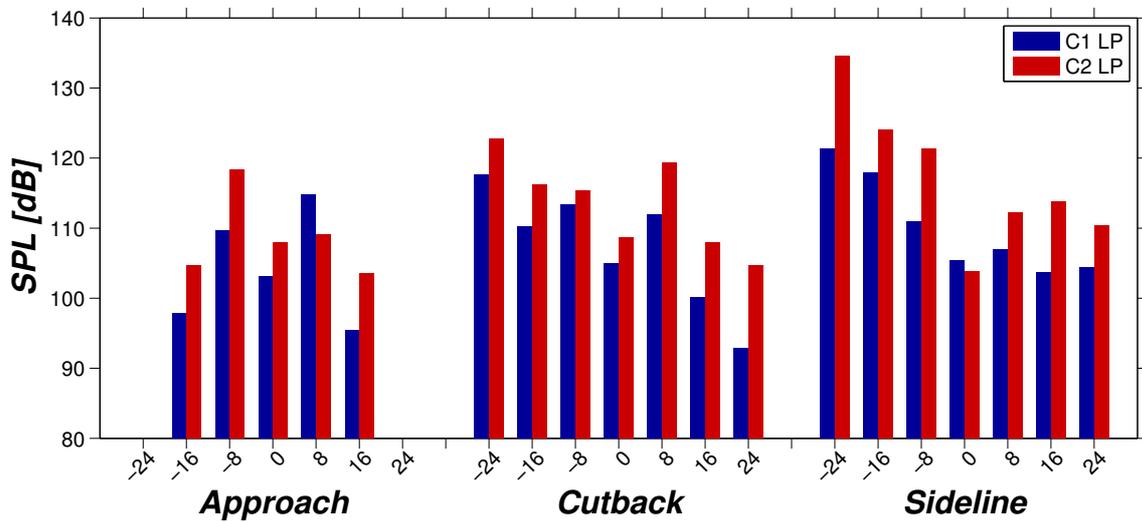


Abbildung 5.37: Interaktionsmoden aus der Azimutalmodenanalyse beider TMTF-Setups, BPF_{LP}, LPT

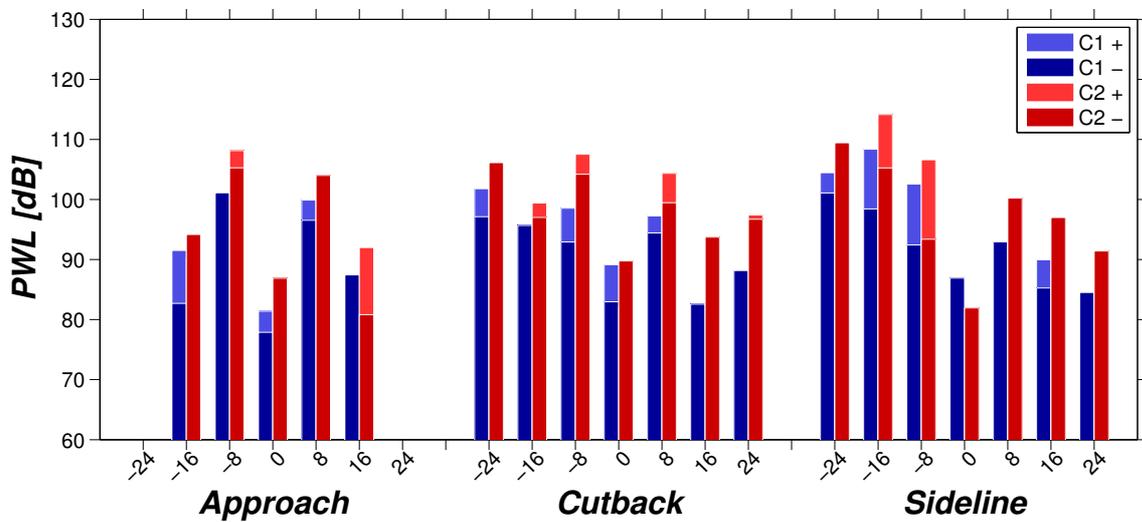


Abbildung 5.38: Interaktionsmoden aus der Radialmodenanalyse beider TMTF-Setups, BPF_{LP}, LPT

Wie schon bei der AMA werden auch die Ergebnisse der **Radialmodenanalyse** beider TMTF-Konfigurationen über die Interaktionsmoden für alle drei Betriebspunkte in Abbildung 5.38 dargestellt. Allerdings werden hier jeweils die Summenpegel der Schalleistungen abgebildet (PWL-Summe über die Radialmoden), die sowohl in („+“) als auch gegen die Strömungsrichtung („-“) transportiert werden. Der Verlauf der Amplituden an den verschiedenen Interaktionsmoden über die Betriebspunkte ist dem Verlauf nach der Azimutalmodenanalyse sehr ähnlich. Auch hier sind die Schalleistungspegel an jeder Mode bei Setup C2 höher als bei C1 (außer bei Sideline an der Mode 0). Beim Betriebspunkt Approach erreichen die Moden -8 und +8 für beide TMTF-Geometrien maximale Pegelwerte. Die Mode -8 hält diesen Wert sowohl bei C1 als auch bei C2 konstant über die Betriebspunkte Cutback und Sideline. Während das eben Gesagte auch für die Mode +8 bei C2 gilt, sinkt der Pegel an $m = 8$ bei C1 von Approach zu Sideline um 7 dB. Neben den Moden -8 und +8 kommt bei Cutback auch die Mode -24 (welche bei Approach noch cut-off war) bei C1 und C2 auf das gleiche hohe Pegelniveau, wobei hier bei C2 eine leicht größere Schalleistung entgegen die Strömungsrichtung transportiert wird als mit der Strömung. Die Pegeldifferenz zwischen den beiden Ausbreitungsrichtungen ist dabei generell kleiner als bei der RMA des Hochdruckrotors und variiert stark mit den Moden und den Betriebspunkten. Bei Sideline steigt der Pegel der Mode -24 dabei nicht mehr so deutlich an wie noch bei der AMA (vor allem bei C2) und liegt damit sogar unter dem Niveau der Mode -16. Der Schalleistungspegel an der Mode -16 nimmt dagegen von Approach über Cutback zu Sideline stark zu, sowohl bei Setup C1 (ca. 17 dB), als auch bei C2 (ca. 20 dB), sodass dieser bei Sideline maximal wird.

Die Interaktion des LP-Rotors mit dem TMTF generiert vor allem die Moden -24, -8 und +8 und bei Berücksichtigung des HP-Stators auch die Moden -16 und +16. Abgesehen von der allgemeinen Anhebung des Pegelniveaus ist hier allerdings nach der Radialmodenanalyse eine Auswirkung des 10% kürzeren TMTF-Kanals auf einzelne Moden durch die ähnlichen Pegelverläufe von C1 und C2 nicht direkt erkennbar. Der Gradient der Pegelerhöhungen einzelner Moden von Approach über Cutback zu Sideline ist dabei für das Setup C2 stets größer gegenüber C1. Dies gilt auch bei Pegelabnahmen, wie z.B. bei der Mode +8, bei der der Pegel bei C1 von Approach zu Sideline ca. 7 dB abnimmt, während die Schallentwicklung bei C2 hier nahezu konstant über alle Betriebspunkte bleibt. Der Pegelanstieg von Approach über Cutback zu Sideline kann dabei auch anhand der jeweiligen Summenpegel (PWL) in Abbildung 6.4 beobachtet werden. Die Differenz der gemittelten Pegelwerte zwischen C1 und C2 beträgt dabei an allen Betriebspunkten rund 5 dB für die Schalleistungen in Strömungsrichtung. Dagegen steigt die Differenz der Pegel gegen die Strömungsrichtung bei C1 und C2 von Approach zu Sideline, da der jeweilige Anteil stromauf mit steigenden Strömungsgeschwindigkeiten bei C1 stärker sinkt im Vergleich zu C2.

Der generelle Pegelanstieg beim Turbinenübergangskanal C2 kann, wie bereits erwähnt, auf die kürzere Bauweise des Kanals gegenüber dem Setup C1 zurückgeführt werden. Neben den bereits genannten Arbeiten [4], [5], [6] und [38], die eine Pegelabsenkung bei vergrößertem Axialabstand zwischen Stator und Rotor beschreiben, ist eine Abstandsvariation in Hinblick auf die Akustik auch in [9] durchgeführt worden. Des Weiteren wurde auch eine Abnahme des Gesamtpegels bei Verringerung des Schubes beobachtet, wie es auch bei den vorliegenden Messergebnissen bei Approach und Cutback der Fall ist. Dabei decken sich die Resultate aus den obigen Forschungsarbeiten gut mit den hier dargelegten Messergebnissen. Zusätzlich zum geringeren Abstand zwischen der Schaufelhinterkante des TMTF und der Schaufelvorderkante des LP-

Rotors, führt die Konturierung der Kanalinnenwand und die im Vergleich zu Setup C1 gerade Struthinterkante bei Setup C2 zu stärker ausgeprägten und weniger geneigten Nachläufellen. Dabei wird angenommen, dass dadurch die Nachläufe über einen weiten Bereich der Schaufelhöhe des LP-Rotors gleichzeitig auftreffen [32]. Die unterschiedlichen Winkellagen der Nachläufe am Austritt des TMTF (also vor Eintritt in den LP-Rotor) sind dabei in Abbildung 5.39 jeweils durch zwei gestrichelte Linien in die Machzahlverteilungen für C1 und C2 eingetragen. Im Gegensatz zu C2 sind die Nachläufe durch die entsprechende Schiefstellung der Struthinterkante bei Setup C1 (siehe Kapitel 3.3) mehr geneigt, sodass die Wechselwirkung mit dem Niederdruckrotor über die Schaufelhöhe gleitend und somit sanfter erfolgt (vergleichbar mit dem Resultat in [11]). All diese Effekte tragen dazu bei, dass die emittierte Schallleistung bei der TMTF-Konfiguration C2 über alle Betriebspunkte bei Betrachtung des Niederdruckrotors gegenüber der Schallemission bei Setup C1 größer ist.

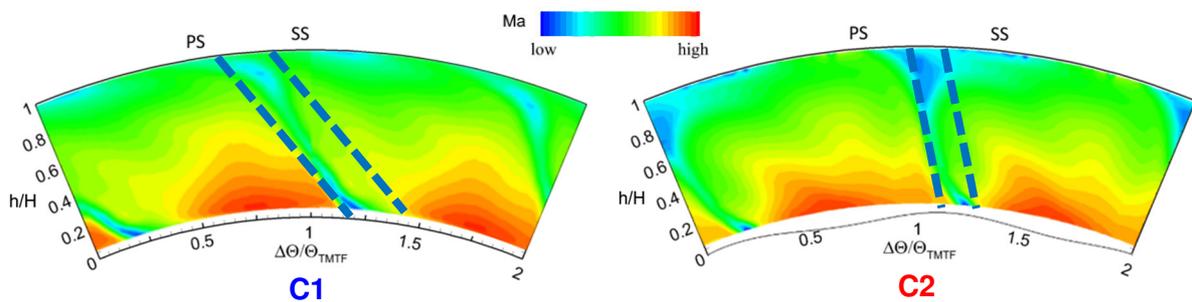


Abbildung 5.39: Winkellage des Nachlaufs bei Setup C1 (links) und Setup C2 (rechts), jeweils am Austritt des TMTF (Fünf-Loch Sondenmessung, Ebene E)

5.4.3 Einfluss des axialen Mikrofonabstandes

Durch die 10% kürzere axiale Ausdehnung des Turbinenübergangskanals C2 ist der Abstand zwischen der Struthinterkante des TMTF und der Schaufelvorderkante des Niederdruckrotors geringer. Wie bereits beschrieben wird dadurch die Ausmischung der Wirbelstrukturen und der Nachläufe mit dem Hauptstrom durch die kürzere Lauflänge bzw. die Laufzeit, die dafür vorhanden ist, vermindert. Daraus resultiert eine inhomogenere Zuströmung des Niederdruckrotors bei Setup C2, was sich in stärkere Wechselwirkungen und damit stärkerer Schallentwicklung auswirkt. Da die Mikrofonplatte an der Kanalaußenwand wie in Kapitel 4.1 dargestellt axial fix positioniert ist und einen konstanten Abstand zum Niederdruckrotor aufweist, ist beim Einsatz des kürzeren TMTF C2 auch der axiale Abstand der Mikrofone zur Schaufelhinterkante des TMTF gegenüber Setup C1 geringer (siehe Abbildung 3.6 und Abbildung 5.40). Um diesen Einfluss des axialen Mikrofonabstandes auf die Auswertung zu überprüfen, wurden für die Auswertung mit LP-Trigger an einem Betriebspunkt nur jene Mikrofondaten verwendet, deren axialer Abstand zur Schaufelhinterkante des TMTF bei beiden untersuchten Geometrien übereinstimmen. Dabei wurden nur die aufgezeichneten Daten der sich überlappenden Mikrofone (acht statt 12 Mikrofone des Array II) nach Abbildung 5.40 verwendet. Das Ergebnis der Frequenzanalyse zeigte dabei keine nennenswerten Differenzen des gemittelten Schalldrucks, sowohl bei Setup C1, als auch bei C2. Bei beiden TMTF-Setups können ähnliche Verläufe und Trends angegeben werden, die in den beiden Kapiteln zuvor ausführlich beschrieben worden sind. Dabei ist zu beachten, dass das Ergebnis der Modenanalyse mit weniger Mikrofonen bei der Auswertung (bzw. axialen Messpositionen) zunehmend instabiler wird. Daher kann dieser ungleiche axiale Abstand der Mikrofone zur Struthinterkante bei den zwei verschiedenen TMTF-

Setups vernachlässigt werden. Wie bereits mehrfach erläutert, wurden daher alle in dieser Arbeit vorgestellten Auswertungen mit den Daten der letzten zwölf Mikrofone durchgeführt.

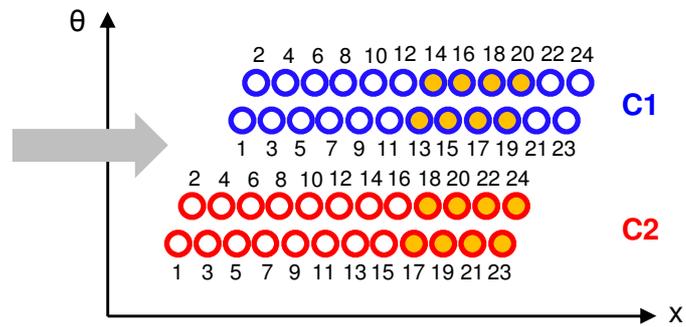


Abbildung 5.40: Überlappende Mikrofone (C1: Mikrofone 13-20, C2: Mikrofone 17-24) bei gleichem Axialabstand zur Struthinterkante beider TMTFs (C2 10% kürzer als C1)

6 ZUSAMMENFASSUNG

In der vorliegenden Arbeit wurden akustische Messungen am zweistufigen Turbinenprüfstand des Instituts für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik durchgeführt. Im Speziellen wurden dabei die Auswirkungen zweier verschiedener Turbinenübergangskanäle (C1, C2) auf die Schallemission der Turbine bei den drei Betriebspunkten Sideline, Cutback und Approach untersucht. Während der Turbinenübergangskanal C1 mit dreidimensional gestalteten Leitschaufeln ausgestattet ist, weist die Konfiguration C2 dagegen eine 10% kürzere axiale Baulänge sowie eine dreidimensionale Konturierung der Kanalinnenwand auf. Nach einer Aufbereitung der grundlegenden Theorie und Beschreibung der verwendeten Versuchseinrichtung und Messtechnik erfolgte die Auswertung der akustischen Messdaten anhand von Frequenz- und Modenanalysen getrennt für Hochdruckrotor und Niederdruckrotor. Die dafür benötigten Strömungsparameter wurden mit Hilfe von Fünf-Loch Sondenmessungen hinter dem Niederdruckrotor ermittelt. Die entsprechenden Auswerteroutinen wurden dabei optimiert und für nachfolgend mögliche Akustikuntersuchungen am Turbinenprüfstand vorbereitet.

Anhand der Abbildungen 6.1 bis 6.4 können die Ergebnisse der entsprechenden Azimutal- und Radialmodenanalysen für alle drei Betriebspunkte und beide Turbinenübergangskanäle sowohl für den Hochdruckrotor als auch für den Niederdruckrotor zusammengefasst werden.

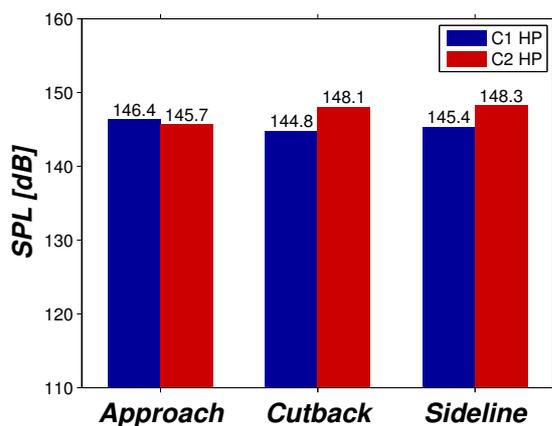


Abbildung 6.1: Summenpegel (SPL) aus der Azimutalmodenanalyse, BPF_{HP}, HPT

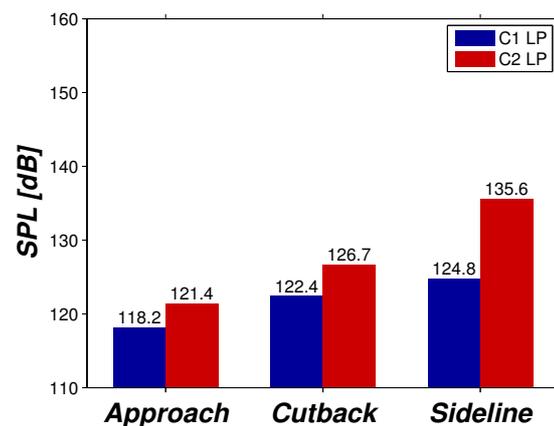


Abbildung 6.2: Summenpegel (SPL) aus der Azimutalmodenanalyse, BPF_{LP}, LPT

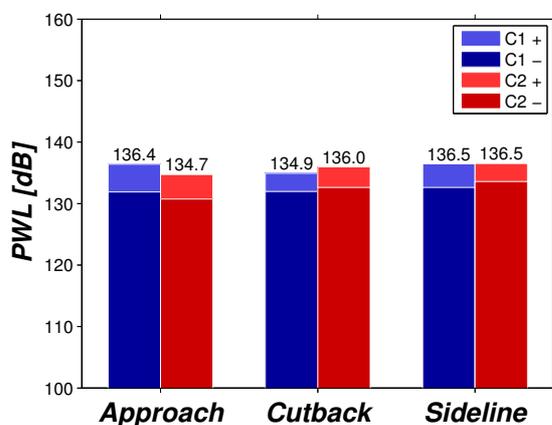


Abbildung 6.3: Summenpegel (PWL) aus der Radialmodenanalyse, BPF_{HP}, HPT

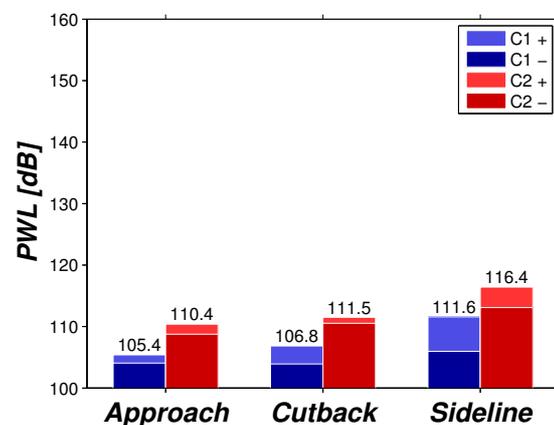


Abbildung 6.4: Summenpegel (PWL) aus der Radialmodenanalyse, BPF_{LP}, LPT

Dabei sind die hier dargestellten Summenpegel des Schalldrucks (SPL) bzw. der Schalleistung (PWL) über alle ausbreitungsfähigen Umfangs- und Radialmoden bestimmt worden, wobei die Pegelwerte der Azimutalmodenanalyse mit jenen aus der Frequenzanalyse an der Blattfolgefrequenz (BPF) sehr gut übereinstimmen.

Bei Betrachtung der Schallentwicklung des Hochdruckrotors ergibt sich nach Abbildung 6.1 an der Blattfolgefrequenz BPF_{HP} ein ähnliches Resultat bei allen drei Betriebspunkten. Für beide Turbinenübergangskanäle liegen die Pegel innerhalb 2 bis 3 dB , wobei für das Setup C2 etwa um 3 dB höhere Werte gegenüber C1 bei den Betriebspunkten Cutback und Sideline erhalten werden. Diese Differenz zwischen den beiden Setups ist nach durchgeführter RMA anhand der abgestrahlten Schalleistung in Abbildung 6.3 nicht mehr erkennbar, wodurch die Pegel über alle Betriebspunkte und für beide TMTF-Konfigurationen nahezu konstant bleiben. Aus diesem Grund kann angenommen werden, dass der Einfluss der unterschiedlichen TMTF-Geometrien auf die Schallentwicklung des Hochdruckrotors in Summe eher gering ist. Dennoch müssen einzelne Moden beachtet werden, deren Pegel stark abhängig vom gewählten Betriebspunkt und TMTF-Setup variieren und eventuell eine Anregung des nachfolgenden Niederdruckrotors bewirken können.

