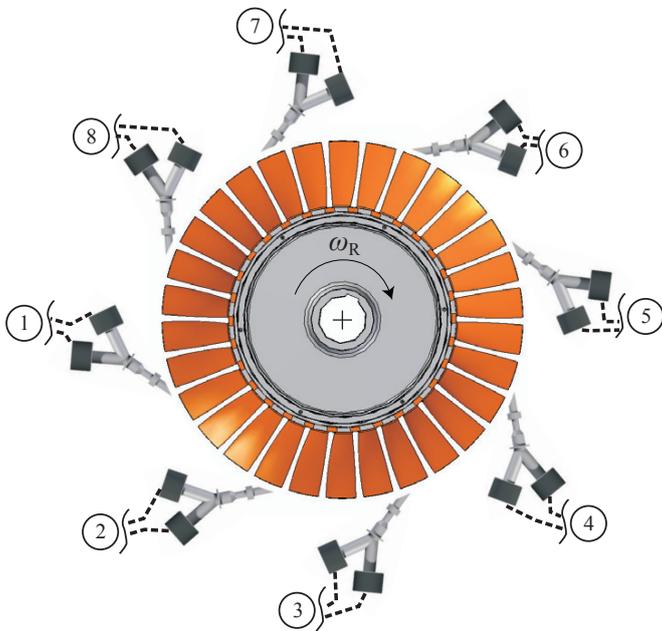
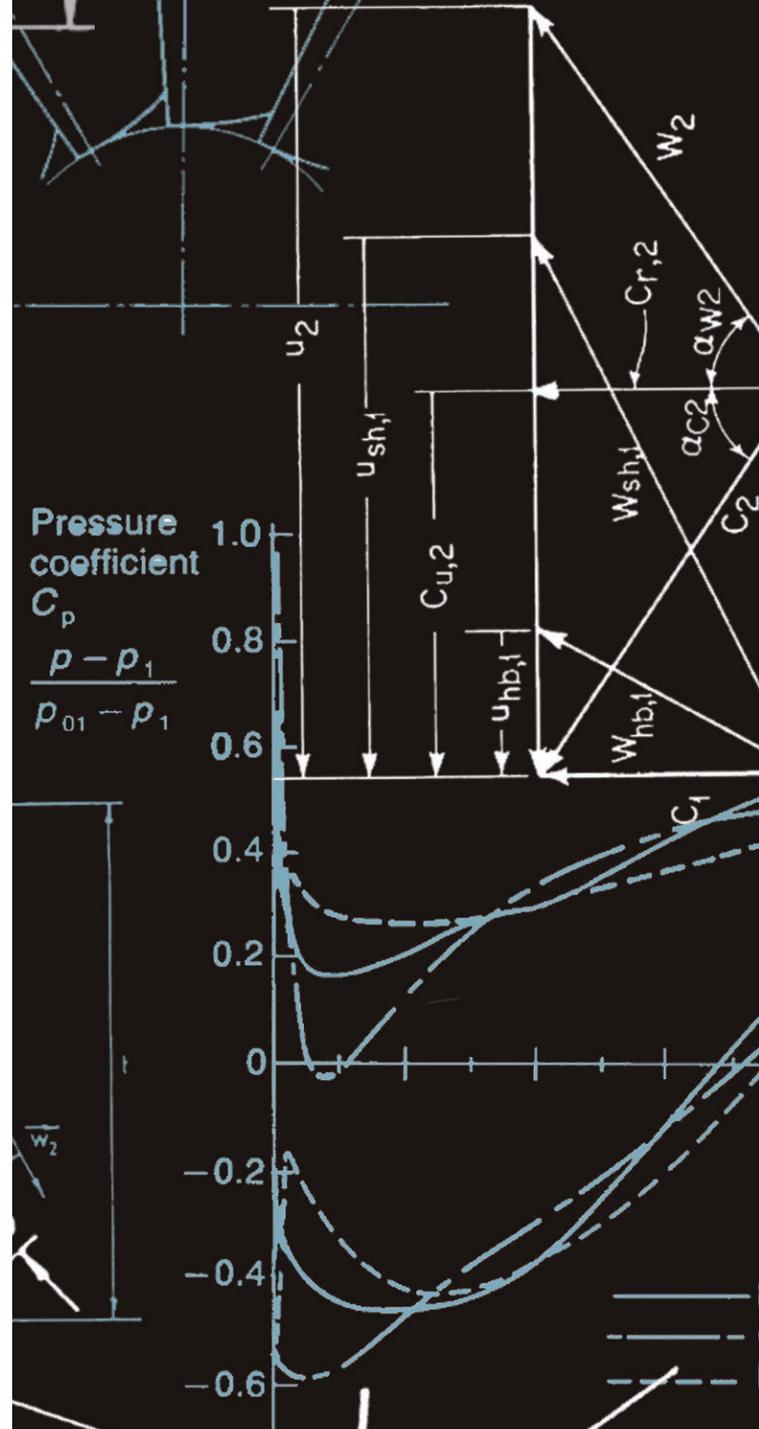


Oliver Freund

## Akustische Anregung von Schaufelschwingungen in Turbomaschinen



Berichte aus dem Institut für  
Turbomaschinen und Fluid-Dynamik  
Band 5/2015  
Herausgeber: Jörg Seume