Die Schallentwicklung des Niederdruckrotors nimmt wie erwartet gegenüber dem Hochdruckrotor ab. Allerdings kann hier an der Blattfolgefrequenz BPF_{LP} des Niederdruckrotors ein deutlicher Pegelanstieg von Approach über Cutback zu Sideline beobachtet werden, sowohl im Frequenzspektrum, als auch in der Azimutal- und Radialmodenanalyse. Abhängig vom Betriebspunkt führt somit eine Erhöhung der Wellenleistung oder Drehzahl der Turbine zu einer Vergrößerung der Schallabstrahlung. Nach Abbildung 6.2 ist dabei die Pegelzunahme von Approach zu Sideline bei Setup C2 doppelt so hoch wie bei Setup C1, wobei die Schalldruckpegel bei C2 an allen Betriebspunkten etwa 3 bis 11 dB darüber liegen. Derselbe Trend ergibt sich auch nach der Radialmodenanalyse in Abbildung 6.4, nach der die abgestrahlte Schalleistung an allen Betriebspunkten bei der Konfiguration C2 um etwa 5 dB größer ist. Aufgrund der 10% kürzeren axialen Baulänge des Turbinenübergangskanals C2 wird die Ausmischung der Wirbelstrukturen und Nachlaufzellen mit dem Hauptstrom hinter dem TMTF beeinträchtigt. Zusätzlich bewirken die stärker ausgeprägten und weniger geneigten Nachläufe gegenüber dem Setup C1 ein härteres Auftreffen der Nachlaufzellen auf die Rotorscheufeln. Dadurch findet eine Pegelerhöhung an den entsprechenden Interaktionsmoden und damit des Summenpegels bei C2 statt. Die erhöhte Gesamtschallemission beim Turbinenübergangskanal C2 kann daher einerseits auf den geringeren Abstand zwischen TMTF und Niederdruckrotor und andererseits auf die veränderte Nachlaufstruktur gegenüber dem Setup C1 zustande kommen.

Bei der Auswertung der akustischen Messdaten muss beachtet werden, dass die Radialmodenanalysen mit einem vereinfachten Drallmodell durchgeführt wurde, welches die komplexen Wirbelstrukturen und Grenzschichten im Strömungskanal der Messstrecke nicht vollständig erfassen kann. Die Größe des Dralls beeinflusst hier wesentlich die Anzahl der ausbreitungsfähigen Moden und damit mehr oder weniger das Ergebnis der Modenanalysen. Neben der Entwicklung eines neuen, weit komplexeren Drallmodells könnte eine Parameterstudie des hier verwendeten Festkörperdralls zusätzliche Erkenntnisse bei nachfolgenden Untersuchungen bringen. Des Weiteren wäre eine Untersuchung des Ursprungs der hohen Pegel an den akustisch nicht ausbreitungsfähigen Moden bei der Azimutalmodenanalyse des Niederdruckrotors von Interesse, die derzeit auf hydrodynamische Druckschwankungen

zurückgeführt werden. Eine Möglichkeit wären instationäre Messungen im Strömungskanal, die in Verbindung mit den akustischen Messsignalen gebracht werden könnten.

Wie beschrieben bewirkt eine Vergrößerung des Abstandes zwischen TMTF (Stator) und Rotor eine Reduzierung des abgestrahlten tonalen Schalls. Dies ist allerdings bei modernen Flugtriebwerken wegen der Anforderung nach geringeren Gewicht und daher kürzerer Bauweise nicht wirklich zielführend. Längere Strömungskanäle können einerseits zu einer besseren Ausmischung und dadurch zu einer geringeren Schallemission führen, andererseits aber auch zu Druckabfällen und demzufolge Leistungs- und Wirkungsgradeinbußen bewirken. Zusätzlich spielt die Schwingungsanregung eine wichtige Rolle, die wie die Schallemission mit kleineren Abstand zwischen Stator und Rotor zunimmt. Eine alternative Möglichkeit zur Reduzierung der Schallentwicklung in einem Turbinenübergangskanal wäre neben speziellen, schallabsorbierenden Auskleidungen der Kanalwände auch ein Verfahren, bei dem zur Abschwächung der Nachlaufdüsen zusätzliche Luft an der Hinterkante der Schaufel eingeblasen wird. Bei der Auslegung und Konstruktion von neuen Triebwerkskomponenten ist daher ein Kompromiss unter anderem zwischen thermodynamischer und akustischer Effizienz zu finden. Die transportierte Energie an höheren harmonischen Frequenzen ist, wie anhand der Frequenzanalysen gezeigt, hingegen eher gering und wird von der Atmosphäre abgedämpft. Dabei ist erstrebenswert die erste, meist tiefe Blattfolgefrequenz durch bestimmte Schaufelzahlverhältnisse von Stator und Rotor in einen Cut-Off Bereich zu verschieben, sodass diese nicht ausbreitungsfähig ist und die angeregten Moden abklingen können.

LITERATURVERZEICHNIS

- [1] International Civil Aviation Organization, ICAO, „Sustainability - Facts & Figures,“ [Online]. Available: <http://www.icao.int/sustainability/Pages/FactsFigures.aspx>. [Zugriff am 23 01 2014].
- [2] Rundfunk Berlin Brandenburg, RBB, „OZON unterwegs: Leiser fliegen – Luftfahrtforschung in Berlin Brandenburg,“ [Online]. Available: <http://www.rbb-online.de/content/rbb/rbb/ozon/archiv/manuskripte/laermforschung-an-triebwerken.file.html/OZON-Laermforschung-an-Triebwerken.pdf>. [Zugriff am 13 11 2013].
- [3] A. Joselzon, „Airport Noise Symposium, ICCAIA, Airbus,“ 02 2002. [Online]. Available: <http://www.techtransfer.berkeley.edu/aviation02downloads/AlainJoselzon.pdf>. [Zugriff am 14 01 2014].
- [4] S. Kazin und R. Matta, „Turbine Noise Generation, Reduction and Prediction,“ in *AIAA, 75-449*, Hampton, Virginia, 1975.
- [5] M. Benzakein und E. Smith, „Turbine Noise Generation and Suppression,“ in *ASME Winter Annual Meeting, 73-WA/GT-7*, Detroit, Michigan, 1973.
- [6] J. Balombin und E. Stokolich, „Effect of Rotor-to-Stator Spacing on Acoustic Performance of a Full-Scale Fan (QF-5) for Turbofan Engines,“ NASA Technical Memorandum TM X-3103, Cleveland, Ohio, 1974.
- [7] B. Hulse, C. Pearson, M. Abbona und A. Andersson, „Some Effects of Blade Characteristics on Compressor Noise Level,“ Boeing Company for The Federal Aviation Agency; FAA-ADS-82, Renton, Washington, 1966.
- [8] G. Müller und M. Möser, „Flow Noise,“ in *Handbook of Engineering Acoustics*, Berlin Heidelberg, Springer-Verlag, 2013.
- [9] F. Holste, *Ermittlung der aerodynamischen Lärmquellen und Berechnung des abgestrahlten Schallfeldes mittels der im Nahfeld gemessenen Druckschwankungen am Beispiel eines Triebwerkmodells*, Düsseldorf: Fortschrittsberichte VDI Reihe 7 Nr. 272, 1995.
- [10] R. Woodward, E. Fite und G. Podboy, „Noise Benefits of Rotor Trailing Edge Blowing for a Model Turbofan,“ in *NASA Tech. Mem. 2007-214666 for AIAA 45th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, Reno, Nevada, 2007.
- [11] E. Envia und M. Nallasamy, „Design Selection and Analysis of a Swept and Leaned Stator Concept,“ NASA Technical Memorandum, TM-1998-208662, Cleveland, Ohio, 1998.

- [12] M. Möser, *Technische Akustik*, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2012.
- [13] R. Lerch, G. Sessler und D. Wolf, *Technische Akustik - Grundlagen und Anwendungen*, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2009.
- [14] J. Tyler und T. Sofrin, „Axial flow compressor noise studies,“ *SAE Transaction*, Nr. 70, pp. 309-332, 1962.
- [15] D. Sutliff, „Rotating Rake Turbofan Duct Mode Measurement System,“ NASA Technical Memorandum 213828, 2005.
- [16] S. Rienstra und A. Hirschberg, *An Introduction to Acoustics*, Eindhoven University of Technology, 2013.
- [17] M. Möser, *Messtechnik der Akustik*, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2010.
- [18] O. Sharma, T. Butler, H. Joslyn und R. Dring, „Three-dimensional unsteady flow in axial flow turbine,“ *AIAA Journal Propulsion Power* 1(1), pp. 29-38, 1985.
- [19] K. Suder, M. Hathaway, T. Okiishi, A. Strazisar und J. Adamczyk, „Measurements of the unsteady flow field within the stator row of a transonic axial-flow fan: part 1 - measurement and analysis technique,“ NASA Technical Memorandum 88945, 1987.
- [20] MathWorks, „Matlab Documentation,“ [Online]. Available: <http://www.mathworks.de/de/help/matlab/ref/fft.html>. [Zugriff am 9 12 2013].
- [21] A. Hussain und W. Reynolds, „The mechanics of an organized wave in turbulent shear flow,“ *Journal of Fluid Mechanics* 41, Nr. 41, pp. 241-258, 1970.
- [22] D. Lengani, C. Santner, R. Spataro, B. Paradiso und E. Göttlich, „Experimental Investigation of the Unsteady Flow Field Downstream of a Counter-Rotating Two-Spool Turbine Rig,“ in *ASME Turbo Expo*, Copenhagen, Denmark, 2012.
- [23] M. Munjal, „Acoustic of Ducts and Mufflers,“ John Wiley & Sons, New York, 1997.
- [24] U. Tapken und L. Enghardt, „Optimization of Sensor Arrays for Radial Mode Analysis in Flow Ducts,“ in *12th AIAA/CAES Aeronautics Conference*, Cambridge, Massachusetts, 2006.
- [25] C. Morfey, „Sound Transmission and Generation in Ducts with Flow,“ *Journal of Sound and Vibrations*, Nr. 14(1), pp. 37-55, 1971.
- [26] P. Sijtsma und J. Zillmann, „In-duct and far-field mode detection techniques,“ in *13th AIAA/CAES Aeroacoustic Conference 2007-3439*, Rom, 2007.
- [27] C. Paige und M. Saunders, „LSQR: An algorithm for sparse linear equations and sparse least squares,“ *TOMS*, Nr. 8(1), pp. 43-71, 1982.

- [28] F. Neumayer, G. Kulhanek, H. Pirker, H. Jericha, A. Seyr und W. Sanz, „Operational behaviour of a complex transonic test turbine facility,“ in *ASME Turbo Expo*, New Orleans, 2001.
- [29] J. Hubinka, B. Paradiso, C. Santner, H. Pirker und E. Göttlich, „Design and Operation of a Two Spool High Pressure Test Turbine Facility,“ in *9. Europäische Turbomaschinenkonferenz*, Istanbul, 2011.
- [30] J. Hubinka, C. Santner, B. Paradiso, F. Malzacher und E. Göttlich, „Design and Construction of a Two Shaft Test Turbine for Investigation of Mid Turbine Frame Flows,“ in *AIAA, ISABE*, 2009.
- [31] C. Santner, *Experimental Investigation of Turning Mid Turbine Frame Designs*, Technische Universität Graz: Dissertation, 2011.
- [32] C. Faustmann und E. Göttlich, „Aerodynamic and acoustics of turning mid turbine frames in a two shaft test turbine,“ in *Proceedings of ASME Turbo Expo; GT2014-25568*, Düsseldorf, 2014.
- [33] C. Faustmann, D. Lengani, R. Spataro, A. Marn, E. Göttlich und F. Heitmeir, „Experimental Investigation of the Noise Generation and Propagation for different Turning Mid Turbine Frame Setups in a Two-Stage Two-Spool Test Turbine,“ in *ASME Turbo Expo*, San Antonio, Texas, 2013.
- [34] W. J. G. Bräunling, *Flugzeugtriebwerke*, 3. Hrsg., Berlin Heidelberg: Springer, 2009.
- [35] C. McAleer, *Predicting Fan Noise Propagation in Aeroengine Bypass Ducts*, University of Southampton: Dissertation, 2009.
- [36] U. Tapken, *Sensor array for radial mode analysis at TMTF Rigs of TU Graz*, interne Präsentation am ITTM: DLR, 08.02.2011.
- [37] C. Santner, B. Paradiso, F. Malzacher, M. Hoeger, J. Hubinka und E. Göttlich, „Evolution of the Flow through a Turning Mid Turbine Frame applied between a Transsonic HP-Turbine Stage and a Counter-Rotating LP-Turbine,“ 2011.
- [38] F. Oro, S. Morros, A. Diaz und B. Tajadura, „Unsteady Flow Analysis of the Stator-Rotor Interaction in an Axial Flow Fan,“ in *ASME Joint Fluids Engineering Conference*, Honolulu, Hawaii, 2003.
- [39] S. Bauinger, *Einfluss unterschiedlicher Turbinenübergangskanäle auf die Schallemissionen in einem zweistufigen Turbinenprüfstand*, Technische Universität Graz: Diplomarbeit, 2013.
- [40] D. Lengani, C. Santner, R. Spataro und E. Göttlich, „Analysis tools for the unsteady interactions in a counter-rotating two-spool turbine rig,“ *Experimental thermal fluid science*, Nr. 42, pp. 248-257, 2012.

-
- [41] L. Enghardt, Y. Zhang und W. Neise, „Experimental Verification of a Radial Mode Analysis Technique using Wall-Flush Mounted Sensors,“ *Journal of The Acoustical Society of America*, Nr. 105(2), 1999.
- [42] F. Kameier, *Experimentelle Untersuchung zur Entstehung und Minderung des Blattspitzen-Wirbellärms axialer Strömungsmaschinen*, Technische Universität Berlin: Dissertation, 1993.
- [43] M. Moser, *Untersuchung der Schallemissionen von Flugtriebwerks-Niederdruckturbinen in einem neuen Turbinenakustikprüfstand*, Technische Universität Graz: Dissertation, 2009.
- [44] N. Antoine und I. Kroo, „Optimizing Aircraft and Operations for minimum Noise,“ in *AIAA, ATIO*, Los Angeles, California, 2002.
- [45] International Civil Aviation Organization, „Environmental Technical Manual on the Use of Procedures in the Noise Certification of Aircraft, Third Edition,“ Doc 9501, Montreal, Quebec, 2004.
- [46] A. Marn, *Technische Akustik*, Technische Universität Graz: Skriptum zur Vorlesung, 2011.

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abbildung 1.1: Anteil der verschiedenen Schallquellen eines Flugtriebwerks am Gesamtgeräusch, [3].....	1
Abbildung 1.2: Einfluss des Stator-Rotor Abstandes auf die abgestrahlte Schalleistung bei der Blattfolgefrequenz des Rotors [5].....	3
Abbildung 2.1: Schematische Darstellung der Stator-Rotor-Interaktion [15].....	10
Abbildung 2.2: Zylinderkoordinaten für einen Kanal mit Kreis- bzw. Kreisringquerschnitt [17].....	13
Abbildung 2.3: Verläufe und Verteilung des Schalldrucks in einem zylindrischen Kanal [17].....	15
Abbildung 2.4: Spiralförmiges Druckfeld bei konstanter Phase [16].....	15
Abbildung 2.5: Fast Fourier Transformation des Rohsignals, Betriebspunkt Sideline, Setup C1.....	21
Abbildung 2.6: FFT nach adaptiver Neuabtastung und Phasenmittelung mit HP-Trigger (links) und LP-Trigger (rechts), Betriebspunkt Sideline, Setup C1.....	21
Abbildung 2.7: Azimutalmodenanalyse an BPF _{HP} , Betriebspunkt Sideline, HPT, Setup C1, gemittelt über Umfangspositionen (links) und zusätzlich gemittelt über axiale Messpositionen (rechts).....	24
Abbildung 2.8: Radialmodenanalyse an BPF _{LP} bei Betriebspunkt Sideline, Setup C1, LPT, Summenpegel über Radialmoden berechnet.....	26
Abbildung 2.9: Radialmodenanalyse an BPF _{LP} bei Betriebspunkt Sideline, Setup C1, LPT.....	26
Abbildung 3.1: Schematische Darstellung der Verdichteranlage [28].....	28
Abbildung 3.2: Schematische Darstellung der Prüfstände am ITTM [30].....	28
Abbildung 3.3: Längsschnitt der Versuchsanlage [30].....	30
Abbildung 3.4: Ausschnitt aus der Versuchsanlage (Abbildung 3.3) mit Setup C1 [31].....	32
Abbildung 3.5: Ausschnitt aus der Versuchsanlage mit Setup C2 [32].....	32
Abbildung 3.6: Vergleich Setup C1 (blau) mit Setup C2 (rot) [31].....	33
Abbildung 3.7: Beschreibung der drei wesentlichen Betriebspunkte zur Fluglärmbestimmung [34].....	34
Abbildung 3.8: Anteile der Lärmentwicklung am Flugzeug mit High-Bypass-Triebwerken bei den drei Referenzmesspunkten [35].....	35
Abbildung 4.1: Meridianschnitt mit den Messpositionen und festgelegtes Koordinatensystem [33].....	37
Abbildung 4.2: Axiale Mikrofonanordnung (links) und Winkelversatz der Mikrofonreihen (rechts) [33].....	38
Abbildung 4.3: Mikrofonplatte mit eingebauten Sensoren.....	39
Abbildung 4.4: Skizze der Fünf-Loch-Sonde [31].....	40
Abbildung 4.5: Fünf-Loch-Sonde mit geneigtem Sondenkopf [31].....	41
Abbildung 5.1: Strömungsbedingungen in Ebene F, Betriebspunkt Approach.....	43
Abbildung 5.2: Strömungsbedingungen in Ebene F, Betriebspunkt Cutback.....	43
Abbildung 5.3: Strömungsbedingungen in Ebene F, Betriebspunkt Sideline.....	43
Abbildung 5.4: Definition des Strömungswinkels α_z	45
Abbildung 5.5: Totaldruckverteilung am LP-Rotorausritt mit Überlagerung der Geschwindigkeitsvektoren der Sekundärströmung für beide TMTF-Setups, Fünf-Loch-Sondenmessung in Ebene F beim Betriebspunkt ADP [31].....	46
Abbildung 5.6: Frequenzspektren der drei Betriebspunkte, Setup C1, HPT.....	48
Abbildung 5.7: Azimutalmodenanalyse an der BPF _{HP} , drei Betriebspunkte, Setup C1, HPT.....	50
Abbildung 5.8: AMA: Schalldruckpegel der Interaktionsmoden, Setup C1, HPT.....	51
Abbildung 5.9: RMA: Schalldruckverteilungen bei $n = 0$ (links), $n = 1$ (Mitte) und $n = 2$ (rechts), Setup C1, HPT, Betriebspunkt Approach.....	52
Abbildung 5.10: RMA: Schalleistungspegel in Strömungsrichtung, BPF _{HP} , Setup C1, HPT.....	53
Abbildung 5.11: RMA: Schalleistungspegel gegen die Strömungsrichtung, BPF _{HP} , Setup C1, HPT.....	53
Abbildung 5.12: RMA: Schalleistungen der Interaktionsmoden, Setup C1, HPT.....	54
Abbildung 5.13: Frequenzspektren der drei Betriebspunkte, Setup C1, LPT.....	55
Abbildung 5.14: Azimutalmodenanalyse an der BPF _{LP} , drei Betriebspunkte, Setup C1, LPT.....	57
Abbildung 5.15: Vergleich „aerodynamische“ Mode mit akustischer Moden über axialer Länge, Betriebspunkt Sideline, Setup C1, HPT.....	59

Abbildung 5.16: AMA: Schalldruckpegel der Interaktionsmoden, Setup C1, LPT	59
Abbildung 5.17: RMA: Schalldruckverteilungen bei $n = 0$ (links) und $n = 1$ (rechts), Setup C1, LPT, Betriebspunkt Sideline.....	60
Abbildung 5.18: RMA: Schalleistungspegel in Strömungsrichtung, BPF _{LP} , Setup C1, LPT.....	61
Abbildung 5.19: RMA: Schalleistungspegel gegen die Strömungsrichtung, BPF _{LP} , Setup C1, LPT	61
Abbildung 5.20: RMA: Schalleistungspegel der Interaktionsmoden, Setup C1, LPT	62
Abbildung 5.21: Frequenzspektren der drei Betriebspunkte, Setup C2, HPT	63
Abbildung 5.22: Azimutalmodenanalyse an der BPF _{HP} , drei Betriebspunkte, Setup C2, HPT	64
Abbildung 5.23: AMA: Schalldruckpegel der Interaktionsmoden, Setup C2, HPT.....	65
Abbildung 5.24: RMA: Schalleistungspegel in Strömungsrichtung, BPF _{HP} , Setup C2, HPT	66
Abbildung 5.25: RMA: Schalleistungspegel gegen die Strömungsrichtung, BPF _{HP} , Setup C2, HPT	66
Abbildung 5.26: RMA: Schalleistungen der Interaktionsmoden, Setup C2, HPT.....	67
Abbildung 5.27: Frequenzspektren der drei Betriebspunkte, Setup C2, LPT.....	68
Abbildung 5.28: Azimutalmodenanalyse an der BPF _{LP} , drei Betriebspunkte, Setup C2, LPT	69
Abbildung 5.29: AMA: Schalldruckpegel der Interaktionsmoden, Setup C2, LPT	69
Abbildung 5.30: RMA: Schalleistungspegel in Strömungsrichtung, BPF _{LP} , Setup C2, LPT.....	71
Abbildung 5.31: RMA: Schalleistungspegel gegen die Strömungsrichtung, BPF _{LP} , Setup C2, LPT	71
Abbildung 5.32: RMA: Schalleistungen der Interaktionsmoden, Setup C2, LPT	71
Abbildung 5.33: Frequenzspektren beider TMTF-Setups, HPT.....	73
Abbildung 5.34: Interaktionsmoden aus der Azimutalmodenanalyse beider TMTF-Setups, BPF _{HP} , HPT.....	73
Abbildung 5.35: Interaktionsmoden aus der Radialmodenanalyse beider TMTF-Setups, BPF _{HP} , HPT	73
Abbildung 5.36: Frequenzspektren beider TMTF-Setups, LPT	76
Abbildung 5.37: Interaktionsmoden aus der Azimutalmodenanalyse beider TMTF-Setups, BPF _{LP} , LPT	76
Abbildung 5.38: Interaktionsmoden aus der Radialmodenanalyse beider TMTF-Setups, BPF _{LP} , LPT	76
Abbildung 5.39: Winkellage des Nachlaufs bei Setup C1 (links) und Setup C2 (rechts), jeweils am Austritt des TMTF (Fünf-Loch Sondenmessung, Ebene E).....	78
Abbildung 5.40: Überlappende Mikrofone (C1: Mikrofone 13-20, C2: Mikrofone 17-24) bei gleichem Axialabstand zur Struthinterkante beider TMTFs (C2 10% kürzer als C1)	79
Abbildung 6.1: Summenpegel (SPL) aus der Azimutalmodenanalyse, BPF _{HP} , HPT	80
Abbildung 6.2: Summenpegel (SPL) aus der Azimutalmodenanalyse, BPF _{LP} , LPT.....	80
Abbildung 6.3: Summenpegel (PWL) aus der Radialmodenanalyse, BPF _{HP} , HPT.....	80
Abbildung 6.4: Summenpegel (PWL) aus der Radialmodenanalyse, BPF _{LP} , LPT	80
Abbildung 0.1: Ordnerstruktur und benötigte Dateien vor der Auswertung	92
Abbildung 0.2: Ordnerstruktur und erhaltene Dateien nach der Auswertung.....	92
Abbildung 0.3: RMA: Schalldruckverteilungen bei $n = 0$ (links), $n = 1$ (Mitte) und $n = 2$ (rechts), C1, BPF _{HP} , Betriebspunkt Approach	117
Abbildung 0.4: RMA: Schalldruckverteilungen bei $n = 0$ (links), $n = 1$ (Mitte) und $n = 2$ (rechts), C1, BPF _{HP} , Betriebspunkt Cutback	117
Abbildung 0.5: RMA: Schalldruckverteilungen bei $n = 0$ (links), $n = 1$ (Mitte) und $n = 2$ (rechts), C1, BPF _{HP} , Betriebspunkt Sideline	117
Abbildung 0.6: RMA: Schalleistungspegel, C1, BPF _{HP} , Betriebspunkt Approach	118
Abbildung 0.7: RMA: Schalleistungspegel, C1, BPF _{HP} , Betriebspunkt Cutback	118
Abbildung 0.8: RMA: Schalleistungspegel, C1, BPF _{HP} , Betriebspunkt Sideline	118
Abbildung 0.9: RMA: Schalldruckverteilungen bei $n = 0$ (links) und $n = 1$ (rechts), C1, BPF _{LP} , Betriebspunkt Approach.....	119
Abbildung 0.10: RMA: Schalldruckverteilungen bei $n = 0$ (links) und $n = 1$ (rechts), C1, BPF _{LP} , Betriebspunkt Cutback.....	119
Abbildung 0.11: RMA: Schalldruckverteilungen bei $n = 0$ (links) und $n = 1$ (rechts), C1, BPF _{LP} , Betriebspunkt Sideline.....	119
Abbildung 0.12: RMA: Schalleistungspegel, C1, BPF _{LP} , Betriebspunkt Approach.....	120

Abbildung 0.13: RMA: Schalleistungspegel, C1, BPF _{LP} , Betriebspunkt Cutback.....	120
Abbildung 0.14: RMA: Schalleistungspegel, C1, BPF _{LP} , Betriebspunkt Sideline.....	120
Abbildung 0.15: RMA: Schalldruckverteilungen bei $n = 0$ (links), $n = 1$ (Mitte) und $n = 2$ (rechts), C2, BPF _{HP} , Betriebspunkt Approach	121
Abbildung 0.16: RMA: Schalldruckverteilungen bei $n = 0$ (links), $n = 1$ (Mitte) und $n = 2$ (rechts), C2, BPF _{HP} , Betriebspunkt Cutback	121
Abbildung 0.17: RMA: Schalldruckverteilungen bei $n = 0$ (links), $n = 1$ (Mitte) und $n = 2$ (rechts), C2, BPF _{HP} , Betriebspunkt Sideline	121
Abbildung 0.18: RMA: Schalleistungspegel, C2, BPF _{HP} , Betriebspunkt Approach	122
Abbildung 0.19: RMA: Schalleistungspegel, C2, BPF _{HP} , Betriebspunkt Cutback	122
Abbildung 0.20: RMA: Schalleistungspegel, C2, BPF _{HP} , Betriebspunkt Sideline	122
Abbildung 0.21: RMA: Schalldruckverteilungen bei $n = 0$ (links) und $n = 1$ (rechts), C2, BPF _{LP} , Betriebspunkt Approach.....	123
Abbildung 0.22: RMA: Schalldruckverteilungen bei $n = 0$ (links) und $n = 1$ (rechts), C2, BPF _{LP} , Betriebspunkt Cutback.....	123
Abbildung 0.23: RMA: Schalldruckverteilungen bei $n = 0$ (links) und $n = 1$ (rechts), C2, BPF _{LP} , Betriebspunkt Sideline.....	123
Abbildung 0.24: RMA: Schalleistungspegel, C2, BPF _{LP} , Betriebspunkt Approach.....	124
Abbildung 0.25: RMA: Schalleistungspegel, C2, BPF _{LP} , Betriebspunkt Cutback.....	124
Abbildung 0.26: RMA: Schalleistungspegel, C2, BPF _{LP} , Betriebspunkt Sideline.....	124

TABELLENVERZEICHNIS

Tabelle 3.1: Technische Daten der Verdichter	27
Tabelle 3.2: Schaufelparameter der Versuchsturbine [33].....	33
Tabelle 3.3: Parameter der drei Betriebspunkte	35
Tabelle 5.1: Strömungsparameter für die Modenanalyse.....	47
Tabelle 5.2: Ausbreitungsfähige Azimutalmoden m (Cut-On Moden) für das Setup C1, HPT	49
Tabelle 5.3: Resultierende Moden aus den Interaktionen des HP-Rotors mit HP-Stator und TMTF	51
Tabelle 5.4: Ausbreitungsfähige Azimutalmoden m bei Radialmoden n , Setup C1, HPT	52
Tabelle 5.5: Ausbreitungsfähige Azimutalmoden m (Cut-On Moden) für das Setup C1, LPT	57
Tabelle 5.6: Resultierende Moden aus der Interaktion des LP-Rotors mit HP-Stator und TMTF.....	59
Tabelle 5.7: Ausbreitungsfähige Azimutalmoden m bei Radialmoden n , Setup C1, LPT	60
Tabelle 5.8: Ausbreitungsfähige Azimutalmoden m (Cut-On Moden) für das Setup C2, HPT	64
Tabelle 5.9: Ausbreitungsfähige Azimutalmoden m bei Radialmoden n , Setup C2, HPT.....	65
Tabelle 5.10: Ausbreitungsfähige Azimutalmoden m (Cut-On Moden) für das Setup C2, LPT.....	68
Tabelle 5.11: Ausbreitungsfähige Azimutalmoden m bei Radialmoden n , Setup C2, LPT.....	70

ANHANG

Auswerteroutinen

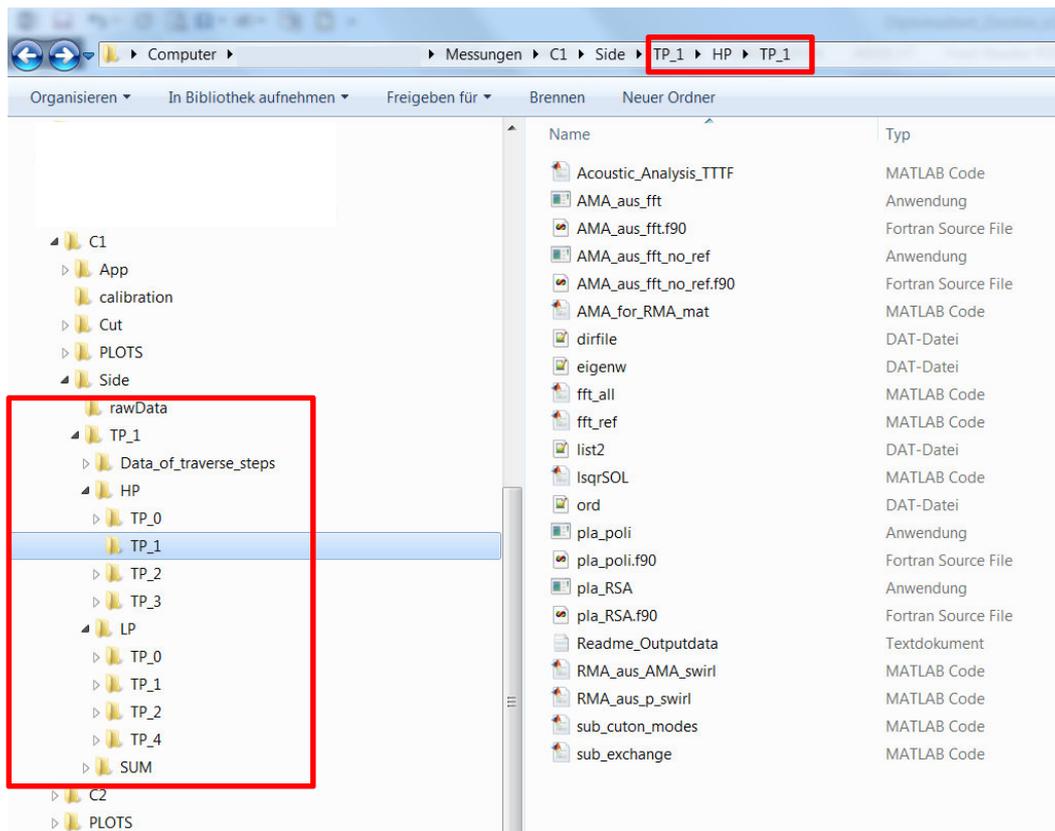
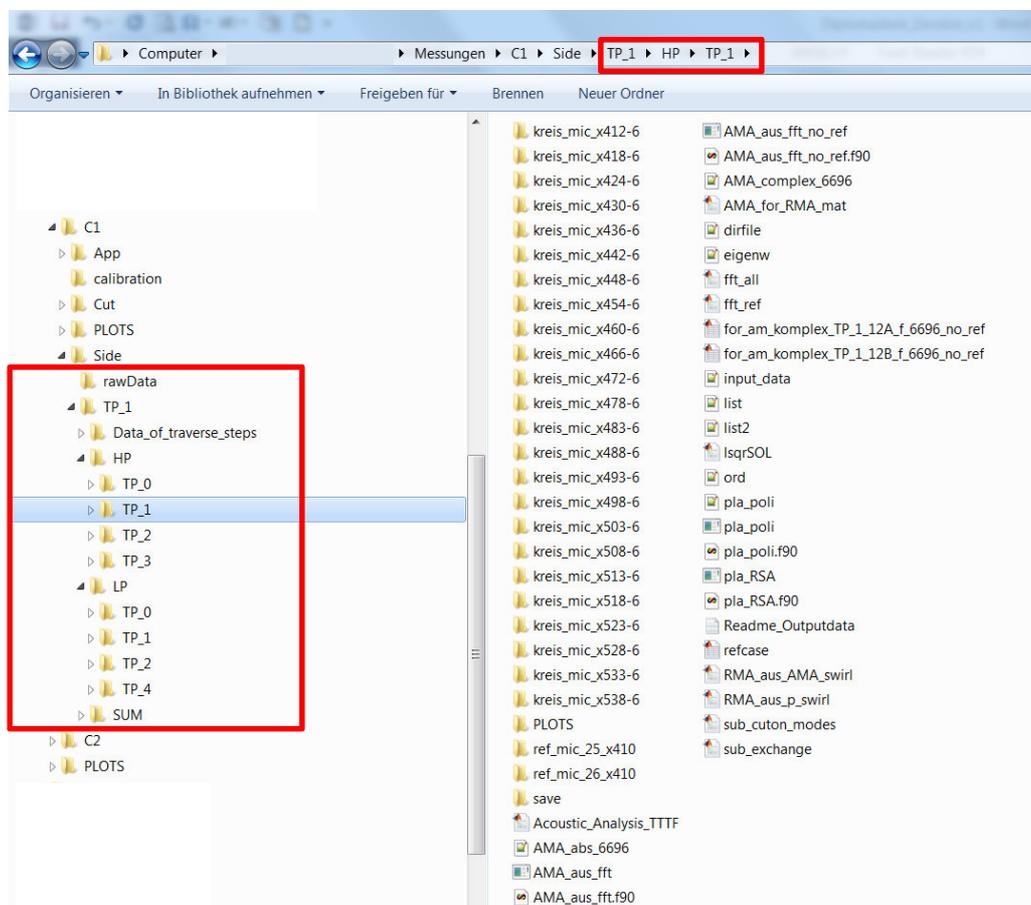
Für die Auswertung der akustischen Messdaten wurden die am TTM-Institut internen und bereits vorhandenen Routinen in Matlab und Fortran verwendet. Eine detaillierte Beschreibung der einzelnen Skript-Abschnitte ist dazu in [39] zu finden. Im Rahmen dieser Arbeit wurden diese teilweise optimiert und bezüglich einheitliches Datenmanagement adaptiert. Der Ablauf des Post-Processing sieht dabei wie folgt aus:

1. Kalibrierung der Mikrofone vor der Messung: Beschreibung siehe [39]	
Input	<ul style="list-style-type: none"> - Eingabefile: Mic_Calibration.m - Kalibrierfiles für jedes Mikrofon: CAL_1_1.dat ... CAL_24_1.dat
Output	<ul style="list-style-type: none"> - calcf.dat
2. Konvertierung der Messdaten in Dateiformat des DLR: Beschreibung siehe [39]	
Input	<ul style="list-style-type: none"> - Eingabefile: Convert_to_DLR_without_filter_einfacherfilter.m - calcf.dat - Rohdaten: TP_1_1.dat ... TP_1_180.dat
Output	<ul style="list-style-type: none"> - Ordner: Data_of_traverse_steps mit konvertierten Rohdaten aufgeteilt in: - Mikrofondaten per Umfangsposition: TP_1_RMA_01_RmaMic_001.bin ... TP_1_RMA_180_RmaMic_024.bin - Referenzmikrofondaten per Umfangsposition: TP_1_RMA_01_RefMic_025.bin ... TP_1_RMA_180_RefMic_026.bin - Triggersignal per Umfangsposition: TP_1_RMA_01_Trigger_027.bin ... TP_1_RMA_180_RmaMic_028.bin
3. Akustische Auswertung mit neuem Hauptprogramm: Beschreibung siehe unten	
Input	<ul style="list-style-type: none"> - Eingabefile (Hauptprogramm): Acoustic_Analysis_TTTF.m <p><u>Benötigte Unterprogramme/Subroutinen und Listen:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> - Konvertierte Rohdaten im Ordner Data_of_traverse_steps aus Punkt 1 - Adaptive Neuabtastung und Phasenmittelung: pla_poli.exe (Sourcefile: pla_poli.f90) pla_RSA.exe (Sourcefile: pla_RSA.f90)

	<ul style="list-style-type: none"> - Frequenzanalyse (FFT): fft_all.m fft_ref.m ord.dat sub_exchange.m - Azimutalmodenanalyse (AMA): AMA_aus_fft.exe (Sourcefile: AMA_aus_fft.f90) AMA_aus_fft_no_ref.exe (Sourcefile: AMA_aus_fft_no_ref.f90) AMA_for_RMA_mat.m list2.dat dirfile.dat sub_cuton_modes.m - Radialmodenanalyse (RMA): RMA_aus_AMA_swirl.m eigenw.dat lsqrSOL.m
Output	<p>Ergebnis-Diagramme und Text-Files in Unterordner \PLOTS:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Frequenzanalyse (FFT): TTTF_###_FFT_mean_### *.fig *.emf *.eps TTTF_###_FFT_mean_ref_### *.fig *.emf *.eps - Azimutalmodenanalyse (AMA): TTTF_###_AMA_##_f#####_## *.fig *.emf *.eps TTTF_###_AMA_mean_##_f#####_## *.fig *.emf *.eps TTTF_###_data_AMA_SPL_dB_f#####_## *.txt TTTF_###_data_CUTON_modes_f#####_d## *.txt - Radialmodenanalyse (RMA): TTTF_###_RMA_SPL_n_#_f#####_## *.fig *.emf *.eps TTTF_###_RMA_SPL_m_sum_f#####_## *.fig *.emf *.eps TTTF_###_RMA_PWL_n_#_f#####_## *.fig *.emf *.eps TTTF_###_RMA_color_SPL_f#####_## *.fig *.emf *.eps TTTF_###_RMA_color_PWL_f#####_## *.fig *.emf *.eps TTTF_###_data_RMA_SPL_dB_f#####_d##_## *.txt TTTF_###_data_RMA_PWL_dB_f#####_d##_## *.txt

Die Ordnerstruktur kann wie folgt für zwei verschiedene Turbinenübergangskanäle (C1 und C2) und drei Betriebspunkte (Approach, Cutback und Sideline) aussehen, wobei die rot markierte Struktur unbedingt eingehalten werden muss.

- rawData: beinhaltet rohe Messdaten
- Data_of_traverse_steps: beinhaltet rohe Messdaten nach Konvertierung in DLR-Format
- HP: Auswertung mit Hochdrucktrigger (HP-Trigger)
- LP: Auswertung mit Niederdrucktrigger (LP-Trigger)
- SUM: Auswertung mit Rotor-Synchronic-Averaging (RSA)

Abbildung 0.1: Ordnerstruktur und benötigte Dateien *vor* der AuswertungAbbildung 0.2: Ordnerstruktur und erhaltene Dateien *nach* der Auswertung

Beschreibung des Aufbaus der einzelnen Textdateien im Unterordner \PLOTS: „Readme_Outputdata.txt“

OUTPUTDATA FOR TESTPOINT TTTF_XYZ\$:
 according to "Acoustic_Analysis_TTTF.m" version 1.0 (02/2014)
 X: Rotor: 1...HP, 2...LP
 Y: TMTF-Setup: 1...C1, 2...C2
 Z: Testpoint: 1...Approach, 2...Cutback, 3...Sideline
 \$: Swirl: A...TUG-swirl, B...DLR-swirl, C...without swirl

in \PLOTS: f...Frequency in Hz, d...Swirl in rad/s

Cut-On Modes:

TTTF_XYZ\$_data_CUTON_modes_fxxx_dyy.txt:
 - 1st row: n_min to n_max
 - 2nd row: m_min for each n
 - 3rd row: m_max for each n

Azimuthal mode amplitudes in sound pressure level in dB:

TTTF_XYZ\$_data_AMA_SPL_dB_fxxx.txt:
 - 1st row: number of mic
 - 1st column: azimuthal modes (m)
 - data-array: azimuthal mode amplitudes in dB
 - 1st row, 1st column: total sound pressure level of cut-on modes over all 24 mics

Radial mode amplitudes in sound pressure level in dB

TTTF_XYZ\$_data_RMA_SPL_dB_fxxxx_dyy.txt:
 - 1st row: radial modes (n)
 - 1st column: azimuthal modes (m)
 - data-array: radial mode amplitudes in dB

Radial mode amplitudes in sound power level in dB

TTTF_XYZ\$_data_RMA_PWL_dB_fxxxx_dyy.txt:
 - 1st row: radial modes (n)
 - 1st column: azimuthal modes (m)
 - even columns: PWL+ in dB
 - odd columns: PWL- in dB
 - last two columns: sum over n of PWL+ and PWL-, respectively
 - last two columns, 1st row: sum over n and m of PWL+ and PWL- (total sound power level)

Hauptprogramm „Acoustic_Analysis_TTTF.m“

- Beinhaltet alle Eingabeparameter für die entsprechenden Analysen und Unterprogramme (ersetzt daher die unterschiedlichen Eingabefiles von [39])
- Steuert die gesamte akustische Analyse durch Aufruf der unterschiedlichen Unterprogramme
- Muss zusammen mit allen benötigten Unterprogrammen im gleichen Ordner liegen (siehe Abbildung 0.1)

Beschreibung einzelner Skript-Abschnitte:

```

%%                               ACOUSTIC ANALYSIS - MAIN PROGRAM
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%% FILE DIRECTORY MUST HAVE THE FOLLOWING STRUCTURE BEFORE RUNNING THIS
%%%% SCRIPT SUCCESSFULLY:
%%%%
%%%% - raw-data:                ... \rawData
%%%% - DLR-converted raw-data:  ... \TP_Y\Data_of_traverse_steps
%%%% - acoustic analysis for HPT: ... \TP_Y\HP\TP_Z
%%%% - acoustic analysis for LPT: ... \TP_Y\LP\TP_Z
%%%% - acoustic analysis for RSA: ... \TP_Y\SUM\TP_Z
%%%% - all routines (see below) for acoustic analysis (including this
%%%% file) have to be in the folder called 'TP_Z'
%%%% - Y ... integer of testpoint (e.g. '1'; variation of the testpoint)
%%%% - Z ... integer of testpoint (e.g. '1'; variation of the analysis)
%%%%
...
%% INPUT DATA %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Set the switches, input and plot parameters manually, depending on the
% required acoustic analysis. If you run the analysis for the first time,
% you have to run the different analysis in the following order:
% 1. PLA ... Adaptive Resampling and Phase Averaging
% 2. FFT ... Fast Fourier Transform
% 3. AMA ... Azimuthal Mode Analysis
% 4. RMA ... Radial Mode Analysis

%%%% Switches -----
S_analysis = 1; % Switch for analysis-mode
%           1 ... HPT (High Pressure Turbine) analysis
%           2 ... LPT (Low Pressure Turbine) analysis
%           3 ... RSA (Rotor Synchronic Averaging) analysis
S_TMTF = 1; % Switch for TMTF-setup (add more setups if needed)
%           1 ... C1 (MTU)
%           2 ... C2 (Volvo)
S_testpoint = 3; % Switch for observed testpoint (add more testpoints if needed)
%           1 ... Approach
%           2 ... Cutback
%           3 ... Sideline
S_PLA = 1; % Switch for Adaptive Resampling and Phase Averaging
%           0 ... off
%           1 ... on
S_FFT = 3; % Switch for FFT
%           0 ... off
%           1 ... FFT with mic array (excluding refmics)
%           2 ... FFT with both reference mics only
%           3 ... both FFTs (mic array and both refmics)
S_AMA = 1; % Switch for AMA
%           0 ... off
%           1 ... mode detection without reference mic (DLR-like)
%           2 ... crosscorrelation with reference mic
S_RMA = 1; % Switch for RMA
%           0 ... off
%           1 ... on
S_phi_dir = 1; % Switch for positive direction of circumferential angle phi
%           1 ... positive in direction of traverse (TUG-like)
%           2 ... positive in counter-direction of traverse (DLR-like)

```

Im Abschnitt “Switches” werden durch Setzen verschiedener Schalter die entsprechenden Analyseverfahren durchgeführt. Dabei können mehrere Schalter gleichzeitig aktiviert werden, die Reihenfolge der Ausführung wird automatisch beibehalten. Im obigen Skriptabschnitt wird

beispielsweise bei Ausführung des Hauptprogramms eine vollständige akustische Analyse für das TMTF-Setup C1 beim Betriebspunkt Sideline und bei verwendetem HP-Trigger durchgeführt. Ist die adaptive Neuabtastung mit Phasenmittelung (S_PLA) und die Frequenzanalyse (S_FFT) schon einmal ausgeführt worden, sodass diese Ergebnisse schon vorhanden sind, können diese Schalter „=0“ also ausgeschaltet und nur die Azimutal- und Radialmodenanalysen durchgeführt werden. Allerdings werden die Daten von AMA und RMA dabei natürlich immer überschrieben!