# Akustische Anregung von Schaufelschwingungen in Turbomaschinen

Der  
Fakultät für Maschinenbau  
der  
Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover  
zur Erlangung des akademischen Grades  
Doktor-Ingenieur  
genehmigte Dissertation

von  
Dipl.-Ing. Oliver Freund  
geboren am 22. Oktober 1984 in Hannover

2015

**Schlagwörter:**

Aeroelastik, Aeroakustik, akustische Anregung, Tip-Timing, Axialverdichter

**Keywords:**

Aeroelasticity, Aeroacoustics, Acoustic Excitation, Tip-Timing, Axial Compressor

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Hans Jürgen Maier

Referent: Prof. Dr.-Ing. Jörg Seume

Korreferent: Prof. Tekn. Dr. Damian Vogt

Tag der mündlichen Prüfung: 11. Juli 2014

## Zusammenfassung

Die Aeroelastik ist für die Auslegung von Turbomaschinen von zentraler Bedeutung. Besonders deutlich wird dies am Beispiel von integralen Laufrädern, einer Technologie, die aktuell zur Steigerung der spezifischen aerodynamischen Stufenarbeit eingesetzt wird. Die integrale Verbindung zwischen den Schaufeln und der Scheibe lässt gegenüber konventionell ausgeführten Steckverbindungen höhere mechanische Belastungen zum Beispiel durch höhere Drehzahlen zu. Gesteigerte Drehzahlen haben den Vorteil, dass die spezifische aerodynamische Stufenarbeit ebenfalls gesteigert werden kann. Als ein Nachteil der integralen Bauweise ergibt sich jedoch eine erhöhte Schwinganfälligkeit der Beschau felung. Um die Betriebssicherheit gewährleisten zu können, müssen Schaufelschwingungen in der Auslegung berücksichtigt werden. Hierfür sind zum einen ein tiefgreifendes physikalisches Verständnis und zum anderen experimentell validierte Berechnungsverfahren notwendig. Für beide Anforderungen werden qualitativ hochwertige Messdaten benötigt, die unter möglichst realitätsnahen Bedingungen erfasst werden. Daten der erforderlichen Qualität sind in der frei zugänglichen Literatur jedoch nicht vorhanden. Vielmehr ist ein Mangel an publizierten Ergebnissen festzustellen, die zum Beispiel die Rotation der Laufschaufeln in Turbomaschinen mit einbeziehen.

Mit dem Ziel, Schaufelschwingungen gezielt anregen zu können und damit eine Grundlage für die Erforschung der Physik aeroelastischer Effekte und für die Validierung numerischer Verfahren zu schaffen, wird in dieser Arbeit ein akustisches Anregungssystem entwickelt. Das Grundkonzept dieses Systems sieht eine definierte Anzahl von akustischen Anregungseinheiten vor, die auf den Umfang gezielt verteilt und im Gehäuse der Turbomaschine fixiert eine Laufschaufelreihe zum Schwingen anregen. Zunächst werden die akustischen Anregungseinheiten ausgelegt sowie der Einfluss einer typischen Turbomaschinenströmung auf die akustische Anregung untersucht. Anschließend erfolgt erstmals der Nachweis der gezielten akustischen Anregung von Schwingungen in einer Laufreihe eines Axialverdichters. Die angeregten Schwingungen werden mit einem anhand von Dehnungsmessstreifen validierten, optischen Tip-Timing-System erfasst. Sowohl die akustische Anregung als auch die Messung der Schwingungen erfolgen berührungslos, wodurch eine Beeinflussung der mechanischen Eigenschaften der untersuchten Beschau felung verhindert wird.

Basierend auf der Analyse des Schwingverhaltens der gesamten Laufreihe werden die komplexen physikalischen Zusammenhänge zwischen dem erzeugten akustischen Feld und den Schaufelschwingungen bei akustischer Anregung erkannt und erläutert. Darauf aufbauend wird erstmals das Konzept der phasenversetzten Ansteuerung der akustischen Anregungseinheiten zur gezielten Variation des im rotierenden System angeregten Knotendurchmessers erfolgreich eingesetzt.

Wie die in dieser Arbeit vorgestellten Untersuchungen zeigen, birgt die akustische Anregung

großes Potential für die Bewältigung des aktuellen Forschungsbedarfs in der Aeroelastik. So erfolgt die akustische Anregung berührungslos und in Kombination mit dem Tip-Timing-System minimalinvasiv. Aufgrund der Flexibilität des akustischen Systems hinsichtlich Frequenz und Amplitude der Anregung sowie der Möglichkeit der freien Variation des angeregten Knotendurchmessers ist das Konzept der akustischen Anregung im rotierenden System ein signifikanter Fortschritt gegenüber bereits publizierten alternativen Anregungsmethoden.

## Abstract

Aeroelasticity is of crucial importance for the design of turbomachines. The blade integrated disk (blisk) design is one of the latest technologies to increase the aerodynamic work per turbomachine stage and a good example for the relevance of aeroelasticity in turbomachines. The integral connection between the blades and the disk improves the maximum tolerable mechanical loading compared to conventional plug connections. This can be used to increase the rotational speed. The benefit of a higher rotational speed is the potential increase of the aerodynamic work per stage. One drawback is that the blisk design lead to rotor blades, which are especially prone to vibrations. To guarantee the reliability of operation, blade vibrations have to be taken into account in the design process. For that purpose, a consolidated understanding of the physical background of aeroelastic effects must exist. Further, numerical methods validated with high quality experimental data have to be available. Regarding the available literature, a lack of high quality data e.g. considering the rotation of the turbomachine rotor blades can be noted.

The present work involves the development of an acoustic excitation system for use in turbomachinery research and development. The objectives of the present work are to provide a system for the systematic excitation of blade vibrations. The proposed excitation system shall provide the basis for investigating the physics of aeroelastic effects in turbomachines and for validating high fidelity numerical methods. The basic principle of this excitation system is based on a defined number of excitation units, which are circumferentially distributed, mounted in the turbomachine casing, and excite rotor blade vibration. The first part of this work is about the design of the acoustic excitation units. The influence of a typical turbomachinery flow on the acoustic excitation is then quantified using a designed acoustic excitation unit. Subsequently, the acoustic excitation of rotor blade vibrations in an axial compressor is measured for the first time. Excited blade vibrations are measured by an optical tip-timing-system which is validated with strain gages. The acoustic excitation system as well as the tip-timing-system for blade vibration measurement are specifically designed to be non-contact, so that a direct impact on the mechanical properties of the investigated rotor blades is avoided.