Wichtig: Falls das Skript erstmalig ausgeführt wird, muss bei der Ausführung der unterschiedlichen Verfahren unbedingt die angegebene Reihenfolge durch Setzen der entsprechenden Schalter eingehalten werden:

1. S_PLA : Schalter für die Ausführung der adaptiven Neuabtastung und Phasenmittelung:
 - a. Führt abhängig vom gewählten Trigger (Schalter „ $S_analysis$ “) entweder das Unterprogramm `pla_poli.exe` oder bei RSA das Unterprogramm `pla_RSA.exe` aus und ermittelt aus den Rohdaten das neuabgetastete und phasengemittelte Zeitsignal.
 - b. Erstellt automatisch den Unterordner `\save` und speichert dort die getriggerten Zeitsignale für jede Umfangsposition und jedes Mikrofon ab. Diese sind das Ausgangsmaterial für die anschließende Frequenz- und Modenanalyse.
2. S_FFT : Schalter für die Ausführung der Fast Fourier Transformation:
 - a. Benötigt Ergebnisfiles der adaptiven Neuabtastung und Phasenmittelung im Unterordner `\save`
 - b. Führt abhängig des gesetzten Schalters die Skripte `fft_all.m` (FFT aus den Mikrofonen an der Kanalaußenwand) oder `fft_ref.m` (FFT aus den beiden Referenzmikros am Hub) aus. Bei $S_FFT=3$ werden beide nacheinander ausgeführt.
 - c. Erstellt automatisch Unterordner `\kreis_mic_x###` für jede Mikrofonposition mit den jeweiligen komplexen Schalldrücken an allen Umfangspositionen für die untersuchte Frequenz.
 - d. Erstellt Graphiken der gemittelten Frequenzspektren im automatisch erstellten Unterordner `\PLOTS`
3. S_AMA : Schalter für die Ausführung der Azimutalmodenanalyse:
 - a. Benötigt Ergebnisfiles der FFT in den entsprechenden Unterordnern `\kreis_mic_x###`
 - b. Führt abhängig des gesetzten Schalters entweder das Unterprogramm `AMA_aus_fft.exe` (AMA mit Kreuzkorrelation, Berücksichtigung der Referenzmikros) oder das Unterprogramm `AMA_aus_fft_no_ref.exe` (AMA ohne Berücksichtigung der Referenzmikros) aus und erstellt dabei die Files `AMA_abs_####.dat` und `AMA_complex_####.dat` für Matlab.
 - c. Führt das Skript `AMA_for_RMA_mat.m` aus und erstellt dabei die Files `for_am_komplex_TP_#_##_f_####_##.mat` für die Radialmodenanalyse.
 - d. Erstellt Graphiken und Text-Files der Azimutalmodenanalyse im Unterordner `\PLOTS`
4. S_RMA : Schalter für die Ausführung der Radialmodenanalyse:
 - a. Benötigt Ergebnis der Azimutalmodenanalyse (`for_am_komplex_TP_##.mat`)
 - b. Führt das Skript `RMA_aus_AMA_swirl.m` aus.

c. Erstellt Graphiken und Text-Files der Radialmodenanalyse im Unterordner
 \PLOTS

```

%%%% Input parameters -----
TP = 'TP_1';           % name of sub-testpoint in HP/LP/SUM (variation of the analysis)
nmic = 24;            % number of mics in outer duct wall (excluding refmics)
refmic(1) = 25;       % reference mic channel 1
refmic(2) = 26;       % reference mic channel 2

trig_HP = 27;         % HPT trigger channel (ACHTUNG: Messung 06/09/2011 HP=28)
trig_LP = 28;         % LPT trigger channel (ACHTUNG: Messung 06/09/2011 LP=27)
trig_HP_lv = 1;       % HPT trigger level (TUG: 2; DLR: 1)
trig_LP_lv = -8;      % LPT trigger level (-8 to -10)

fs = 60000;           % sampling frequency in Hz
pos = 180;            % number of circumferential measurement positions
max_mode = 90;        % maximum calculated azimuthal mode (absolute value)
blades_HP = 36;       % number of blades of the HP-rotor
blades_LP = 72;       % number of blades of the LP-rotor

% NOTICE: run 'BetriebsdatenMittelung.m' to get nperiod, nn, BPF_LP, BPF_HP
% Frequency at which AMA and RMA for HPT or LPT will be done: BPF_HP, BPF_LP
% NOTICE: for RSA use first BPF of HP and LP, AMA and RMA will be done at the sum of the first
% BPFs
BPF_HP = 6696;        % blade passing frequency in Hz for HPT (FFT, AMA, RMA)
BPF_LP = 4260;        % blade passing frequency in Hz for LPT (FFT, AMA, RMA)

Nfft = 2^13;          % length of FFT
oversamp = 1;         % oversampling for pla_poli (1...off)
nperiod = 3720;       % = rpm*t/60; revolutions in measurement time (t in s)
                    % for RSA set nperiod arbitrarily > 6000
nn = 256;             % = 2^n < fs*t/nperiod; resamples/revolution; n...integer
                    % for RSA set nn=3*nnLP=3*2^n (e.g. nnLP=1024 -> nn=3096),
                    % corresponding to VPT_np (see below)
numrev = round(Nfft/nn); % > Nfft/nn; blocks for averaging in pla_poli

% Flow parameters for RMA
rma_flow(1) = 13;     % swirl in rad/s for RMA-analysis
rma_flow(2) = 0.2331; % axial Mach number
rma_flow(3) = 0.98399; % static pressure in bar
rma_flow(4) = 315.59; % static temperature in K (-> cuton modes!)
rma_flow(5) = 287.058; % gas constant of air

radius(1) = 0.339;    % inner radius of the duct (hub) in m
radius(2) = 0.4;      % outer radius of the duct (tip) in m

% Calculation parameters for RMA
rma_calc(1) = 0;      % damping factor of LSQR-system: reduces amplitude
                    % level by solving additional damping matrix.
                    % Only needed at high frequencies > 6000Hz. For
                    % more information see function 'lsqrSOL.m'.
rma_calc(2) = 0;      % display LSQR-calculation log (n_iter,tol,...)
                    % 0 ... off | 1 ... on

% Calculation parameters for RSA
VPT_tol = 0.001;      % tolerance of the Virtual Trigger with respect to the
                    % BPF of the HP-rotor
VPT_control = 1;      % 1 ... write the Virtual Trigger
                    % 2 ... plot the data to find out the Virtual Trigger
VPT_np = 3*blades_LP; % Blade Passing Periods (BPP); number of LP-BPP (e.g.
                    % LP: 72*3=216) for length of VPT-period

```

Sind die entsprechenden Schalter gesetzt, folgt ein Abschnitt bei dem die grundlegenden Parameter für alle Analysen vom Anwender eingegeben werden müssen. In der ersten Zeile ist dabei wichtig, dass der Name „TP_1“ mit dem Ordernamen, in dem sich das Hauptprogramm befindet (in dem Fall also auch „TP_1“), übereinstimmt. Ansonsten wird eine Fehlermeldung ausgegeben. Weiters muss hier die Frequenz an der die Modenanalysen durchgeführt werden angegeben werden. Aus den Messungen der Aerodynamik folgen die Strömungsparameter die hier auch für den entsprechenden Betriebspunkt eingegeben werden müssen. Zusätzlich sind noch einige Parameter zur Steuerung der Analysen notwendig (z.B. Abtastfrequenz „fs“, Fensterlänge für die FFT „Nfft“, Neuabtastungen „nn“, ...).

```

%% Plot parameters -----
fft_plot(1) = 150;      % max y-value in dB displayed in FFT
fft_plot(2) = 80;      % min y-value in dB displayed in FFT
fft_plot(3) = 15000;   % max frequency in Hz displayed in FFT
fft_plot(4) = 3000;    % scaling of x-axis in Hz displayed in FFT (XTick)

ama_plot(1) = 150;     % max y-value in dB displayed in AMA
ama_plot(2) = 90;     % min y-value in dB displayed in AMA
ama_plot(3) = -50;    % min mode displayed in AMA
ama_plot(4) = 50;     % max mode displayed in AMA
ama_plot(5) = 10;     % Scaling of y-axis (YTick)
ama_plot(6) = 10;     % Scaling of x-axis (XTick)
ama_plot(7) = 1;      % plot total sound pressure level (1...on, 0...off)

rma_plot(1) = 160;    % max y-value in dB displayed in RMA
rma_plot(2) = 80;     % min y-value in dB displayed in RMA
rma_plot(3) = -50;    % min mode displayed in RMA
rma_plot(4) = 50;     % max mode displayed in RMA
rma_plot(5) = 10;     % Scaling of y-axis (YTick)
rma_plot(6) = 10;     % Scaling of x-axis (XTick)
rma_plot(7) = 1;      % plot total sound power level (1...on, 0...off)

% Plots are saved in vector formats *.emf and *.eps. Custom figure size
% works for *.eps format only, figure size of *.emf is larger than
% specified size (e.g. for 10cm -> eps=10cm, emf=16.2cm), depending on your
% screen resolution.
% Values, which seem to look pretty good for printing ;):
% - for figure size 4/3*10x10 cm, font size=20, axis number size=13
% - for figure size 4/3*6 x 6 cm, font size=12, axis number size=8
% - dpi=1000 if using *.emf files in pdf's
font_plot{1} = 20;      % font size
font_plot{2} = 13;     % axis number size
font_plot{3} = 'Helvetica'; % font
font_plot{4} = 'bold'; % font property 1
font_plot{5} = 'italic'; % font property 2
font_plot{6} = 4/3*10; % figure width in centimeters
font_plot{7} = 10;     % figure height in centimeters
font_plot{8} = 1000;   % dpi of printed figure (0...dpi of your screen)
font_plot{9} = 'out';  % axes tick direction ('in' or 'out')
% suffix for output files 'TTTT_XYZ' --> X:rotor Y:TMTF Z:testpoint
font_plot{10} = ['TTTT_' int2str(S_analysis) int2str(S_TMTF) int2str(S_testpoint)];

% modes with rotor interactions (grey bars in plots) ... mode_int
n_order = 0; % order of n for printing range of cut-on modes (red dotted lines)
switch S_analysis
case 1 % HP
    mode_int = (-44:8:36); % 1.BPF
%     mode_int = (-88:8:80); % 2.BPF
case 2 % LP
    mode_int = (-24:8:24); % 1.BPF
%     mode_int = (-64:8:48); % 2.BPF
case 3 % SUM
    mode_int = (-76:8:68);
end

%%%%%%%%%% END MANUAL INPUT %%%%%%%%%%%

```

Der manuelle Eingabebereich endet mit der Eingabe von Parameter zur Steuerung und Gestaltung der generierten Graphiken. Neben Achsenskalierung und Schrift- und Bildgröße für die Plots von FFT, AMA und RMA werden hier auch die berechneten Interaktionsmoden für die entsprechende Auswertung mit Hochdruck- (HP), Niederdrucktrigger (LP) und RSA (SUM) angegeben.

Anschließend erfolgt die Erstellung der benötigten Unterordner und etwaiger Suffixe. Danach werden die zuvor eingegebenen Parameter in den entsprechenden Input-Files gespeichert, die von den Unterprogrammen benötigt werden.

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% Paths -----
filesFFT = 'dirfile.dat';           % Name of file with FFT directories
nameFFT = 'All_fft_mat_';          % Suffix of FFT files
nameRMA = 'TP_1_RMA_';             % Suffix of DLR converted raw-Data files
create_plots = mkdir('PLOTS');     % create folder for plots
create_ps = mkdir('PLOTS\postscript'); % create folder for eps-plots
create_save = mkdir('save');       % create folder for pla_poli-files

% main directory from actual path of this file
[maindir,filename] = fileparts(mfilename('fullpath'));
if maindir(end) ~= TP(end)
    disp('ERROR: Wrong TP number!')
    disp('      Check directory or input parameter "TP"!')
    break
end

% Root depending on HP or LP or RSA
pathHPLP = maindir(1:end-4);
if pathHPLP(end-1) == 'P' && S_analysis == 3
    disp('ERROR: Wrong directory structure!')
    disp('      Check directory (HP/LP/SUM) or switch "S_analysis"!')
    break
elseif pathHPLP(end-1) ~= 'P' && S_analysis == 1
    disp('ERROR: Wrong directory structure!')
    disp('      Check directory (HP/LP/SUM) or switch "S_analysis"!')
    break
elseif pathHPLP(end-1) ~= 'P' && S_analysis == 2
    disp('ERROR: Wrong directory structure!')
    disp('      Check directory (HP/LP/SUM) or switch "S_analysis"!')
    break
elseif pathHPLP(end-2) ~= 'H' && S_analysis == 1
    disp('ERROR: Wrong directory structure!')
    disp('      Check directory (HP/LP/SUM) or switch "S_analysis"!')
    break
elseif pathHPLP(end-2) ~= 'L' && S_analysis == 2
    disp('ERROR: Wrong directory structure!')
    disp('      Check directory (HP/LP/SUM) or switch "S_analysis"!')
    break
end

% Root of DLR-converted raw-Data with suffix \RMA_ (depending on HP/LP/RSA)
if pathHPLP(end-1) == 'P'
    pathRMA = [maindir(1:end-7) 'Data_of_traverse_steps\RMA_'];
else
    pathRMA = [maindir(1:end-8) 'Data_of_traverse_steps\RMA_'];
end

% Root in which to save pla-files with suffix \pla
pathPLA = [maindir 'save\pla'];

%%% Save Input-Files -----
switch S_analysis
case 1 % HP
    trig = trig_HP;
    trig_level = trig_HP_lv;
    blades = blades_HP;
    BPF = BPF_HP;
    [cuton] = sub_cuton_modes(max_mode,rma_flow,radius,BPF);
    mode_cuton = (cuton(1,n_order+1):cuton(2,n_order+1));
case 2 % LP
    trig = trig_LP;
    trig_level = trig_LP_lv;
    blades = blades_LP;
    BPF = BPF_LP;
    [cuton] = sub_cuton_modes(max_mode,rma_flow,radius,BPF);
    mode_cuton = (cuton(1,n_order+1):cuton(2,n_order+1));
case 3 % SUM
    blades = VPT_np;
    BPF = BPF_HP+BPF_LP;
    [cuton] = sub_cuton_modes(max_mode,rma_flow,radius,BPF);
    mode_cuton = (cuton(1,n_order+1):cuton(2,n_order+1));
end

% save input_data.dat
fidi = fopen('input_data.dat','w+');
```

```

fprintf(fid_i, '%d\n', fs, nmic, pos, pos, max_mode);
fprintf(fid_i, '%s\n', TP, pathHPLP, nameFFT, filesFFT, ['_' num2str(BPF)]);
fclose(fid_i);
% save pla_poli.dat
switch S_analysis
    case {1,2} % HP or LP
        fidp = fopen('pla_poli.dat', 'w+');
        fprintf(fidp, '%d\n', nmic, trig, refmic(1), refmic(2), oversamp, ...
            nperiod, nn, numrev, pos, trig_level);
        fprintf(fidp, '%s\n', pathRMA, nameRMA, pathPLA);
        fclose(fidp);
    case 3 % SUM
        fidp = fopen('pla_twotrigger.dat', 'w+');
        fprintf(fidp, '%d\n', nmic, trig_HP, trig_LP, refmic(1), refmic(2), ...
            nperiod, nn, numrev, pos, trig_HP_lv, trig_LP_lv, blades_HP, ...
            blades_LP, fs, nextpow2(Nfft));
        fprintf(fidp, '%f\n', VPT_tol);
        fprintf(fidp, '%d\n', VPT_control, VPT_np);
        fprintf(fidp, '%s\n', pathRMA, nameRMA, pathPLA);
        fclose(fidp);
end
% save data_CUTON_modes.txt
savecuton=[maindir '\PLOTS\' font_plot{10} '_data_CUTON_modes_f' ...
    num2str(BPF) '_d' num2str(rma_flow(1)) '.txt'];
svcuton(1,1:length(cuton(1,:))=0:length(cuton(1,:))-1;
svcuton(2:3,1:length(cuton(1,:))=cuton;
save (savecuton, '-ascii', '-tabs', 'svcuton');
% save list.dat
% mics are arranged azimuthally with a delta angle of 6°
% specific mic number must have the right angle (position -> 'poslist')
switch S_phi_dir
    case 1 % positive phi in direction of traverse
        poslist(1:180,1)=1:1:180; % odd mic numbers from 1 to 180
        poslist(1:177,2)=4:1:180; % even mic numbers start from position
        poslist(178:180,2)=1:1:3; % 4, up to 180,1,2,3
    case 2 % positive phi in counter-direction of traverse
        poslist(1,1)=1; % odd mic numbers start from position
        poslist(2:180,1)=180:-1:2; % 1, then 180 down to 2
        poslist(1:4,2)=4:-1:1; % even mic numbers start from position
        poslist(5:180,2)=180:-1:5; % 4,3,2,1, 180 down to 5
end
fidpo = fopen('list.dat', 'w+');
for po=1:length(poslist(:,1))
    fprintf(fidpo, '%d\t %d\n', poslist(po,1), poslist(po,2));
end
fclose(fidpo);

%%% Set global plot properties -----
set(0, 'DefaultFigureRenderer', 'painters')
set(0, 'DefaultFigureUnits', 'centimeters')
set(0, 'DefaultFigurePaperUnits', 'centimeters')
set(0, 'DefaultAxesTickDir', font_plot{9})
set(0, 'DefaultAxesFontName', font_plot{3})
set(0, 'DefaultAxesFontSize', font_plot{2})

disp('*****')
disp(['Analyzing testpoint "' font_plot{10} '"'])
disp('*****')

```

Im ersten Teil des Abschnitts “Save Input-Files” werden dabei abhängig vom gesetzten Schalter „S_analysis“ die entsprechenden Cut-On Grenzen berechnet. Dazu wird das Unterprogramm sub_cuton_modes.m ausgeführt, wo mit den Eigenwerten des Strömungskanals und den Strömungsparametern die ausbreitungsfähigen Umfangs- und Radialmoden in einem eigenen Text-File (TTTF_###_data_CUTON_modes_f####_d##.txt) im Unterordner \PLOTS abgespeichert.

Abhängig vom Schalter „S_phi_dir“ wird entsprechende Positionsliste („list.dat“) für die AMA für das Zusammenfassen der beiden Mikrofonreihen auf eine Reihe erstellt. Enthält zwei Spalten mit Winkelpositionen, erste Spalte für ungerade Mikrofonnummern, zweite für gerade Mikrofonnummern. Ist abhängig von der Traversierungsrichtung!

Sind alle Eingabeparameter abgespeichert, werden abhängig von den zuvor gesetzten Schaltern die entsprechenden Unterprogramme der verschiedenen Analysen aufgerufen und ausgeführt.

```

%% Adaptive Resampling and Phase Averaging %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% pla_poli.exe compiled from pla_poli.f90
% pla_RSA.exe compiled from pla_twotriggger.f90
switch S_PLA
  case 1
    switch S_analysis
      case {1,2}
        if create_save == 1
          system('pla_poli.exe')
        else
          disp('ERROR: Create folder "save"');
        end
      case 3
        if create_save == 1
          system('pla_RSA.exe')
        else
          disp('ERROR: Create folder "save"');
        end
      end
    end
  end

%% Fast Fourier Transform (FFT) %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
switch S_FFT
  case 1
    fft_all(Nfft,blades,BPF_HP,BPF_LP,fft_plot,font_plot,S_analysis)
  case 2
    fft_ref(Nfft,blades,BPF_HP,BPF_LP,fft_plot,font_plot,S_analysis)
  case 3
    fft_ref(Nfft,blades,BPF_HP,BPF_LP,fft_plot,font_plot,S_analysis)
    fft_all(Nfft,blades,BPF_HP,BPF_LP,fft_plot,font_plot,S_analysis)
  end

%% Azimuthal Mode Analysis (AMA) %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% AMA_aus_fft_no_ref.exe compiled from AMA_aus_fft_no_ref.f90 (DLR-like)
% AMA_aus_fft.exe compiled from AMA_aus_fft.f90 (TUG-like)
switch S_AMA
  case 1
    system('AMA_aus_fft_no_ref.exe')
    AMA_for_RMA_mat(mode_cuton,mode_int,ama_plot,font_plot,0)
    refcase = 0;
    save refcase refcase
  case 2
    for refn = 1:2
      fida = fopen('dirfile.dat');
      dirs = textscan(fida, '%s %s');
      dirs{1,1}{25,1}(10:11)=int2str(refmic(refn));
      fclose(fida);
      fidb = fopen('dirfile.dat', 'w+');
      for st=1:length(dirs{1,1})
        fprintf(fidb, '%s\t %s\n', dirs{1,1}{st,1}, dirs{1,2}{st,1});
      end
      fclose(fidb);

      system('AMA_aus_fft.exe')
      AMA_for_RMA_mat(mode_cuton,mode_int,ama_plot,font_plot,refmic(refn))
    end
    refcase = 1;
    save refcase refcase
  end

%% Radial Mode Analysis (RMA) %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
switch S_RMA
  case 1
    switch S_AMA
      case 0
        load refcase
        if refcase == 0
          RMA_aus_AMA_swirl(rma_flow,radius,rma_plot,font_plot,0,rma_calc)
        elseif refcase == 1
          for refn = 1:2
            RMA_aus_AMA_swirl(rma_flow,radius,rma_plot,font_plot,refmic(refn),rma_calc)
          end
        else

```

```
        disp('ERROR: First run AMA before RMA!')
    end
    case 1
        RMA_aus_AMA_swirl(rma_flow, radius, rma_plot, font_plot, 0, rma_calc)
    case 2
        for refn = 1:2
RMA_aus_AMA_swirl(rma_flow, radius, rma_plot, font_plot, refmic(refn), rma_calc)
            end
        end
    end

%% Reset plot properties to default values
set(0, 'DefaultFigureUnits', 'pixels')
set(0, 'DefaultFigurePaperUnits', 'inches')
set(0, 'DefaultAxesTickDir', 'in')
set(0, 'DefaultAxesFontName', 'Helvetica')
set(0, 'DefaultAxesFontSize', 10)

disp('*****')
disp(['Acoustic analysis for testpoint "' font_plot{10} '" completed'])
disp('*****')
```

Unterprogramme

- Werden für Hauptprogramm „Acoustic_Analysis_TTTF.m“ benötigt
- Müssen zusammen mit „Acoustic_Analysis_TTTF.m“ im selben Ordner liegen (siehe Abbildung 0.1)
- Werden vom Hauptprogramm automatisch aufgerufen und ausgeführt

„pla_poli.f90“ und „pla_RSA.f90“

- Quelldateien (FORTRAN) für Adaptive Neuabtastung und Phasenmittelung
- Kompilierte Programme:
 - o pla_poli.exe ... Phasenmittelung mit HP- oder LP-Trigger
 - o pla_RSA.exe ... Rotor Synchronic Averaging
- Detaillierte Beschreibung in [39]
- Änderungen gegenüber [39] im Code:
 - o Zusätzliche Schleife für zweites Referenzmikrofon. Bei Ausführung des kompilierten Unterprogramms „pla_poli.exe“ werden alle Mikrofondaten (von allen Array-Mikrofonen und beider Referenzmikros) neu abgetastet.

„fft_all.m“ und „fft_ref.m“

- Matlab-Funktion für Frequenzanalyse (Fast Fourier Transformation)
 - o fft_all.m ... FFT der 24 Signale vom Mikrofonarray an der Kanalaußenwand
 - o fft_ref.m ... FFT der 2 Signale der Referenzmikrofone an der Kanalinnenwand
- Benötigte Dateien:
 - o ord.dat ... Datei mit Winkeldifferenzen zwischen den beiden Mikrofonreihen
 - o sub_exchange.m ... Matlab Subroutine, ersetzt „.“ durch „-“
- Detaillierte Beschreibung in [39]
- Änderungen gegenüber [39] im Code:
 - o Umwandlung des Skripts in eine Matlab-Funktion als Subroutine des Hauptprogramms „Acoustic_Analysis_TTTF.m“
 - o Ablösung der Subroutine „sub_freq“ durch entsprechende Parameterübergabe aus dem Hauptprogramm
 - o Schaltbare Möglichkeit zur Anwendung verschiedener Fensterfunktionen
 - o „fft_all“: Zusätzlich zur Mittelung der Schalldrücke und Plots über alle Mikrofone des Arrays an der Kanalaußenwand Plots für beide Mikrofon-Arrays separat
 - o „fft_ref“: Auswertung für beide Referenzmikrofone gleichzeitig
 - o Einheitliche Plotparameter aus Hauptprogramm und einheitliche Dateinamen bei Abspeicherung als Matlab-Figure *.fig und Vektorgraphik *.emf und *.eps

„AMA_aus_fft_no_ref.f90“ und „AMA_aus_fft.f90“

- Quelldateien (FORTRAN) für Azimutalmodenanalyse aus den komplexen Schalldrücken aus dem Ergebnis der FFT

- Kompilierte Programme:
 - o `AMA_aus_fft.exe` ... AMA mit Kreuzkorrelationsverfahren (mit Referenzmikrofone)
 - o `AMA_aus_fft_no_ref.exe` ... AMA ohne Referenzmikrofone
- Benötigte Dateien:
 - o `list2.dat` ... Winkelposition für richtigen Ordnernamen der FFT
 - o `dirfile.dat` ... Ordnernamen, wo FFT Ergebnisse abgespeichert sind
- Detaillierte Beschreibung in [39]
- Änderungen gegenüber [39] im Code:
 - o Entfernung der „list3.dat“, da gleicher Input wie „list.dat“
 - o „...aus_fft_no_ref.f90“: Berechnung und Ausgabe der absoluten Azimutalamplituden nach Gleichung 6 in [26]
 - o „...aus_fft_no_ref.f90“: Einlesen der Messdaten des Referenzmikrofons entfernt
 - o „...aus_fft.f90“: Berechnung und Ausgabe der absoluten Azimutalamplituden nach Gleichung 17 in [26]

„AMA_for_RMA_mat.m“

- Matlab-Funktion für Verarbeitung der Ergebnisse aus der Azimutalmodenanalyse und Erstellung der Plots
- Detaillierte Beschreibung in [39]
- Änderungen gegenüber [39] im Code:
 - o Umwandlung des Skripts in eine Matlab-Funktion als Subroutine des Hauptprogramms „Acoustic_Analysis_TTTF.m“
 - o Korrektur der Berechnung des SPL-Summenpegels über alle Cut-On Moden
 - o Dateiname des Ausgabefiles für die RMA bezüglich der beiden Mikrofonarrays geändert (12A, 12B)
 - o Plots mit Darstellung der einzelnen Schalldruckpegel für alle Mikrofone sowie separat für beide Mikrofonarrays (12A, 12B)
 - o Einheitliche Plotparameter aus Hauptprogramm und einheitliche Dateinamen bei Abspeicherung als Matlab-Figure *.fig und Vektorgraphik *.emf und *.eps
 - o Zusätzliche Abspeicherung aller Schalldruckpegel sowohl an jeder Umfangsmode für jedes Mikrofon, als auch des Summenpegels über alle Cut-On Moden in einem Text-File `TTTF_###_data_AMA_SPL_dB_f####_#.txt` im Unterordner `\PLOTS`

„RMA_aus_AMA_swirl.m“

- Matlab-Funktion für Radialmodenanalyse aus AMA-Ergebnis
- Benötigte Dateien:
 - o `eigenw.dat` ... beinhaltet Eigenwert-Koeffizienten σ_{mn} und Q_{mn} , nur gültig für ein Nabenverhältnis (eine Geometrie)!
Quelldatei: `Akustik_Eigenwerte.m`
 - o `lsqrSOL.m` ... Matlab-Funktion für Least-Mean-Square-Fitting nach [27] von <http://www.stanford.edu/group/SOL/software/lsqr.html> [09/2013]

- Detaillierte Beschreibung in [39]
- Änderungen gegenüber [39] im Code:
 - o Umwandlung des Skripts in eine Matlab-Funktion als Subroutine des Hauptprogramms „Acoustic_Analysis_TTTF.m“
 - o Korrektur der Berechnung des PWL-Summenpegels über alle Cut-On Moden
 - o Korrektur der Drall-Definition
 - o Zusätzliche LSQR-Subroutine mit schaltbarem Regulierungsfaktor
 - o Anpassung der Matrixkoeffizienten W_{mn} an jeweiliger Traversierungsrichtung, nach Gleichung 12.39 in [17]
 - o Kompakte „Colormap“-Plots mit Darstellung von jeweils SPL und PWL für jede Azimutal- und Radialmode (siehe ergänzende Diagramme)
 - o Balkenplots der Azimutalmodenverteilungen an jeder Radialmode
 - o Einheitliche Plotparameter aus Hauptprogramm und einheitliche Dateinamen bei Abspeicherung als Matlab-Figure *.fig und Vektorgraphik *.emf und *.eps
 - o Zusätzliche Abspeicherung aller Schalldruckpegel an jeder Umfangs- und Radialmode für jedes Mikrofon in einem Text-File
TTTF_###_data_RMA_SPL_dB_f#####_#.txt im Unterordner \PLOTS
 - o Zusätzliche Abspeicherung aller Schalleistungspegel an jeder Umfangs- und Radialmode für jedes Mikrofon sowie der Summenpegel in einem Text-File
TTTF_###_data_RMA_PWL_dB_f#####_#.txt im Unterordner \PLOTS

„RMA_aus_p_swirl.m“

- Neue Matlab-Funktion für Radialmodenanalyse aus dem komplexen Schalldruck aus FFT, ohne Umweg über AMA (ergibt dasselbe Ergebnis!)
- Entsprechende Änderung der Bestimmung der Matrixkoeffizienten W_{mn}
- Ansonsten gleicher Aufbau und Output wie „RMA_aus_AMA_swirl.m“

„sub_cuton_modes.m“

- Neue Matlab-Funktion für die Bestimmung der ausbreitungsfähigen Azimutalmoden an jeder Radialmode
- Abhängig von Strömungsparameter (Drall!) und Kanalgeometrie (Eigenwerte!)
- Speichert Werte in TTTF_###_data_CUTON_modes_f#####_d###.txt im Unterordner \PLOTS ab

Ergänzende Routinen

- Eigenständige Matlab-Programme:
 „BetriebsdatenMittelung.m“, „Compare_Plots_TPs.m“, „Compare_Plots_TMTFs.m“,
 „Compare_all_interactions.m“, „Compare_Total_levels.m”

„BetriebsdatenMittelung.m“

- Neues Matlab-Programm zur Mittelung der während der Versuchsfahrten aufgezeichneten Betriebsdaten aus den Log-Dateien von LabView
- Ausführung sinnvoll vor Ausführung des Hauptprogramms „Acoustic_Analysis_TTTF.m“
- Benötigte Dateien:
 - o BTLY_OLD.txt ... beinhaltet Daten des Hochdruckrotors
 - o BTLY_NEW.txt ... beinhaltet Daten des Niederdruckrotors
- Muss im gleichen Ordner wie die beiden Input-Files liegen
- Ausgabe:
 - o Betriebsdaten_gemittelt.txt im selben Ordner wie das Programm selbst
 - o Ergebnisse werden bei mehrmaliger Ausführung im oben genannten File angehängt und nicht überschrieben
 - o Ausgabe der mittleren Drehzahl, Blattfolgefrequenz und Parameter für die adaptive Neuabtastung und Phasenmittelung
- Beispiel: Betriebspunkt Sideline:

Eingabebereich im Matlab-Script:

```

%% INPUT PARAMETERS
testpoint = 'Side';           % name/number of testpoint (must be a string)
messzeit = 90;                % measurement time in minutes
ts = 1.6;                     % Sampling time (from LabView) in seconds (app. 1.6s)
                              % If an error occurs, try to increase 'ts'.
HPT_rpm_soll = 11150;         % expected HP-RPM of testpoint
HPT_delta_rpm = 20;          % +/- delta rpm of 'HPT_rpm_soll', absolute rpm

LPT_rpm_soll = 3550;          % expected LP-RPM of testpoint
LPT_delta_rpm = 20;          % +/- delta rpm of 'LPT_rpm_soll', absolute rpm

save_results = 0;             % switch for saving results to output-file:
                              % 0 ... results will not be saved
                              % 1 ... results will be appended to the end of the
                              % outputfile (nothing will be overwritten)

%%% END MANUAL INPUT %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

Ausgabe-File: Betriebsdaten_gemittelt.txt

```

-----
TESTPOINT:      Side

HPT-data for acoustic analysis:
  mean rpm:      11160.07
  max rpm:       11160.07 + 0.09 %
  min rpm:       11160.07 - 0.13 %
  nperiod:       3720.02
  nn:            256
  1.BPF:         6696.04 Hz

LPT-data for acoustic analysis:
  mean rpm:      3549.60
  max rpm:       3549.60 + 0.18 %
  min rpm:       3549.60 - 0.25 %
  nperiod:       1183.20
  nn:            512
  1.BPF:         4259.52 Hz
-----

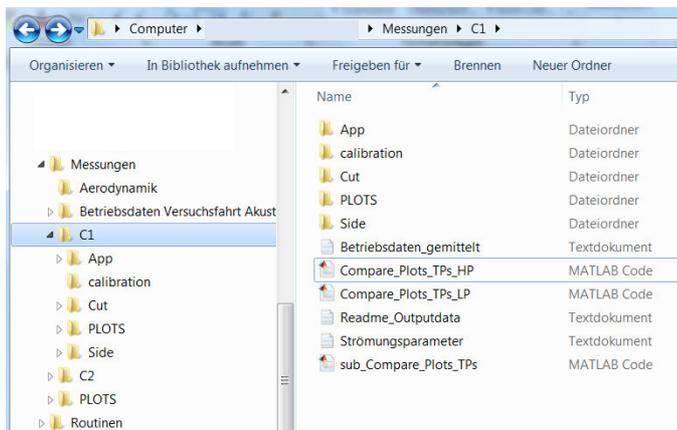
```

Routinen zur Erstellung von Vergleich-Plots (Zusammenfügen mehrerer Ergebnisse)

- Ausführung nur nach erfolgreicher Auswertung mit Hauptprogramm „Acoustic_Analysis_TTTF.m“
- Reihenfolge:
 - o 1. Compare_Plots_TPs.m für z.B. HP- und LP-Trigger
 - o 2. Compare_Plots_TMTFs.m einzeln für alle Betriebspunkte und HP- und LP-Trigger
 - o 3. Compare_all_interactions.m
 - o 4. Compare_Total_levels.m

Vergleich verschiedener Betriebspunkte bei einem Turbinenübergangskanal: „Compare_Plots_TPs.m“

- Vergleicht die Ergebnisse bei verschiedenen Betriebspunkten
- Fügt die jeweiligen Ergebnisse aus FFT, AMA, RMA zusammen
- Benötigte Dateien:
 - o Ergebnisse von FFT, AMA und RMA an den entsprechenden Betriebspunkten (hier: in Ordner App, Cut, Side)
 - o sub_Compare_Plots_TPs ... Unterprogramm für Erstellung der Plots
- Ordnerstruktur:



- Ausgabe der Plots in Unterordner \PLOTS (wird automatisch erstellt)
- Eingabebereich im Matlab-Script: hier müssen unter anderem die jeweiligen Unterordner für die darzustellenden Betriebspunkte („fig_dir“) und die dazugehörigen BPFs, Drallwerte, etc. angegeben werden. Die nachfolgenden Plotparameter können wie im Hauptprogramm verändert werden (z.B. Achsenskalierung).

```

%% INPUT PARAMETERS - COMPARISON BETWEEN TESTPOINTS OF ONE TMTF
plot_fft = 1;          % plot FFT-comparison (0...off | 1...on)
plot_ama = 1;          % plot AMA-comparison (0...off | 1...on)
plot_rma = 1;          % plot RMA-comparison (0...off | 1...on)
plot_int = 1;          % extra plot with modes with interactions, set only
                        % in combination with 'plot_ama' or 'plot_rma'!
                        % (0...off | 1...on)

turbine = 'HP';        % choosing analysis mode: 'HP', 'LP', 'SUM'
refmic = 'no_ref';     % choosing reference mic: 'no_ref', 'ref25', 'ref26'
amamics = '12B';       % choosing mics for AMA: '24', '12A', '12B'

% directions, from which to select the plots for comparison: change 'TP_X'!
% if wanted, add more directions to 'fig_dir{XX} = ...'

```

```

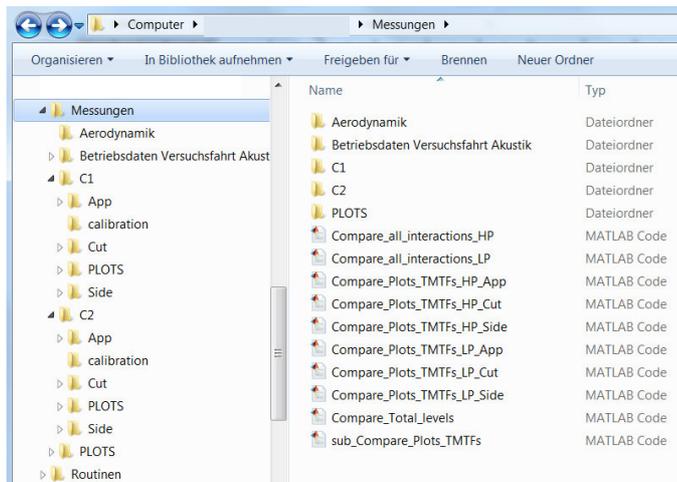
fig_dir{1} = ['App\TP_1\' turbine \'TP_1'];
fig_dir{2} = ['Cut\TP_1\' turbine \'TP_1'];
fig_dir{3} = ['Side\TP_1\' turbine \'TP_1'];

% BPFs of evaluated directions; must be the same length as 'fig_dir'
BPF{1} = '6342'; % BPF of 1st evaluated direction
BPF{2} = '6678'; % BPF of 2nd evaluated direction
BPF{3} = '6696'; % BPF of 3rd evaluated direction
% suffix for testpoints
TTF{1} = 'TTF_l11'; % Approach
TTF{2} = 'TTF_l12'; % Cutback
TTF{3} = 'TTF_l13'; % Sideline
% swirl for testpoints
swirl{1} = '58'; % Approach
swirl{2} = '43'; % Cutback
swirl{3} = '13'; % Sideline

```

Vergleich verschiedener Turbinenübergangskanäle: „Compare_Plots_TMTFs.m“

- Vergleicht die Ergebnisse bei verschiedenen Turbinenübergangskanäle an einem Betriebspunkt
- Fügt die jeweiligen Ergebnisse aus FFT, AMA, RMA zusammen
- Benötigte Dateien:
 - o Ergebnisse von FFT, AMA und RMA am entsprechenden Betriebspunkt (hier: in Ordner App, Cut, Side)
 - o sub_Compare_Plots_TMTFs ... Unterprogramm für Erstellung der Plots
- Ordnerstruktur:



- Ausgabe der Plots in Unterordner \PLOTS (wird automatisch erstellt)
- Eingabebereich im Matlab-Script: hier müssen unter anderem die jeweiligen Unterordner für die darzustellenden Turbinenübergangskanäle („C_dir“) und die dazugehörigen BPFs, Drallwerte, etc. angegeben werden. Die nachfolgenden Plotparameter können wie im Hauptprogramm verändert werden (z.B. Achsenskalierung).

```

%% INPUT PARAMETERS - COMPARISON BETWEEN TMTFs
plot_fft = 1; % plot FFT-comparison (0...off | 1...on)
plot_ama = 1; % plot AMA-comparison (0...off | 1...on)
plot_rma = 1; % plot RMA-comparison (0...off | 1...on)
plot_int = 1; % extra plot with modes with interactions, set only
% in combination with 'plot_ama' or 'plot_rma!'
% (0...off | 1...on)

testpoint = 'App'; % choosing testpoint: 'App', 'Cut', 'Side'
turbine = 'HP'; % choosing analysis mode: 'HP', 'LP', 'SUM'
refmic = 'no_ref'; % choosing reference mic: 'no_ref', 'ref25', 'ref26'
amamics = '12B'; % choosing mics for AMA: '24', '12A', '12B'

```

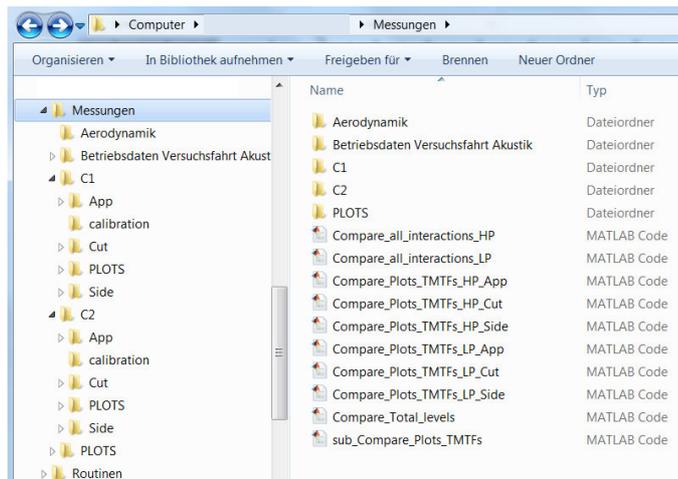
```

% directories, from which to select the plots for comparison: change 'TP_X'!
% if wanted, add more directories to 'C_dir{XX} = ...'
C_dir{1} = ['TP_1\' turbine '\TP_1'];
C_dir{2} = ['TP_1\' turbine '\TP_1'];
% BPFs of evaluated directories; must be the same length as 'fig_dir'
BPF{1} = '6342';           % BPF of 1st evaluated directory
BPF{2} = '6354';           % BPF of 2nd evaluated directory
% suffix for testpoints
TTF{1} = 'TTF_111';       % TP of 1st evaluated directory
TTF{2} = 'TTF_121';       % TP of 2nd evaluated directory
% swirl for testpoints
swirl{1} = '58';           % swirl of 1st evaluated directory
swirl{2} = '54';           % swirl of 2nd evaluated directory