Based on the analysis of the vibrations of the whole rotor cascade, the complex relationship between the excited acoustic field and the blade vibrations during acoustic excitation is identified and explained. On this basis, the method of phase-lag control of the acoustic excitation units is successfully applied for varying the excited nodal diameter in a turbomachine for the first time.

The investigations presented in this thesis prove the acoustic excitation method to provide a high potential for contributing to solutions for the current challenges in aeroelastic research. Benefits of the acoustic excitation method are, for example, that it is non-contact and in combination with

the tip-timing-system minimally invasive. Finally, the great flexibility of the acoustic excitation system regarding the frequency and amplitude of excitation as well as the possibility of being able to excite any nodal diameter separately represents a significant improvement compared to previously published alternative excitation approaches.

## Danksagung

Diese Arbeit entstand während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik der Leibniz Universität Hannover. Mein ausdrücklicher Dank für die Finanzierung dieses Projektes gilt Siemens Energy. Matthew Montgomery und Marc Mittelbach danke ich für den Anstoß dieses Projektes sowie für den regen fachlichen Austausch. Ganz herzlich danke ich Herrn Prof. Seume, der mir stets alle Freiräume gegeben hat, um mich in meiner wissenschaftlichen Arbeit frei entfalten zu können und diese Arbeit überhaupt erst möglich gemacht hat. Ich habe Sie in meiner Zeit am Institut sowohl als Diskussionspartner bei fachlichen Gesprächen als auch in menschlicher Hinsicht sehr zu schätzen gelernt.

Weiterhin danken möchte ich Herrn Prof. Vogt für die Übernahme des Korreferats und für die schöne Zeit an der KTH in Stockholm im Rahmen dieser Arbeit. Herrn Prof. Maier danke ich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission und das Interesse an meiner Arbeit.

Die Arbeitsatmosphäre und den Zusammenhalt während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter werde ich immer als etwas ganz Besonderes in Erinnerung behalten. Beides hat entscheidend zu dem Gelingen dieser Arbeit beigetragen und dafür gesorgt, dass der Spaß während der Arbeit nie zu kurz gekommen ist. Ganz besonders danke ich in diesem Zusammenhang Benedikt Ernst, Thorsten Sextro, Michael Bartelt, Marc Biester, Jan Siemann, Florian Herbst, Michael Henke, Jens Aschenbruck, Rafael Adamczuk und Herrn Dr. Runkel für die schöne Zeit.

Der Werkstatt des Instituts gebührt ebenfalls mein ausdrücklicher Dank: Welf-Thure von Lueder, André Hruschka, Heiner Selle, Marcel Schalkowski, Hinrich Bielenberg und Timo Lastinger, Euch danke ich herzlich für die tatkräftige und engagierte Unterstützung am Prüfstand.

Natürlich dürfen an dieser Stelle meine fleißigen Korrekturleser nicht unerwähnt bleiben: Benedikt Ernst, Michael Bartelt und Christopher Meinzer. Eure Kommentare und Anregungen waren wichtige Impulse, die mir sehr geholfen haben, dieser Arbeit den nötigen Feinschliff zu verpassen. Frauke und Matthias, Euch danke ich für das sehr gewissenhafte Korrekturlesen dieser Arbeit und für die Hilfe die hoffentlich letzten Rechtschreibfehler zu finden.

Eine wichtige, wenn nicht die wichtigste, Komponente bei einem langjährigen Projekt wie diesem ist sicherlich der Rückhalt im Privatleben. Ganz herzlich danke ich daher meiner Familie, auf die ich mich zu jeder Zeit verlassen kann.

Die wichtigste Stütze während meiner Zeit als Doktorand warst Du, Meike. Ich danke Dir für Deine nie endende Geduld, Deine liebevolle Art und Deine ganz besondere Unterstützung. Ohne Deine bedingungslose und nicht selbstverständliche Art jederzeit zu mir zu halten, wäre der erfolgreiche Abschluss dieser Arbeit nicht möglich gewesen.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>iii</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>vii</b>
<b>Formelzeichen</b>	<b>ix</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand der Forschung</b>	<b>9</b>
2.1 Aeroelastische Untersuchungen für Turbomaschinen . . . . .	9
2.2 Aktive Systeme zur Schaufelschwingungsanregung . . . . .	12
2.3 Akustische Systeme zur Untersuchung von Turbomaschinen . . . . .	17
<b>3 Aeroakustische und aeroelastische Grundlagen</b>	<b>23</b>
3.1 Schallausbreitung unter turbomaschinentypischen Bedingungen . . . . .	23
3.2 Aeroelastik in Turbomaschinen . . . . .	28
3.2.1 Dynamische aeroelastische Effekte in Turbomaschinen . . . . .	28
3.2.2 Aeroelastische Stabilität in Turbomaschinen . . . . .	32
3.3 Verknüpfung der Aeroakustik und der Aeroelastik . . . . .	36
<b>4 Akustisches System zur Schwingungsanregung von Turbomaschinenschaufeln</b>	<b>39</b>
4.1 Auslegung der akustischen Anregungseinheiten . . . . .	41
4.1.1 Auslegung der akustischen Horngeometrie . . . . .	41
4.1.2 Einfluss des Anregungswinkels $\alpha$ auf die anregbare Schwingungsamplitude einer Turbomaschinenschaufel . . . . .	47
4.2 Einfluss der Strömung in einer Turbomaschine auf die akustische Anregung . . . . .	50
4.2.1 Aufbau und Instrumentierung des Aeroelasticity Test Rig (AETR) . . . . .	51
4.2.2 Versuchsergebnisse . . . . .	56
4.3 Entwicklung der Ansteuerung für das akustische Anregungssystem . . . . .	62
<b>5 Niedergeschwindigkeitsaxialverdichter-Prüfstand</b>	<b>65</b>
5.1 Instrumentierung . . . . .	67
5.2 Aeroelastische Eigenschaften des Niedergeschwindigkeitsaxialverdichters . . . . .	72
<b>6 Validierung des Tip-Timing-Systems</b>	<b>77</b>
6.1 Kalibrierung der Dehnungsmessstreifen . . . . .	77