```

Vergleich der Interaktionsmoden verschiedener Turbinenübergangskanäle bei unterschiedlichen Betriebspunkten: „Compare_all_interactions.m“

- Vergleicht die Ergebnisse an den Interaktionsmoden bei verschiedenen Turbinenübergangskanäle und unterschiedlichen Betriebspunkten
- Fügt die jeweiligen Ergebnisse aus FFT, AMA, RMA zusammen
- Benötigte Dateien:
 - o Ergebnisse bei den entsprechenden TMTF-Setups und Betriebspunkten aus „Compare_Plots_TMTFs.m“ im Unterordner \PLOTS
- Ordnerstruktur:



- Ausgabe der Plots in Unterordner \PLOTS
- Eingabebereich im Matlab-Script: hier müssen unter anderem die jeweiligen Bezeichnungen der Unterordner (Turbinenübergangskanäle und Betriebspunkte) angegeben werden. Die nachfolgenden Plotparameter können wie im Hauptprogramm verändert werden (z.B. Achsenskalierung).

```

%% INPUT PARAMETERS - COMPARISON BETWEEN TESTPOINTS OF ONE TMTF
plot_fft = 1;           % plot FFT-comparison (0...off | 1...on)
plot_ama = 1;           % plot AMA-comparison (0...off | 1...on)
plot_rma = 1;           % plot RMA-comparison (0...off | 1...on)
strigger = 1;           % 1...HP | 2...LP

refmic = 'no_ref';      % choosing reference mic: 'no_ref', 'ref25', 'ref26'
amamics = '12B';        % choosing mics for AMA: '24', '12A', '12B'

% Testpoints for comparison (add more if needed)
TP{1} = 'App';
TP{2} = 'Cut';
TP{3} = 'Side';

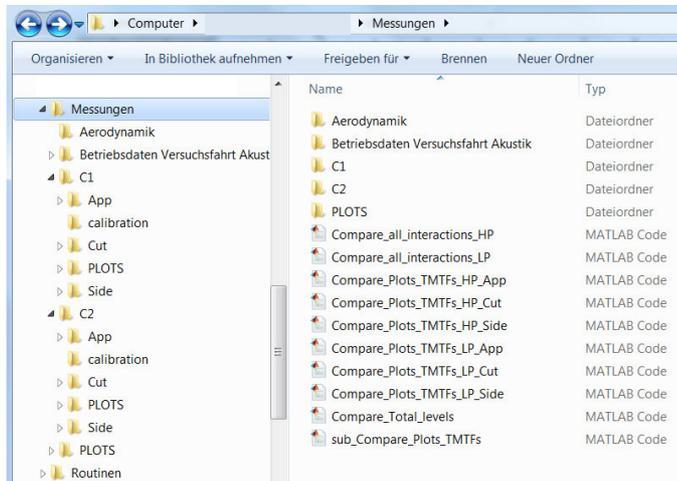
% TMTF-setups for comparison (add more if needed)
C_setup{1} = 'C1';

```

```
C_setup{2} = 'C2';
% Trigger for comparison (add more if needed)
trigger{1} = 'HP';
trigger{2} = 'LP';
```

Vergleich der Summenpegel verschiedener Turbinenübergangskanäle bei unterschiedlichen Betriebspunkten: „Compare_Total_levels.m“

- Vergleicht die Ergebnisse der Summenpegel (SPL und PWL) bei verschiedenen Turbinenübergangskanäle und unterschiedlichen Betriebspunkten
- Fügt die jeweiligen Ergebnisse aus FFT, AMA, RMA zusammen
- Benötigte Dateien:
 - o Ergebnisse bei den entsprechenden TMTF-Setups und Betriebspunkten aus „Compare_Plots_TMTFs.m“ und „Compare_all_interactions.m“ im Unterordner \PLOTS
- Ordnerstruktur:



- Ausgabe der Plots in Unterordner \PLOTS
- Eingabebereich im Matlab-Script: hier müssen unter anderem die jeweiligen Bezeichnungen der Unterordner (Turbinenübergangskanäle und Betriebspunkte) angegeben werden. Die nachfolgenden Plotparameter können wie im Hauptprogramm verändert werden (z.B. Achsenskalierung).

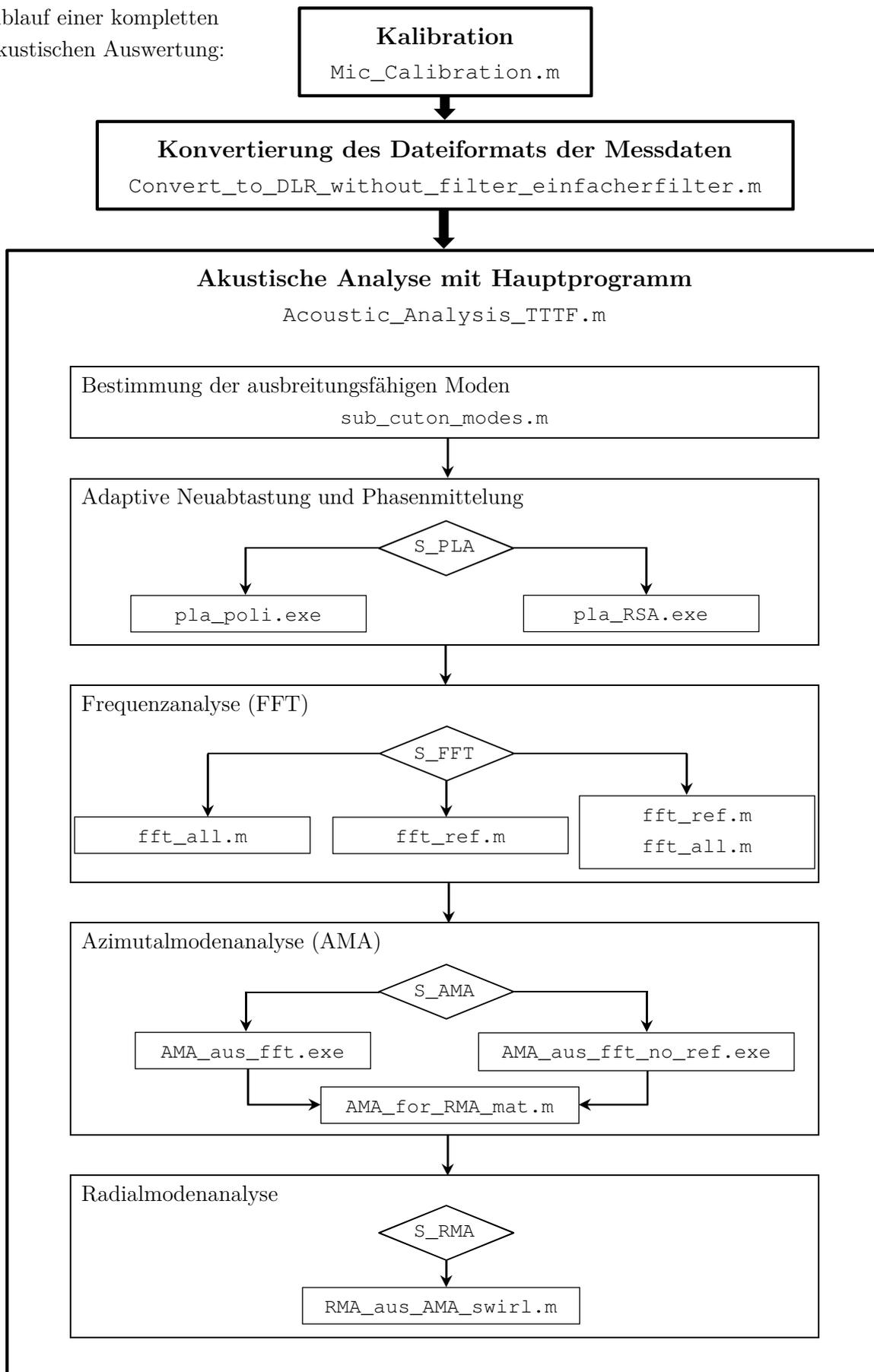
```
%% INPUT PARAMETERS - COMPARISON BETWEEN TESTPOINTS OF ONE TMTF
plot_ama = 1;          % plot AMA-comparison (0...off | 1...on)
plot_rma = 1;          % plot RMA-comparison (0...off | 1...on)

refmic = 'no_ref';    % choosing reference mic: 'no_ref', 'ref25', 'ref26'
anamics = '12B';      % choosing mics for AMA: '24', '12A', '12B'

% Testpoints for comparison (add more if needed)
TP{1} = 'App';
TP{2} = 'Cut';
TP{3} = 'Side';
% TMTF-setups for comparison (add more if needed)
C_setup{1} = 'C1';
C_setup{2} = 'C2';
% Trigger for comparison (add more if needed)
trigger{1} = 'HP';
trigger{2} = 'LP';
```

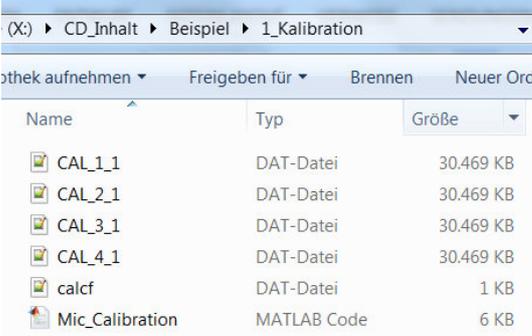
Flussdiagramm

Ablauf einer kompletten akustischen Auswertung:

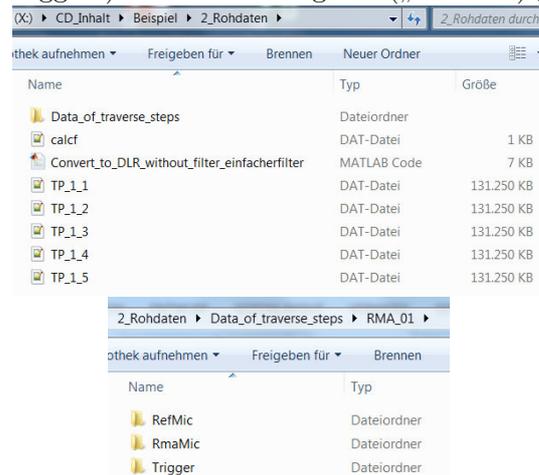


Beispiel zur Auswertung

In diesem Abschnitt soll anhand eines kurzen Beispiels der Ablauf einer akustischen Auswertung und die Anwendung der vorgestellten Routinen dargestellt werden. Auf der beiliegenden DVD sind dazu die für die Beispiele benötigten Dateien vorhanden. Für die Ermittlung der Kalibrierfunktion und der Konvertierung der Rohdaten werden dabei anstatt den 24 Mikrofonen an 180 Messpositionen nur 4 Mikrofone an 5 Umfangspositionen verwendet, um die ansonsten recht groß anfallende Datenmenge für diese Beispiele übersichtlich zu gestalten. Aus demselben Grund wird daher die adaptive Neuabtastung und Phasenmittelung nicht explizit ausgeführt, sondern nur deren Ergebnis an einem Betriebspunkt angegeben, sodass für das Beispiel eine nachfolgende FFT und anschließende Modenanalysen wieder für 24 Mikrofone an 180 Messpositionen durchgeführt werden kann.

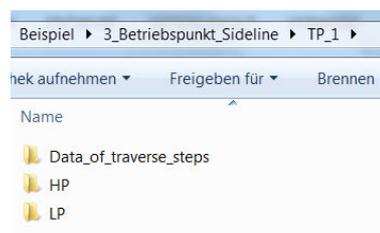
1.	Ermittlung der Kalibrierfunktion der Mikrofone: Beschreibung siehe [39]
	<ul style="list-style-type: none"> a. Das Eingabefile <code>Mic_Calibration.m</code> liegt zusammen mit den aus der Kalibrierung gespeicherten Dateien <code>CAL_1_1.dat</code> bis <code>CAL_4_1.dat</code> für die vier verwendeten Mikrofone im Ordner „1_Kalibration“. b. In <code>Mic_Calibration.m</code> in Matlab ist unter „db_corr“ die Umgebungsdruckkorrektur in dB einzugeben, die bei der Kalibrierung der Mikrofone vom Barometer (liegt dem Pistonphon bei) abgelesen wurde. c. Zusätzlich muss der Pfad des Ordners „1_Kalibration“ angegeben werden. d. Kontrolle der übrigen einzugebenden Parameter. e. Danach Ausführung des Matlab-Programms. f. Wie in der Abbildung ersichtlich, wird die Datei „calcf.dat“ im selben Ordner ausgegeben, das die Korrekturfaktoren für jedes Mikrofon beinhaltet. 
2.	Konvertierung der Messdaten in Dateiformat des DLR: Beschreibung siehe [39]
	<ul style="list-style-type: none"> a. Die Ausgabedatei „calcf.dat“ wird nun in den Ordner „2_Rohdaten“ mit den gemessenen Rohdaten <code>TP_1_1.dat</code> bis <code>TP_1_5.dat</code> für die 5 Umfangspositionen verschoben. b. Im selben Ordner liegt auch das Eingabefile <code>Convert_to_DLR_without_filter_einfacherfilter.m</code> c. Hier muss unter anderem die Anzahl der Umfangspositionen eingegeben werden, hier also „circumf_pos=5“. Die Anzahl der Mikrofone ist wieder „4“. d. Danach folgt die Angabe der verwendeten Kanäle der Referenzmikrofone. In diesem Beispiel setzen wir „ref_mic_1=3“ und „ref_mic_2=4“ (normalerweise belegen die Referenzmikrofone die Kanäle 25 und 26).

- e. Anschließend sind die Triggerkanäle anzugeben. „trig_1“ stellt den HP-Trigger dar und belegt Kanal 27, während der LP-Trigger („trig_2“) den Kanal 28 belegt.
- f. Nach Eingabe des richtigen Pfades des Ordners „2_Rohdaten“ und Kontrolle der übrigen Parameter kann das Matlab-Programm gestartet werden.
- g. Hier wird ein neuer Unterordner „Data_of_traverse_steps“ erstellt, in dem alle konvertierten Rohdaten abgespeichert sind. Diese sind sowohl nach den Umfangspositionen („RMA_01...“) als auch nach Arraymikrofone („RmaMic“), Triggersignale („Trigger“) und Referenzsignale („RefMic“) geordnet.



3. Akustische Auswertung mit neuem Hauptprogramm: Beschreibung siehe oben

- a. Der Ordner „Data_of_traverse_steps“ mit den konvertierten Rohdaten wird nun in den Unterordner „TP_1“ des entsprechenden Betriebspunktes, hier im Ordner „3_Betriebspunkt_Sideline“, verschoben.
- b. In diesem Ordner befinden sich auch die beiden Unterordner „HP“ und „LP“, in denen die entsprechenden Auswertungen mit HP-Trigger oder LP-Trigger stattfinden werden.



- c. In diesem Beispiel wird für die Auswertung der HP-Trigger verwendet. Daher werden die benötigten Routinen (siehe oben, „Acoustic_Analysis_TTTF.m“) in den Unterordner „TP_1“ des Ordners „HP“ kopiert. Damit ist die notwendige Ordnerstruktur für eine erfolgreiche Auswertung gegeben:

Name	Typ	Größe
Acoustic_Analysis_TTTF	MATLAB Code	21 KB
AMA_aus_fft	Anwendung	389 KB
AMA_aus_fft.f90	Fortran Source File	6 KB
AMA_aus_fft_no_ref	Anwendung	385 KB
AMA_aus_fft_no_ref.f90	Fortran Source File	6 KB
AMA_for_RMA_mat	MATLAB Code	14 KB
dirfile	DAT-Datei	1 KB
eigenw	DAT-Datei	11 KB
fft_all	MATLAB Code	13 KB
fft_ref	MATLAB Code	10 KB
list2	DAT-Datei	1 KB
lsqrSOL	MATLAB Code	12 KB
ord	DAT-Datei	1 KB
pla_poli	Anwendung	380 KB
pla_poli.f90	Fortran Source File	17 KB
pla_RSA	Anwendung	429 KB
pla_RSA.f90	Fortran Source File	34 KB
Readme_Outputdata	Textdokument	2 KB
RMA_aus_AMA_swirl	MATLAB Code	29 KB
RMA_aus_p_swirl	MATLAB Code	30 KB
sub_cuton_modes	MATLAB Code	3 KB
sub_exchange	MATLAB Code	1 KB

- d. Nun kann das Hauptprogramm „Acoustic_Analysis_TTTF.m“ geöffnet werden, in dem wie bereits beschrieben alle notwendigen Eingabeparameter anzugeben sind und die entsprechenden Analysen gesteuert werden können.
- e. Zuerst müssen die Schalter für den verwendeten Betriebspunkt und die gewünschten Analysen gesetzt werden. In diesem Beispiel wollen wir die Auswertung mit dem HP-Trigger beim Betriebspunkt Sideline durchführen. Das verwendete TMTF ist dabei „C1“ und der verwendete Drallwert wandnah („A“).

```

%%%% Switches -----
S_analysis = 1; % Switch for analysis-mode
%       1 ... HPT (High Pressure Turbine) analysis
%       2 ... LPT (Low Pressure Turbine) analysis
%       3 ... RSA (Rotor Synchronic Averaging) analysis
S_TMTF = 1; % Switch for TMTF-setup (add more setups if needed)
%       1 ... C1 (MTU)
%       2 ... C2 (Volvo)
S_testpoint = 3; % Switch for observed testpoint (add more testpoints if needed)
%       1 ... Approach
%       2 ... Cutback
%       3 ... Sideline
S_swirl = 'A'; % Switch for used swirl
%       A ... TUG
%       B ... DLR
%       C ... without swirl

```

- f. Bei erstmaliger Ausführung des Scripts müssen die Schalter S_PLA und S_FFT „eingeschaltet“ sein, da wie angegeben die adaptive Neuabtastung und Phasenmittelung zusammen mit der FFT die Basis für die nachfolgenden Modenanalysen bilden. In diesem Beispiel überspringen wir aber die adaptive Neuabtastung und Phasenmittelung (S_PLA=0) und verwenden bereits deren Ergebnis für 24 Mikrofone und 2 Referenzmikrofone an 180 Messpositionen im Ordner „save“.
- g. Beinhaltet der Ordner „save“ die neuabgetasteten Messdaten (26*180=4680 Dateien), kann die FFT durchgeführt werden. Dazu wird der Schalter hier auf „3“ gesetzt, sodass neben den Array-Mikrofonen auch die Referenzmikrofone

berücksichtigt werden. Die AMA setzen wir für dieses Beispiel auf „1“, ohne Berücksichtigung der Referenzmikrofone. Abschließend folgt die RMA.

```
S_PLA = 0; % Switch for Adaptive Resampling and Phase Averaging
% 0 ... off
% 1 ... on

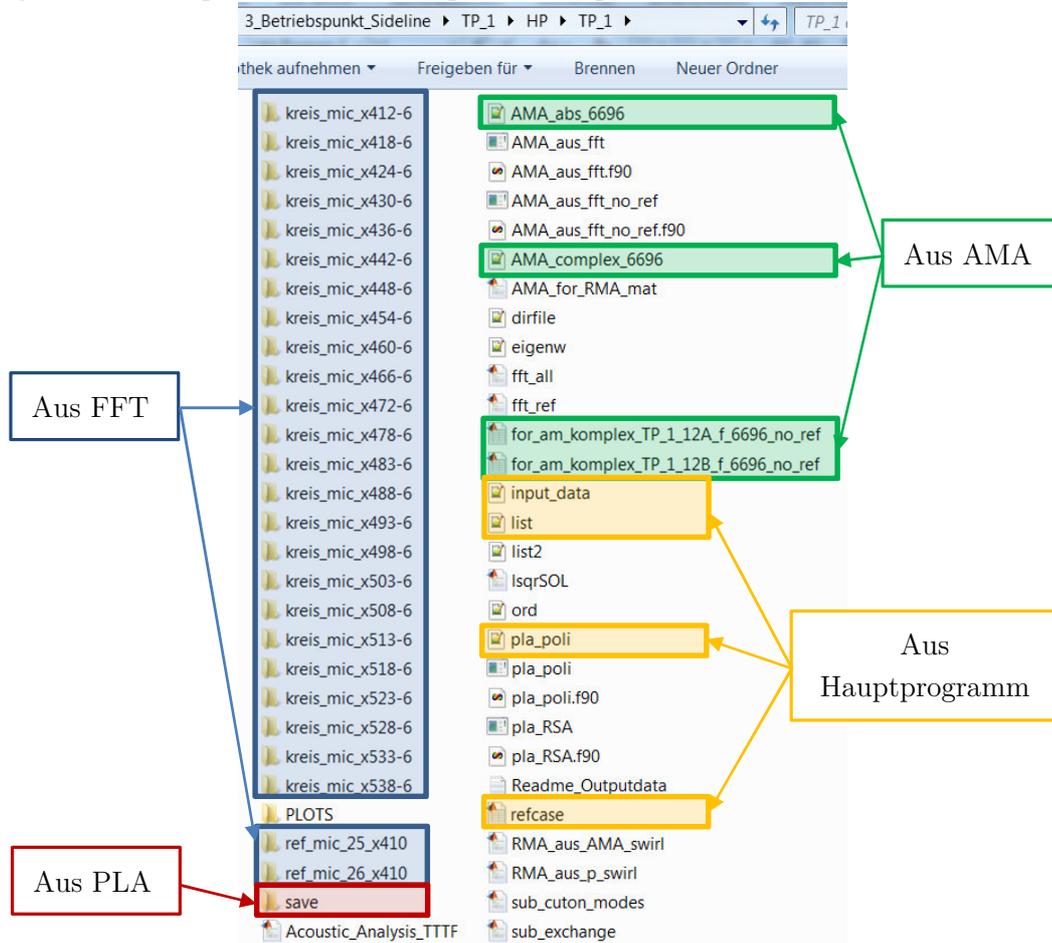
S_FFT = 3; % Switch for FFT
% 0 ... off
% 1 ... FFT with mic array (excluding refmics)
% 2 ... FFT with both reference mics only
% 3 ... both FFTs (mic array and both refmics)

S_AMA = 1; % Switch for AMA
% 0 ... off
% 1 ... mode detection without reference mic (DLR-like)
% 2 ... crosscorrelation with reference mic

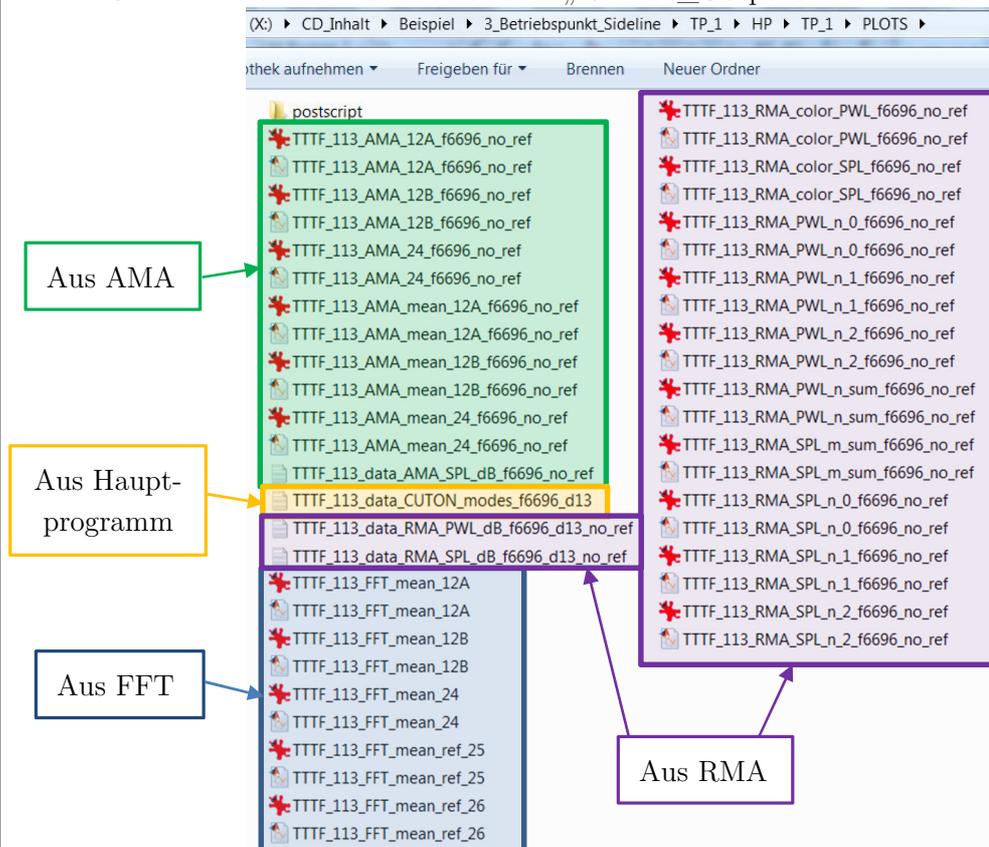
S_RMA = 1; % Switch for RMA
% 0 ... off
% 1 ... on

S_phi_dir = 1; % Switch for positive direction of circumferential angle phi
% 1 ... positive in direction of traverse (TUG-like)
% 2 ... positive in counter-direction of traverse (DLR-like)
```

- h. Danach folgt der Eingabebereich für allgemeine Parameter, Strömungsparameter, Parameter zur Steuerung einzelner Analysen und Plot-Ausgabeparameter. Wichtig dabei ist hier den richtigen Namen des Unterordners (hier „TP_1“) anzugeben.
- i. Sind alle Parameter im manuellen Eingabebereich entsprechend gesetzt, kann das Programm gestartet werden. Da alle Analysen eingeschaltet wurden, wird die komplette akustische Analyse bei einem Durchlauf des Programms ausgeführt.
- j. Nach erfolgreicher Auswertung sollten folgende Dateien erstellt worden sein:

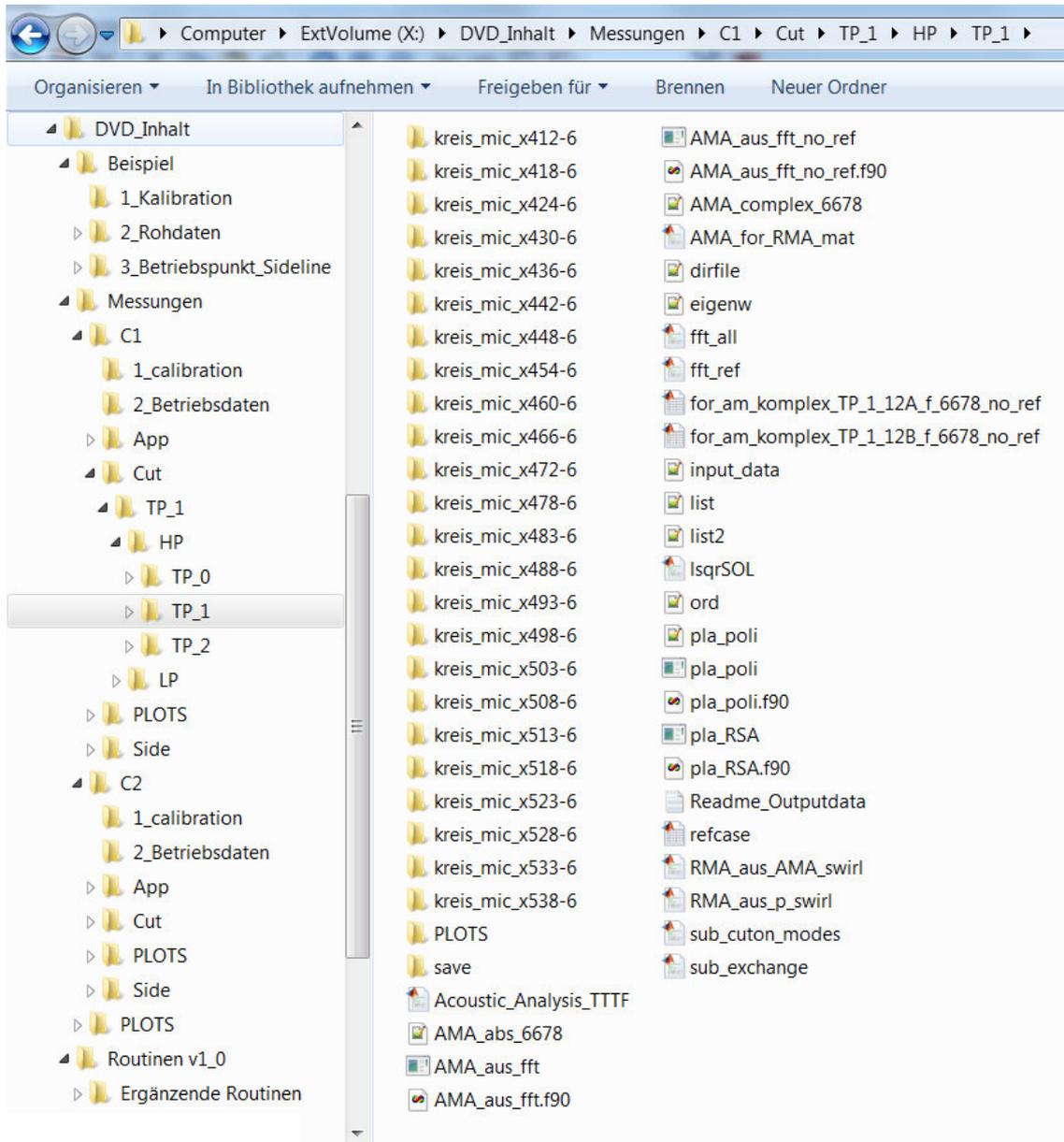


- k. Der Unterordner „PLOTS“ beinhaltet dabei alle Ergebnisse der Analyse in Form von Diagrammen (in *.fig, *.emf und *.eps) und Textdateien (*.txt). Die Strukturen der Textdateien sind in „Readme_Outputdata.txt“ beschrieben.



1. Die Auswertung für den Betriebspunkt Sideline mit HP-Trigger ist nun in der Ordnerstruktur HP\TP_1 abgeschlossen. Zusätzlich können weitere Auswertungen (z.B. anderer Drall, ...) z.B. im Unterordner HP\TP_0, HP\TP_2, etc. durchgeführt werden, ohne die bestehenden Ergebnisse in TP_1 zu überschreiben. Bleibt die adaptive Neuabtastung und FFT gleich und werden lediglich die Modenanalysen neu ausgeführt, kann daher der gesamte Ordnerinhalt ohne dem Ordner „save“ von TP_1 nach TP_2 kopiert werden. Die Schalter können dann z.B. auf S_PLA=0, S_FFT=0, S_AMA=1 und S_RMA=1 gesetzt werden. Eine erneute Ausführung des Hauptprogramms überschreibt die entsprechenden Ausgabedateien.
- m. Die Auswertung bei Verwendung des LP-Triggers erfolgt analog im Unterordner LP\TP_1. Die mit dem LP-Trigger neuabgetasteten Messdaten sind dabei im Ordner LP\TP_1\save auf der DVD gegeben, sodass die FFT, AMA und RMA als Beispiel durchgeführt werden kann.

DVD-Inhaltsverzeichnis



Ergänzende Diagramme

Radialmodenanalyse Setup C1

HP-Trigger

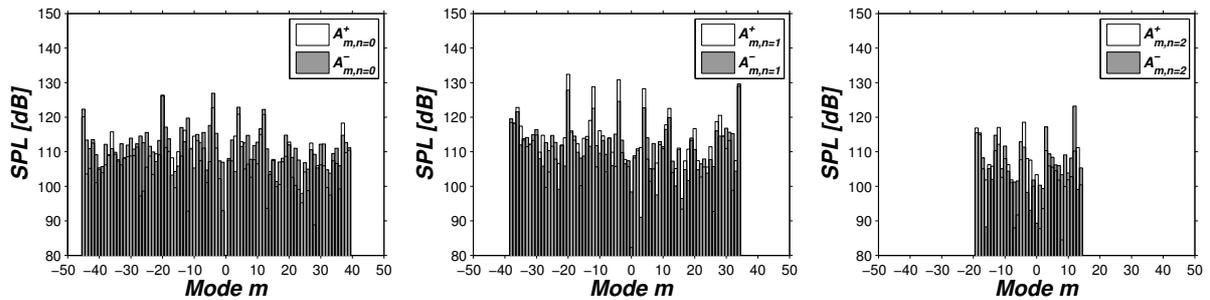


Abbildung 0.3: RMA: Schalldruckverteilungen bei $n = 0$ (links), $n = 1$ (Mitte) und $n = 2$ (rechts), C1, BPF_{HP} , Betriebspunkt Approach

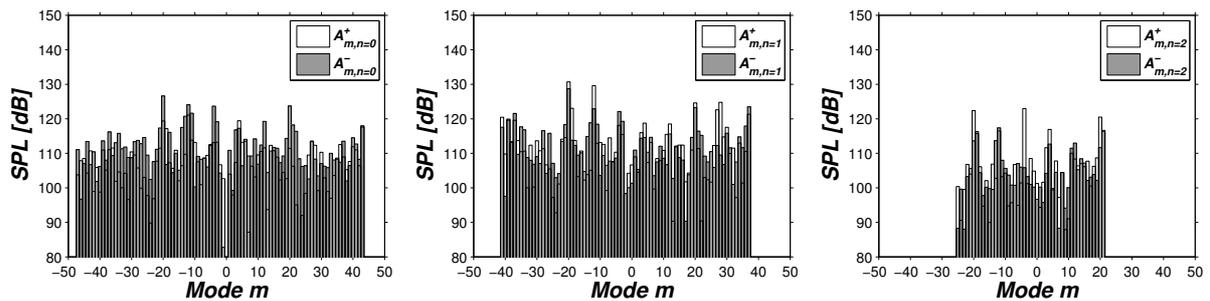


Abbildung 0.4: RMA: Schalldruckverteilungen bei $n = 0$ (links), $n = 1$ (Mitte) und $n = 2$ (rechts), C1, BPF_{HP} , Betriebspunkt Cutback

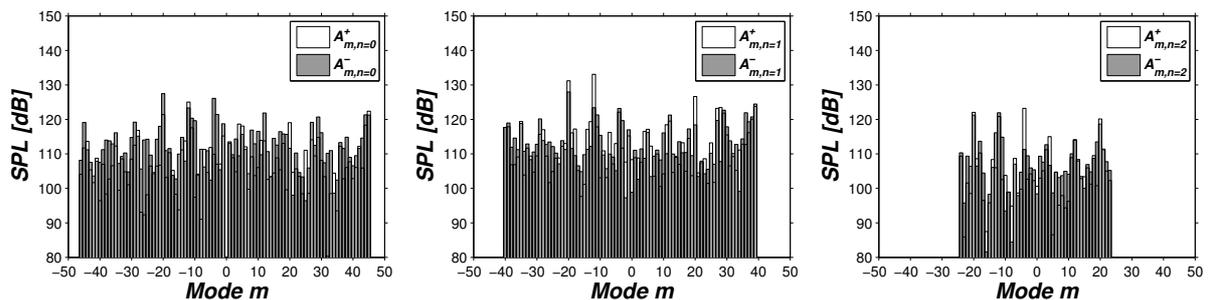
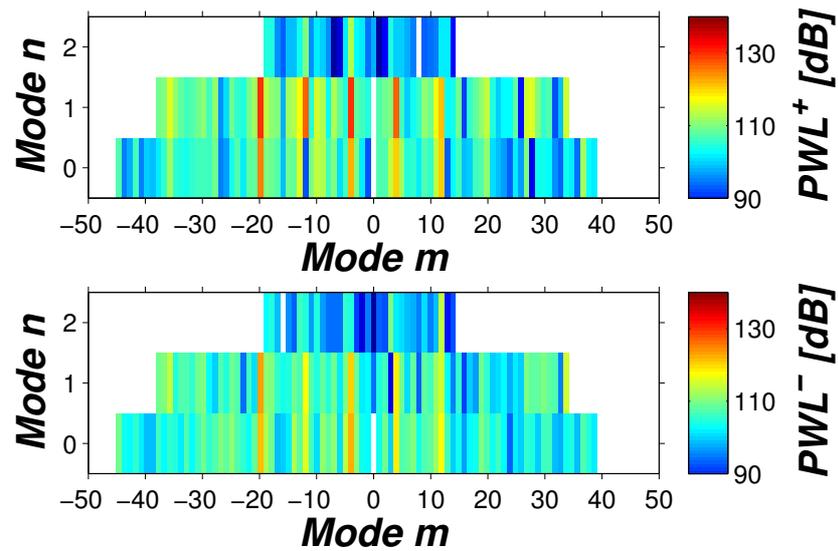
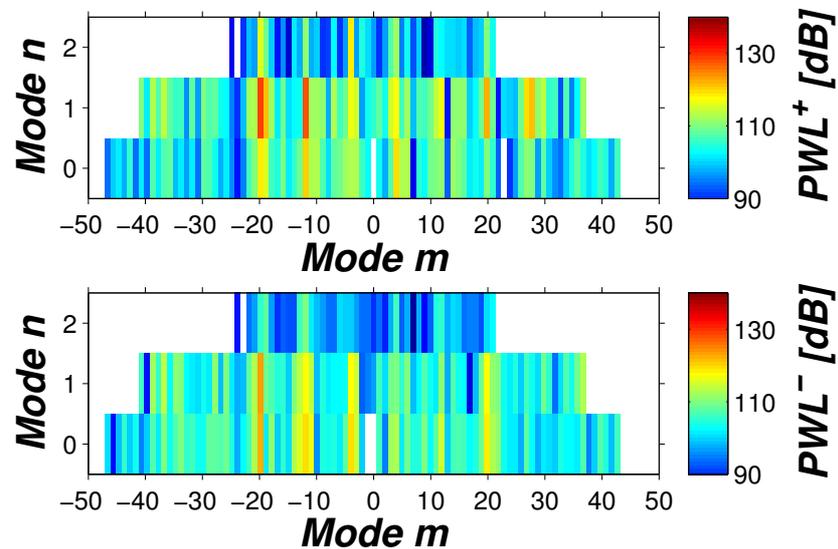
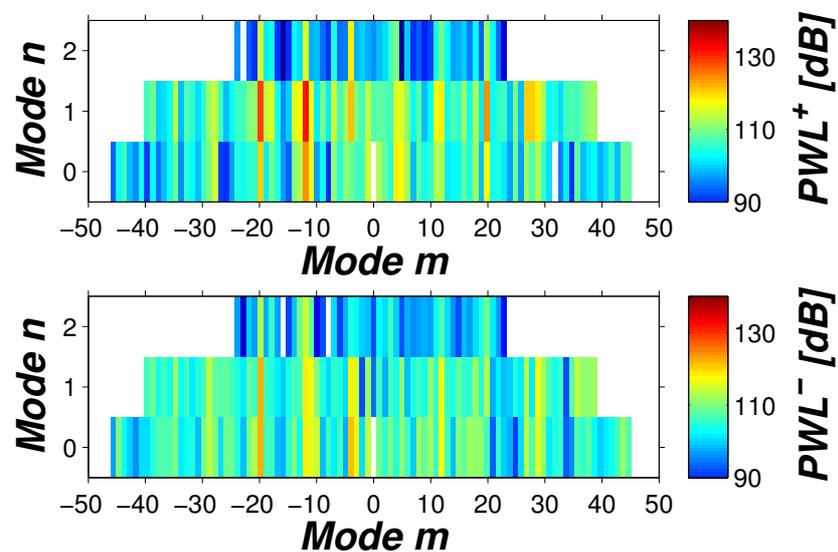


Abbildung 0.5: RMA: Schalldruckverteilungen bei $n = 0$ (links), $n = 1$ (Mitte) und $n = 2$ (rechts), C1, BPF_{HP} , Betriebspunkt Sideline

Abbildung 0.6: RMA: Schalleistungspegel, C1, BPF_{HP}, Betriebspunkt ApproachAbbildung 0.7: RMA: Schalleistungspegel, C1, BPF_{HP}, Betriebspunkt CutbackAbbildung 0.8: RMA: Schalleistungspegel, C1, BPF_{HP}, Betriebspunkt Sideline

LP-Trigger

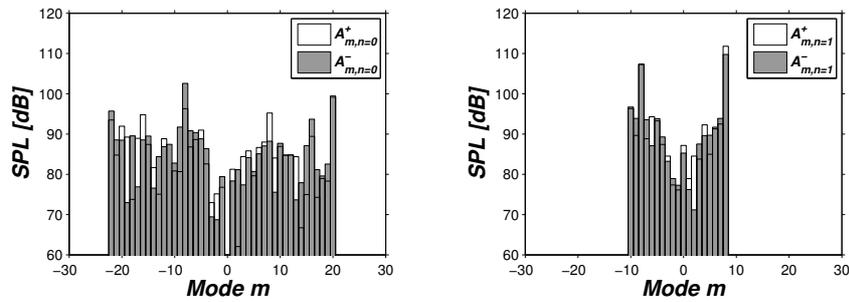


Abbildung 0.9: RMA: Schalldruckverteilungen bei $n = 0$ (links) und $n = 1$ (rechts), C1, BPF_{LP}, Betriebspunkt Approach

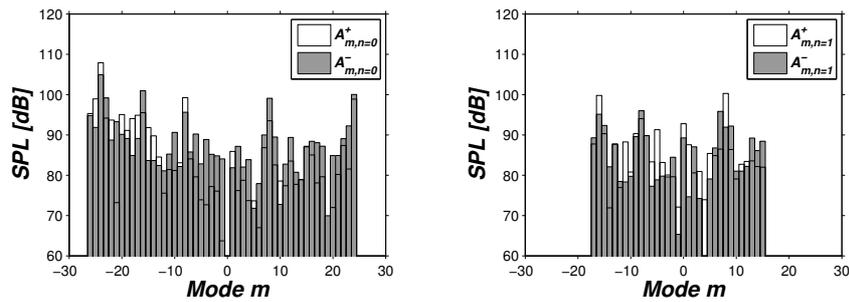


Abbildung 0.10: RMA: Schalldruckverteilungen bei $n = 0$ (links) und $n = 1$ (rechts), C1, BPF_{LP}, Betriebspunkt Cutback