---

6.2	Synchronisation der Messdaten . . . . .	79
6.3	Messgenauigkeit des Tip-Timing-Systems . . . . .	82
<b>7</b>	<b>Akustische Schwingungsanregung von Turbomaschinenschaufeln</b>	<b>85</b>
7.1	Aufbau und Parameter der akustischen Schaufelschwingungsanregung . . . . .	85
7.2	Akustische Vermessung der am NGAV eingesetzten Anregungseinheiten . . . . .	88
7.3	Akustische Anregung im rotierenden System . . . . .	94
7.4	Physikalische Zusammenhänge bei akustischer Schaufelschwingungsanregung .	104
7.5	Phasenversetzte Ansteuerung zur Anregung verschiedener Knotendurchmesser .	113
7.6	Beeinflussung des aeroelastischen Verhaltens . . . . .	120
<b>8</b>	<b>Schlussfolgerungen und Ausblick</b>	<b>125</b>
8.1	Schlussfolgerungen . . . . .	125
8.2	Ausblick . . . . .	128
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>131</b>
<b>A</b>	<b>Tip-Timing Sondenpositionen</b>	<b>141</b>
<b>B</b>	<b>Datenblatt des verwendeten Beschleunigungsaufnehmers</b>	<b>143</b>
<b>C</b>	<b>Versuchsaufbauten</b>	<b>145</b>
<b>D</b>	<b>Tip-Timing Auswertungsmethoden</b>	<b>149</b>
D.1	Methode der kleinsten Fehlerquadrate - Least Square Model Fit (LSMF) . . . . .	149
D.2	Individual Blade FFT . . . . .	150
D.3	Traveling Wave Analysis . . . . .	150
<b>E</b>	<b>Cut-on Frequenzen der für die akustische Anregung relevanten Moden</b>	<b>153</b>
	<b>Wissenschaftlicher Werdegang</b>	<b>155</b>

## Abbildungsverzeichnis

1.1	Bedeutung von High Cycle Fatigue für militärische Flugtriebwerke nach Cowles (1996) . . . . .	4
1.2	Collar-Diagramm . . . . .	5
2.1	Elektromagnetische Anregung nach Rice et al. (2009) (links), piezoelektrische Anregung nach Goltz et al. (2009) und Siemann et al. (2009) (rechts) . . . . .	14
2.2	Integration eines hydrodynamischen Anregungssystems am Axialverdichter der TU Darmstadt nach Wegman et al. (2013) . . . . .	16
2.3	Akustische Anregung einer Blisk (links), mit Hilfe der Electronic Speckle-Pattern Interferometry gemessene Schwingungsantwort bei akustischer Anregung (rechts) nach Pierre et al. (2000) . . . . .	20
3.1	Abstraktion einer turbomaschinentypischen Geometrie für die Betrachtung der Aeroakustik . . . . .	25
3.2	Instationäre Druckverteilung in einer axialen Ebene eines Ringkanals für verschiedene akustische Moden . . . . .	26
3.3	Schwingformen der Beschau felung einer Turbomaschine . . . . .	32
3.4	Mechanisches Ersatzmodell einer Turbomaschinenschaufel . . . . .	33
3.5	Beispiel für die Abhängigkeit der aeroelastischen Stabilität vom Interblade Phase Angle . . . . .	36
4.1	Konzept für die akustische Anregung im rotierenden System . . . . .	40
4.2	Aufbau und einzelne Komponenten der untersuchten Horngeometrien . . . . .	42
4.3	Vergleich der erreichbaren Schalldruckpegel für verschiedene Ausführungen des Hornmundes in Abhängigkeit von der Frequenz . . . . .	44
4.4	Schalldruckverläufe für verschiedene Horngeometrien in Abhängigkeit von der Frequenz, a) Variation der Länge des Abschnitts C, b) Variation des Konuswinkels in Abschnitt B, c) Variation der Länge des Abschnitts A . . . . .	45
4.5	Definition der akustischen Anregungswinkel . . . . .	48
4.6	Einfluss des Anregungswinkels $\alpha$ auf die akustisch anregbare Schwingungsamplitude verschiedener Eigenmoden der NGAV-Laufschau fel . . . . .	49
4.7	Exemplarische Darstellung des Einflusses der Strömung auf die Ausbreitungsrichtung des Schalls . . . . .	51
4.8	Aufbau des AETR in Stockholm . . . . .	52
4.9	Instrumentierung der AETR-Kaskade . . . . .	53

4.10	Aufbau der am AETR eingesetzten akustischen Anregungseinheit . . . . .	54
4.11	Versuchsparameter bei der Untersuchung des Strömungseinflusses auf die akustische Anregung . . . . .	55
4.12	Maximal anregbare Schwingungsamplitude in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit $Ma_2$ und dem Anregungswinkel $\varphi$ . . . . .	57
4.13	Auf die abgewinkelte Länge des Profilschnitts normierte Bogenkoordinate $\zeta$ des AETR-Schaufelprofils nach Vogt und Fransson (2007) . . . . .	58
4.14	Verteilung der instationären Schalldruckamplitude auf der Schaufeloberfläche bei 90% der Schaufelhöhe für verschiedene Anregungswinkel $\varphi$ . . . . .	59
4.15	Ansteuerung des akustischen Anregungssystems . . . . .	63
5.1	Aufbau des NGAV-Prüfstandes . . . . .	65
5.2	Aufbau des Niedergeschwindigkeitsaxialverdichters . . . . .	66
5.3	Aufbau und Funktionsprinzip des optischen Tip-Timing-Systems . . . . .	68
5.4	Unter Verwendung eines Tip-Timing-Systems angenäherter Schwingungsverlauf	69
5.5	Geometrischer Zusammenhang zwischen der realen und der vom Tip-Timing-System gemessenen Schwingungsamplitude . . . . .	72
5.6	Konstruktive Umsetzung der Verbindung zwischen Schaufelfuß und Rotorscheibe am NGAV . . . . .	73
5.7	Eigenvektoren der ersten sechs Eigenmoden der NGAV-Laufbeschaufelung bei $3000 \text{ min}^{-1}$ . . . . .	75
6.1	Aufbau zur Kalibrierung der Dehnungsmessstreifen mit Hilfe eines Beschleunigungsaufnehmers . . . . .	77
6.2	DMS-Kalibrierkoeffizient der mittleren instrumentierten Schaufel in Abhängigkeit von der anregenden Kraft . . . . .	78
6.3	Exemplarische Drehzahl- (oben) und Amplitudenverläufe (unten) nach der Synchronisation der Zeitbasis . . . . .	81
7.1	Modifiziertes NGAV-Gehäuse für die Erprobung und Optimierung des akustischen Anregungssystems . . . . .	86
7.2	Horngeometrie der am NGAV verwendeten akustischen Anregungseinheiten . . .	89
7.3	Vergleich der Amplitude und der Phase der Schalldrucksignale der einzelnen akustischen Anregungseinheiten (AAE) in Abhängigkeit von der Frequenz bei 50% der maximalen Eingangsspannung . . . . .	90
7.4	Vergleich der Amplitude und der Phase der Schalldrucksignale der einzelnen akustischen Anregungseinheiten (AAE) in Abhängigkeit von der Frequenz bei 75% der maximalen Eingangsspannung . . . . .	92
7.5	Versuchsaufbau am Niedergeschwindigkeitsaxialverdichter (NGAV) für die Erprobung und Entwicklung des akustischen Anregungssystems . . . . .	95
7.6	Akustische Anregung der ersten Biegemode (1F) bei verschiedenen Drehzahlen .	96
7.7	Akustische Anregung der ersten Torsions- (1T) und der zweiten Biegemode (2F)	100

---

7.8	Mit $c_{ax}$ normierte Traveling Wave Amplituden (Norm. TW Ampl.) der ersten Biegemode (1F) bei akustischer Anregung und bei verschiedenen Drehzahlen . . . .	107
7.9	Angeregter Knotendurchmesser in Abhängigkeit von der Erregerordnung . . . .	109
7.10	Rotation des akustischen Feldes infolge der phasenversetzten Ansteuerung, Blickrichtung in Richtung der Strömung . . . . .	115
7.11	Normierte und über die Anregungsdauer gemittelte Traveling Wave Amplitude sowie der pro Anregungseinheit erreichbare Schalldruckpegel in Abhängigkeit von dem Phasenversatz $\varphi_i/i$ zwischen zwei benachbarten Anregungseinheiten . . . .	118
7.12	Übergang zwischen dem Strömungskanal und einer akustischen Anregungseinheit im NGAV . . . . .	120
7.13	Rechengebiet zur Untersuchung einer überströmten Kavität nach Rowley et al. (2002) . . . . .	121
B.1	Datenblatt des verwendeten Beschleunigungsaufnehmers . . . . .	143
C.1	Reflexionsarmer Raum . . . . .	145
C.2	Versuchsaufbau zur Untersuchung verschiedener Horngeometrien . . . . .	146
C.3	Versuchsaufbau zur Untersuchung des Einflusses des Anregungswinkels $\alpha$ auf die anregbare Schwingungsamplitude . . . . .	147
C.4	Versuchsaufbau zur Vermessung der akustischen Anregungseinheiten . . . . .	148



## Tabellenverzeichnis

3.1	Dynamische aeroelastische Effekte in Turbomaschinen sowie einige Beispiele für deren Anregungsmechanismen . . . . .	31
4.1	AETR Profilparameter . . . . .	53
5.1	Parameter und aerodynamische Kennzahlen des NGAV . . . . .	67
5.2	Berechnete Eigenfrequenzen der NGAV-Laufschaukeln . . . . .	73
5.3	Reduzierte Frequenzen im NGAV-Auslegungspunkt bei $3000 \text{ min}^{-1}$ . . . . .	74
7.1	Mittlere und maximale Standardabweichung des Schalldruckpegels und der Phase für verschiedene Versuchsreihen . . . . .	93
7.2	Resonanzbedingungen für die erste Biegemode der NGAV-Laufschaukeln bei verschiedenen Drehzahlen . . . . .	97
7.3	Bei verschiedenen Anregungsfrequenzen zur Verfügung stehender Schalldruckpegel pro akustische Anregungseinheit bei 75% der maximalen Spannung . . . . .	101
7.4	Mit der Dauerfestigkeit $\sigma_D$ normierte Belastungszustände in Folge der akustischen Anregung . . . . .	103
7.5	Systemverhalten der Schaufelschwingungen bei akustischer Anregung . . . . .	108
7.6	Vergleich zwischen der theoretischen Frequenzverschiebung und den gemessenen Schwingfrequenzen der NGAV-Laufschaukeln . . . . .	111
7.7	Variation des angeregten Knotendurchmessers bei phasenversetzter Ansteuerung und einer Drehzahl von $2000 \text{ min}^{-1}$ . . . . .	117
7.8	Mit Hilfe der phasenversetzten Ansteuerung anregbare Knotendurchmesser, gleichphasig angeregte Knotendurchmesser sind hervorgehoben . . . . .	119
A.1	Tip-Timing Sondenpositionen am Niedergeschwindigkeitsaxialverdichter, Blickrichtung gegen die Strömungsrichtung, der Winkel wird in mathematisch negative Drehrichtung abgetragen . . . . .	141
E.1	Cut-on Frequenzen der für die akustische Anregung relevanten Moden . . . . .	154