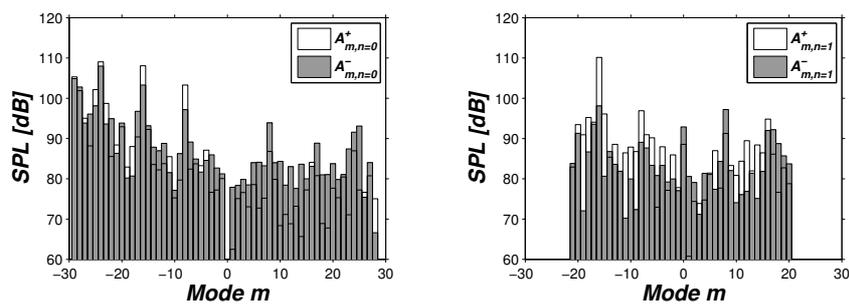
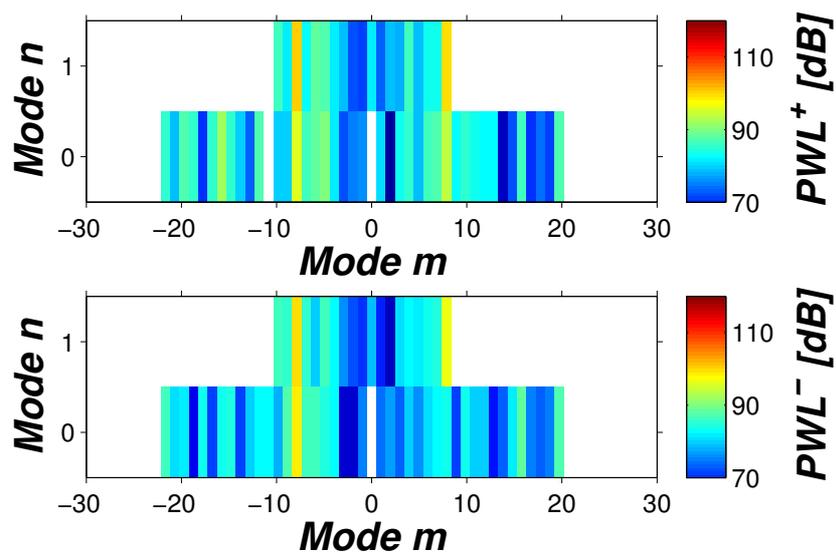
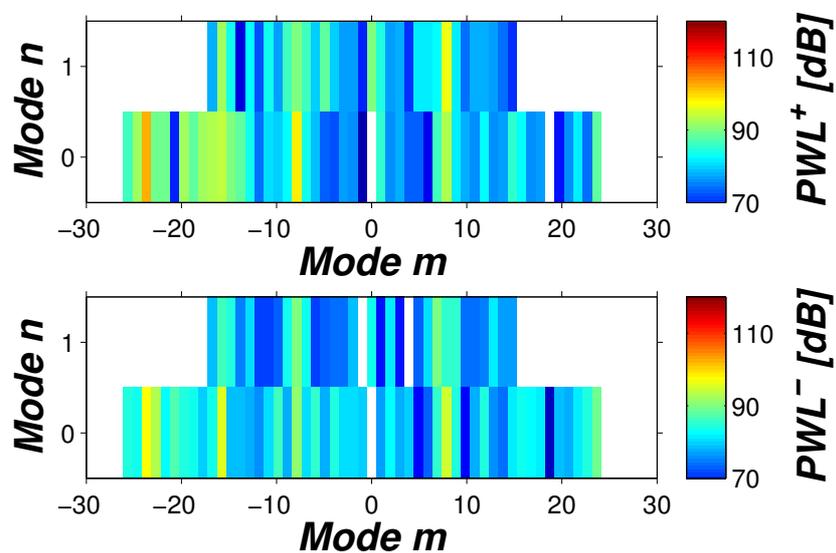
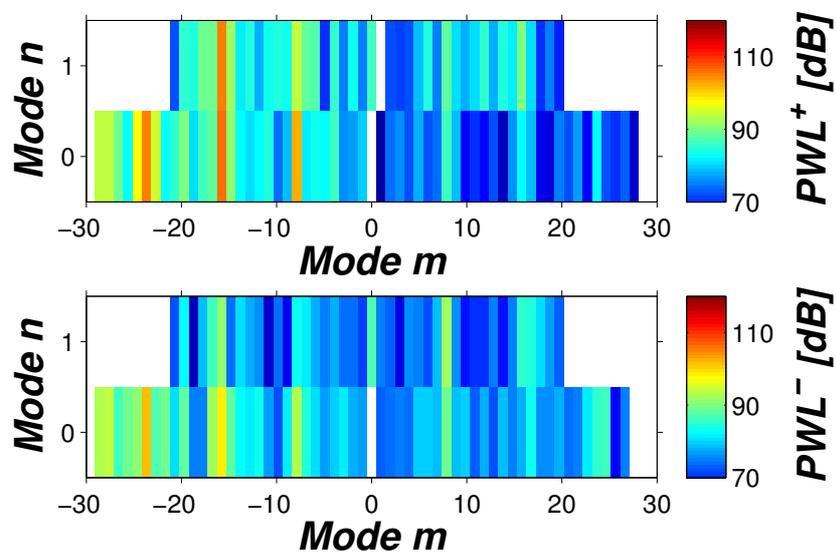


Abbildung 0.11: RMA: Schalldruckverteilungen bei $n = 0$ (links) und $n = 1$ (rechts), C1, BPF_{LP}, Betriebspunkt Sideline

Abbildung 0.12: RMA: Schalleistungspegel, C1, BPF_{LP} , Betriebspunkt ApproachAbbildung 0.13: RMA: Schalleistungspegel, C1, BPF_{LP} , Betriebspunkt CutbackAbbildung 0.14: RMA: Schalleistungspegel, C1, BPF_{LP} , Betriebspunkt Sideline

Radialmodenanalyse Setup C2

HP-Trigger

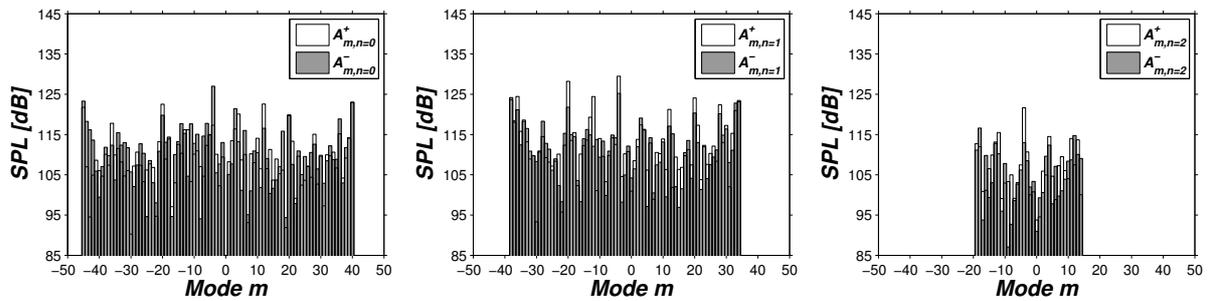


Abbildung 0.15: RMA: Schalldruckverteilungen bei $n = 0$ (links), $n = 1$ (Mitte) und $n = 2$ (rechts), C2, BPF_{HP}, Betriebspunkt Approach

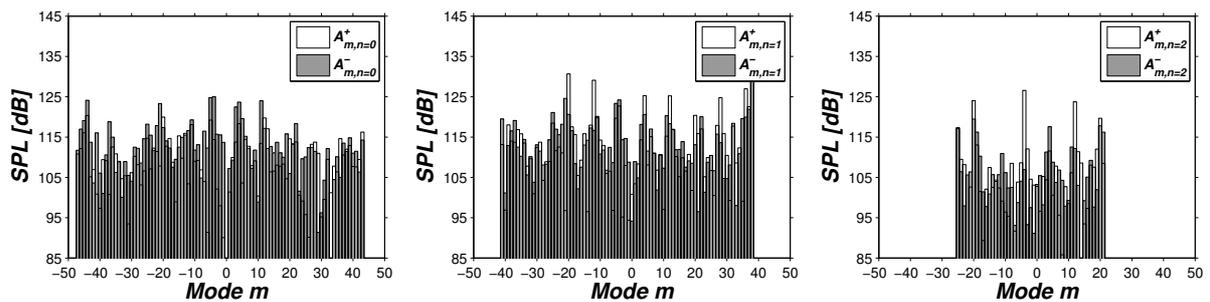


Abbildung 0.16: RMA: Schalldruckverteilungen bei $n = 0$ (links), $n = 1$ (Mitte) und $n = 2$ (rechts), C2, BPF_{HP}, Betriebspunkt Cutback

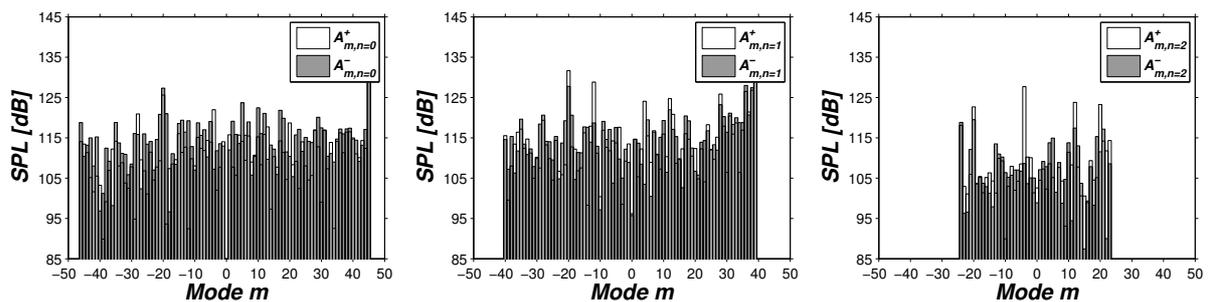
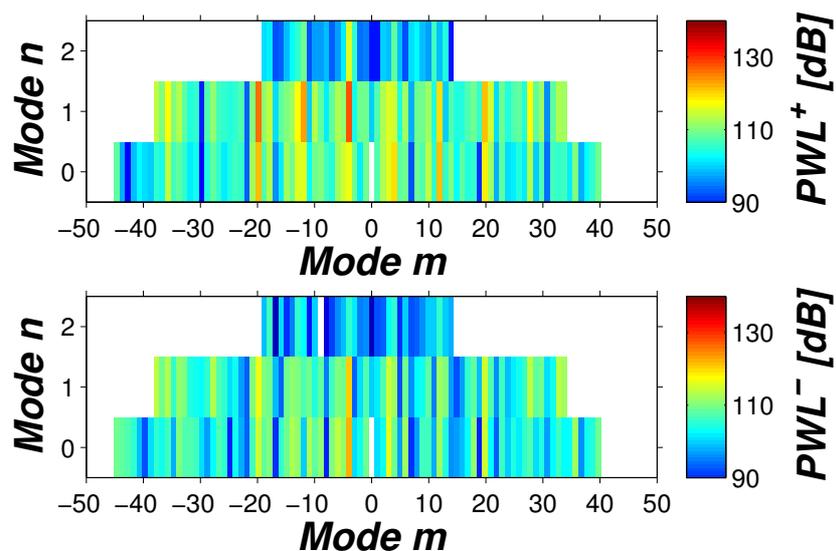
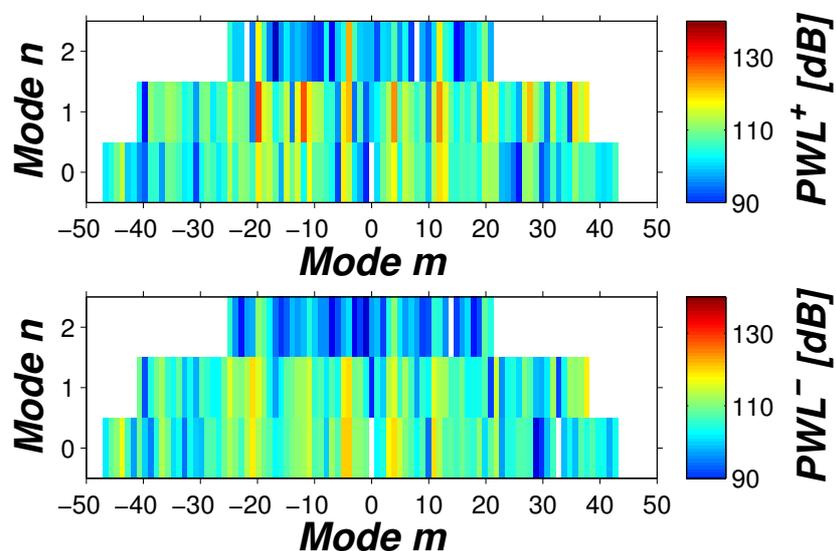
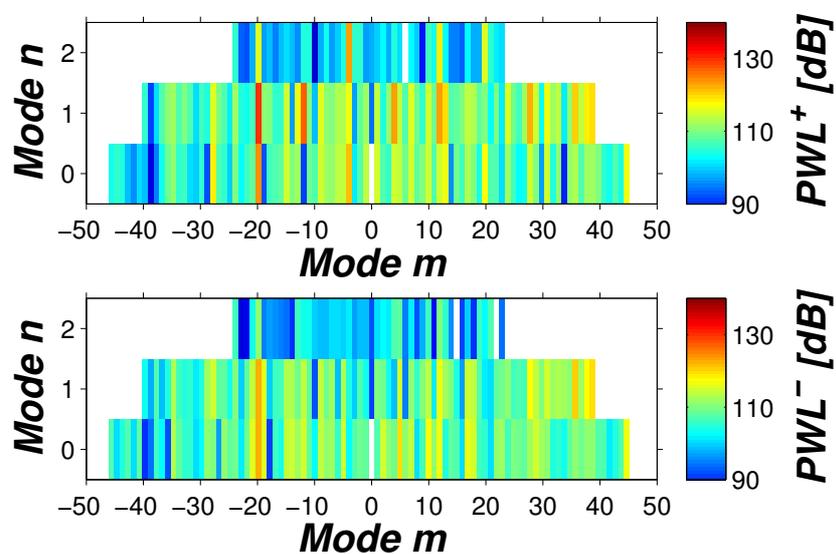


Abbildung 0.17: RMA: Schalldruckverteilungen bei $n = 0$ (links), $n = 1$ (Mitte) und $n = 2$ (rechts), C2, BPF_{HP}, Betriebspunkt Sideline

Abbildung 0.18: RMA: Schallleistungspegel, C2, BPF_{HP}, Betriebspunkt ApproachAbbildung 0.19: RMA: Schallleistungspegel, C2, BPF_{HP}, Betriebspunkt CutbackAbbildung 0.20: RMA: Schallleistungspegel, C2, BPF_{HP}, Betriebspunkt Sideline

LP-Trigger

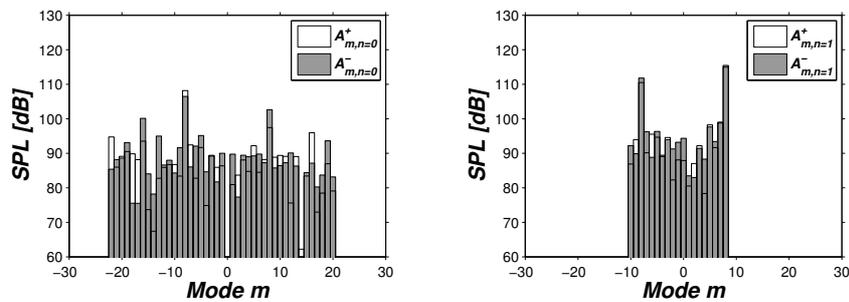


Abbildung 0.21: RMA: Schalldruckverteilungen bei $n = 0$ (links) und $n = 1$ (rechts), C2, BPF_{LP} , Betriebspunkt Approach

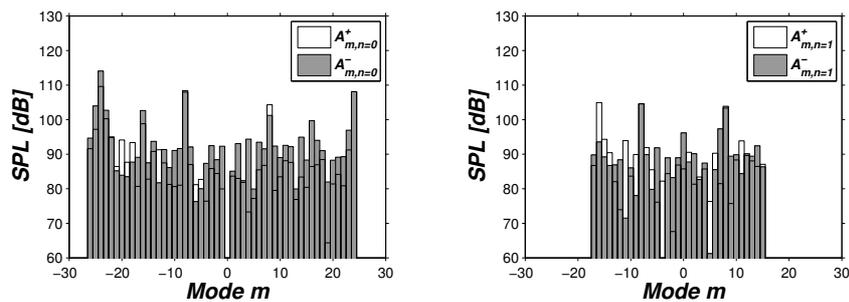


Abbildung 0.22: RMA: Schalldruckverteilungen bei $n = 0$ (links) und $n = 1$ (rechts), C2, BPF_{LP} , Betriebspunkt Cutback

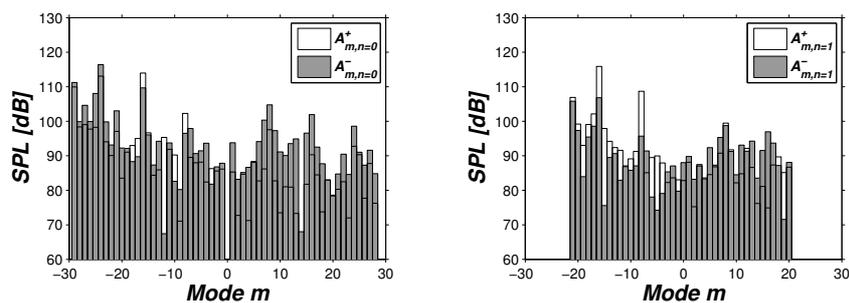
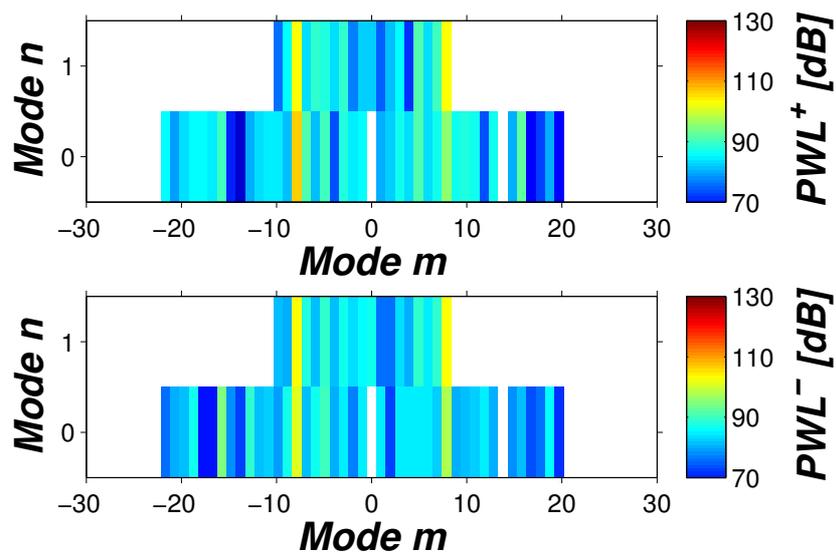
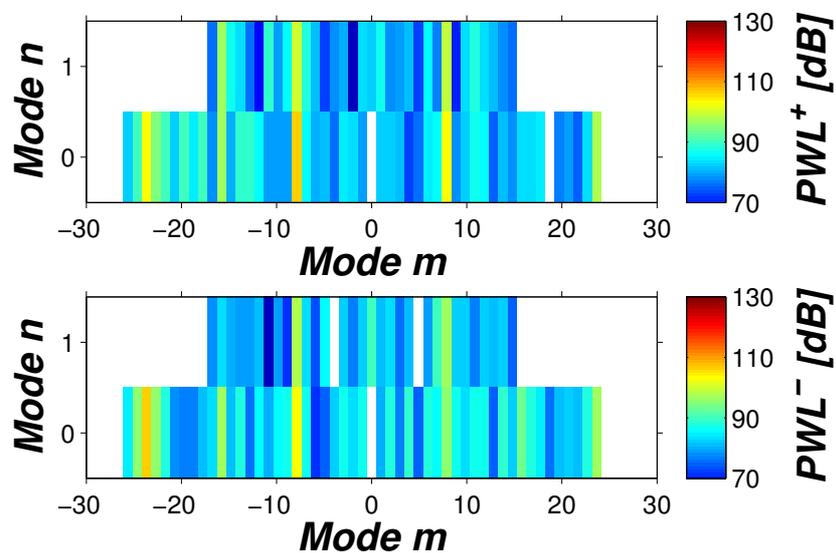
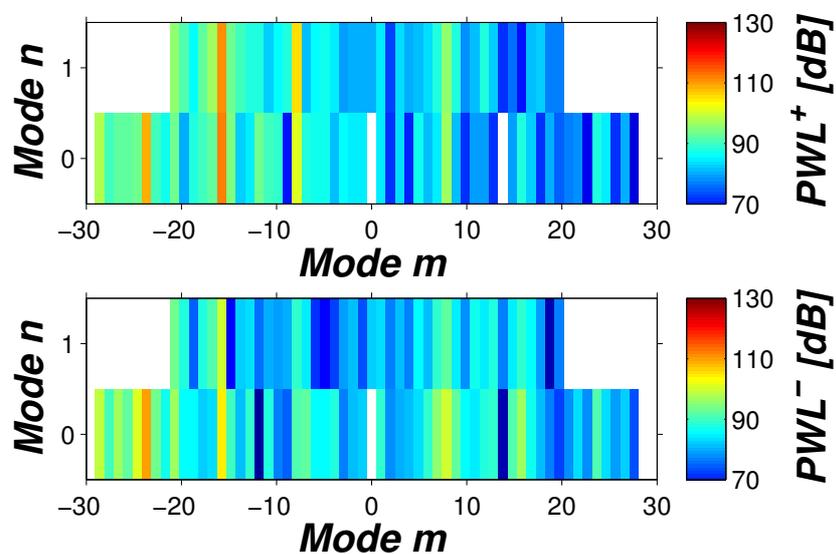


Abbildung 0.23: RMA: Schalldruckverteilungen bei $n = 0$ (links) und $n = 1$ (rechts), C2, BPF_{LP} , Betriebspunkt Sideline

Abbildung 0.24: RMA: Schalleistungspegel, C2, BPF_{LP} , Betriebspunkt ApproachAbbildung 0.25: RMA: Schalleistungspegel, C2, BPF_{LP} , Betriebspunkt CutbackAbbildung 0.26: RMA: Schalleistungspegel, C2, BPF_{LP} , Betriebspunkt Sideline