## Formelzeichen

### Lateinische Formelzeichen

Symbol	Einheit	Bedeutung	Definition
$A_i$	V	Amplitude der Spannungsversorgung der akustischen Anregungseinheit $i$	
$A_{\text{eff,max}}$	V	Effektivwert der maximal zulässigen Steuerspannung	
$a$	m/s	Schallgeschwindigkeit	
$a$	m/s <sup>2</sup>	Beschleunigung	
$A_{mn}^{\pm}$	Pa	Modale Schalldruckamplitude	
$A$	m	Schwingungsamplitude	
$AR$	-	Höhen-zu-Seiten-Verhältnis (engl. Aspect Ratio)	
$C_L$	-	Auftriebsbeiwert	
$c$	m	Sehnenlänge	
$c_{\text{ax}}$	m	Axiale Sehnenlänge	
$D$	-	Dämpfungsgrad	Gleichung 3.18
$d$	Ns/m	Dämpfung	
$d_i$	m	Nabendurchmesser	
$d_a$	m	Gehäuseinnendurchmesser	
$F(t)$	N	Erregung	Gleichung 3.20
$\hat{F}_W$	N	Amplitude der Zwangserregung	
$f$	Hz	Frequenz	
$f_{\text{CutOn}}$	Hz	Cut-on Frequenz	Gleichungen 3.10 und 3.11
$f_{mn}$	-	Radiale Schalldruckverteilung	Gleichung 3.5
$h$	-	Harmonischer Index	
$I$	-	Impulsverhältnis	Gleichung 5.1
$i$	-	Imaginäre Einheit	
$i$	°	Inzidenz	
$J_m$	-	Bessel-Funktionen mter Ordnung	
$k$	rad/m	Wellenzahl	$k = \omega/a$
$k$	N/m	Steifigkeit	
$k$	-	Reduzierte Frequenz	Gleichung 5.5

$k_{mn}^{\pm}$	-	Axiale Wellenzahl	Gleichung 3.9
$L$	m	Hornlänge	
$L$	m	Länge der Kavität	
$L'$	m	Korrigierte Hornlänge	Gleichung 4.3
$L_p$	dB	Schalldruckpegel	
$\Delta L$	m	Mündungskorrektur	
$Ma$	-	Mach-Zahl	
$m$	-	Azimuthale Modenordnung	
$m$	kg	Masse	
$\dot{m}$	kg/s	Massenstrom	
$N$	-	Anzahl der Schaufeln	
$N_{AAE}$	-	Anzahl der akustischen Anregungseinheiten	
$ND$	-	Knotendurchmesser ("Nodal Diameter")	
$n$	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl	
$n$	-	Radiale Modenordnung	
$p$	Pa	Druck	
$p'$	Pa	Schalldruck	
$Q$	$\text{N/m}^2$	Akustischer Quellterm	
$Q_{mn}$	-	Gewichtungsfaktor	
$R_h$	m	Amplitude der homogenen Lösung	
$R_p$	m	Amplitude der fremderregten Schwingung im Resonanzfall	Gleichung 3.23
$r, \varphi, z$	m, °, m	Zylinderkoordinaten	
$r$	m	Radius	
$s$	-	Multiplikator	
$s$	m	Auslenkung	
$\Delta s$	m	Auslenkung der Schaufel	Abbildung 5.3
$T$	s	Periodendauer	
$t$	s	Zeit	
$\Delta t$	s	Zeitversatz	Abbildung 5.3
$U$	m/s	Betrag der Strömungsgeschwindigkeit	
$U_i$	V	Steuersignal der akustischen Anregungseinheit $i$	
$u'$	m/s	Schallschnelle	
$V$	-	Anzahl der Statorschaufeln	
$v$	m/s	Geschwindigkeit	
$W$	m/s	Axiale Strömungsgeschwindigkeit	
$x_i$	m	Vektor der kartesischen Koordinaten	
$\Delta x$	m	Abstand zwischen den Membranen der akustischen Anregungseinheiten und der	

		Messposition des Mikrofons	
$Y_m$	-	Neumann-Funktionen mter Ordnung	
$Z$	-	Anzahl der Rotorscheaufeln	
$Z_a$	Ns/m <sup>5</sup>	Akustische Flussimpedanz	
$Z_f$	Ns/m <sup>3</sup>	Akustische Impedanz	Gleichung 4.4

## Griechische Formelzeichen

Symbol	Einheit	Bedeutung	Definition
$\alpha$	°	Akustischer Anregungswinkel	Abbildung 4.5
$\beta$	-	Faktor	$\sqrt{1 - Ma_z^2}$
$\beta$	°	Akustischer Anregungswinkel	Abbildung 4.5
$\gamma$	°	Staffelungswinkel	
$\delta_0$	m	Grenzschichtdicke an der stromauf liegenden Kante einer Kavität	
$\delta$	°	Phasendifferenz	
$\zeta$	-	Auf die abgewickelte Länge des Profilschnitts normierte Bogenkoordinate	Abbildung 4.13
$\eta$	Ns/m <sup>2</sup>	Dynamische Viskosität	
$\lambda$	m	Akustische Wellenlänge	
$\xi_{mn}$	-	Eigenwerte der radialen Schalldruckverteilung	
$\pi$	-	Kreiszahl	
$\pi$	-	Druckverhältnis	
$\pi_{tot}$	-	Totaldruckverhältnis	
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte	
$\sigma$	°	Interblade Phase Angle	Gleichung 3.13
$\sigma_D$	N/m <sup>2</sup>	Dauerfestigkeit	
$\varphi$	rad	Phase	
$\varphi$	°	Akustischer Anregungswinkel	Abbildung 4.11
$\varphi_i$	rad	Phase der Spannungsversorgung der akustischen Anregungseinheit $i$	
$\psi$	°	Position der AETR-Kaskade in Umfangsrichtung	Abbildung 4.11
$\omega$	rad/s	Kreisfrequenz	
$\omega_f$	rad/s	Kreisfrequenz der Zwangserregung	
$\omega_{f,max}$	rad/s	Kreisfrequenz der Zwangserregung für die die partikuläre Lösung ihr Maximum annimmt	
$\omega_{Phase}$	rad/s	Phasengeschwindigkeit	Gleichung 7.3

$\omega_0$	rad/s	Eigenfrequenz des ungedämpften Systems	Gleichung 3.19
$\omega_d$	rad/s	Eigenfrequenz des gedämpften Systems	Gleichung 3.22

## Tiefgestellte Indizes

Index	Bedeutung
1	Größe in der Anströmung
2	Größe in der Abströmung
AAE	Auf die akustischen Anregungseinheiten bezogene Größe
AAS	Auf die akustische Anregung bezogene Größe
AAS,S	Auf die akustische Anregung im Relativsystem des Rotors bezogene Größe
Aero	Aerodynamischer Anteil
a	Außen
c	Korrigiert
H	Auf die Hauptströmung bezogene Größe
h	Homogen
i	Innen
$i$	Zählvariable
$j$	Zählvariable
lokal	Lokale Größe
$\varphi$	Tangential, in Umfangsrichtung
p	Partikulär
R	Auf den Rotor bezogene Größe
r	Reale Größe
Ref	Auf das Referenzsignal bezogene Größe
ref	Referenzzustand
S	Auf die Schaufel bezogene Größe
SL	Auf die Spülluft bezogene Größe
TT	Auf das Tip-Timing-System bezogene Größe
u	Auf die Umgebung bezogene Größe
z	Axial, in axialer Richtung

## Überstreichungen und hochgestellte Indizes

Symbol	Bedeutung
$(.)'$	Schwankungsanteil
$(.)'$	Ableitung einer Funktion
$(\dot{\phantom{.}})$	Erste Ableitung nach der Zeit
$(\ddot{\phantom{.}})$	Zweite Ableitung nach der Zeit
$(\hat{\phantom{.}})$	Scheitelwert
$(.)^+$	Schallausbreitung in Strömungsrichtung
$(.)^-$	Schallausbreitung entgegen der Strömungsrichtung

## Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
AAE	<b>A</b> kustische <b>A</b> nregungseinheit
AC	<b>A</b> lternating <b>C</b> urrent
AETR	<b>A</b> eroelasticity <b>T</b> est <b>R</b> ig
Blisk	<b>B</b> lade <b>I</b> ntegrated <b>D</b> isk
CFD	<b>C</b> omputational <b>F</b> luid <b>D</b> ynamics
DMS	<b>D</b> ehnungsmessstreifen
DNS	<b>D</b> irekte <b>n</b> umerische <b>S</b> imulation
DLR	<b>D</b> eutsches Forschungszentrum für <b>L</b> uft- und <b>R</b> aumfahrt
FEM	<b>F</b> inite <b>E</b> lemente <b>M</b> ethode
FFT	<b>F</b> ast <b>F</b> ourier <b>T</b> ransformation
FPGA	<b>F</b> ield- <b>P</b> rogrammable <b>G</b> ate <b>A</b> rray
FUTURE	<b>F</b> lutter-Free <b>T</b> urbomachinery <b>B</b> lades
GEH	<b>G</b> estaltänderungsenergiehypothese
HCF	<b>H</b> igh <b>C</b> ycle <b>F</b> atigue
KTH	<b>K</b> ungliga <b>T</b> ekniska <b>H</b> ögskolan
LA	<b>L</b> aufreihe
LSMF	<b>L</b> east <b>S</b> quare <b>M</b> odel <b>F</b> it
NGAV	<b>N</b> iedergeschwindigkeits <b>a</b> xialverdichter
PIV	<b>P</b> article <b>I</b> mage <b>V</b> elocimetry
RMA	<b>R</b> adialmodenanalyse
TET	<b>T</b> urbineneintrittstemperatur
TW	<b>T</b> raveling <b>W</b> ave
TWA	<b>T</b> raveling <b>W</b> ave <b>A</b> nalysis



# 1 Einleitung

Die Gasturbine ist heutzutage ein fester Bestandteil sowohl der elektrischen und thermischen Energieversorgung als auch der Luftfahrt. Diese Maschine, die auf dem offenen Joule-Prozess basiert, wird kontinuierlich von einem Arbeitsfluid durchströmt. Mit einem vergleichsweise geringem Gewicht erreicht eine Gasturbine eine hohe Leistungsdichte (Lechner und Seume 2011) und ist somit prädestiniert für die Luftfahrt, in der ein geringes Gewicht eine der wichtigsten Anforderungen darstellt. Seit dem ersten Serienflugzeug mit Strahltriebwerk, der Messerschmitt ME 262, die im Jahre 1942 ihren Jungfernflug mit Strahltriebwerken erfolgreich absolvierte (Jurleit 1992), ist die Gasturbine als Antrieb für zivile und militärische Flugzeuge kontinuierlich weiterentwickelt worden. Von dieser Entwicklung profitierte neben der Luftfahrt auch die Kraftwerksindustrie, in der heutzutage sowohl Gasturbinen in reinen Gaskraftwerken als auch in kombinierten Gas- und Dampfturbinen-Kraftwerken (GuD-Kraftwerken) eingesetzt werden. Aufgrund ihrer Schnellstartfähigkeit dienen Gaskraftwerke vor allem zur Abdeckung von Spitzenlasten. Die Kombination aus Gas- und Dampfturbinenprozess ermöglicht es in GuD-Kraftwerken, einen Wirkungsgrad von über 60% zu erreichen (Hofer und Höpner 2011), und stellt somit eine ressourcenschonende Option der elektrischen Energieerzeugung dar.

Die Entwicklung moderner Gasturbinen wird durch das Bestreben nach einem hohen Wirkungsgrad und einem damit verbundenen niedrigen spezifischen Kraftstoffverbrauch sowie nach niedrigen Emissionen und Wartungskosten bestimmt. In den letzten Jahrzehnten wurden vor allem im Bereich der Aerodynamik der Verdichter- und Turbinenkomponenten große Fortschritte erzielt. Durch die Einführung verschiedener technologischer Entwicklungen wie zum Beispiel der dreidimensionalen Gestaltung von Turbomaschinenschaufeln (Denton und Xu 1998, Yershov et al. 2002, Amano und Xu 2005), integraler Laufräder, sogenannter Blade Integrated Disks (Blisks) (Klauke 2007), oder Controlled Diffusion Airfoils (Steinert et al. 1991) werden heutzutage isentrope Wirkungsgrade im Verdichter zwischen 86 und 90% und in der Turbine von über 90% erreicht (Gier und Hübner 2005, Lechner und Seume 2011). Das Ergebnis sind effektive Kraftwerksturbinen und Flugtriebwerke, deren Verluste entscheidend reduziert werden konnten.

Moderne Beschaufelungen werden als schlanke Strukturen mit einem hohen Höhen-zu-Seiten-Verhältnis ausgeführt. Besonders die Hinterkantendicke hat einen signifikanten Einfluss auf die aerodynamischen Verluste, die durch den Geschwindigkeitsgradienten im Nachlauf verursacht werden (Curtis et al. 1997). Die Hinterkantendicke wird somit vor dem Hintergrund eines verlustarmen Schaufelprofils möglichst dünn ausgeführt. Ein hohes Höhen-zu-Seiten-Verhältnis resultiert aus immer länger werdenden Schaufeln und damit größer werdenden Strömungsquerschnitten. Der vergrößerte Strömungsquerschnitt erlaubt einen größeren Massenstrom und somit einen höheren Leistungsumsatz. Zusätzlich wird das Verhältnis zwischen Kernströmung und Sekundär-

strömung im Bereich der Nabe und im Bereich des Gehäuses dahingehend beeinflusst, dass die verlustbehaftete Strömung im wandnahen Bereich einen prozentual geringeren Anteil einnimmt und somit ein höherer Wirkungsgrad erreicht werden kann. Die schlanke und mit einem großen Höhen-zu-Seiten-Verhältnis charakterisierte Geometrie moderner Turbomaschinenschaufeln führt zu einer geringeren Steifigkeit der Struktur und somit zu einer höheren Anfälligkeit gegenüber Schwingungen.

Zusätzlich zu der geringeren Steifigkeit moderner Beschaukelungen tragen erhöhte aerodynamische und thermische Lasten zu der zentralen Bedeutung von Schwingungen in der Auslegung und im Betrieb von Gasturbinen bei. Die Steigerung der aerodynamischen Lasten ist beispielsweise auf die Reduzierung der Schaufelanzahl einzelner Stufen zurückzuführen. Hierdurch kann eine Reduktion der aerodynamischen Verluste sowie eine Gewichtsreduzierung erreicht werden. Bei gleichbleibendem Arbeitsumsatz der Gasturbine steigt jedoch die aerodynamische Last, die auf eine einzelne Schaufel wirkt. Die Gewichtsreduzierung ist insbesondere für die Luftfahrt von großer Bedeutung. Dies ist dadurch begründet, dass in der Luftfahrt mit der Reduzierung des Gewichts der Treibstoffverbrauch und damit einhergehend die Betriebskosten gesenkt werden können.

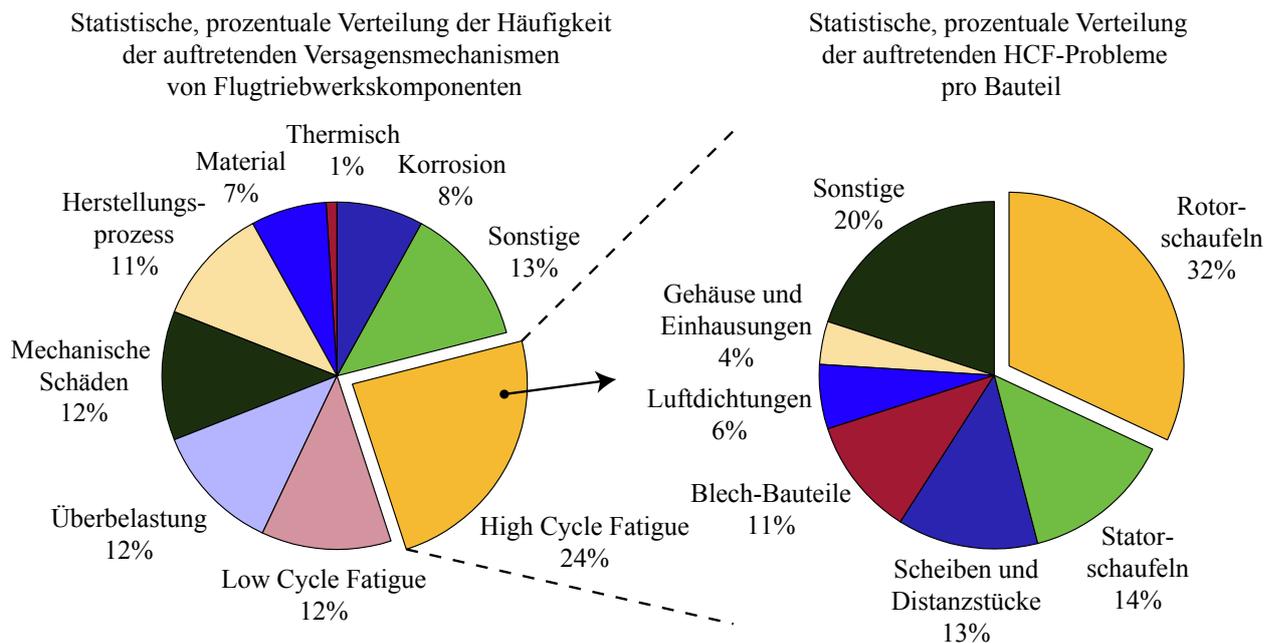
Eine weitere Zunahme der aerodynamischen Lasten ist durch eine hohe spezifische aerodynamische Stufenarbeit zu erwarten. Diese Kennzahl gibt die spezifische Leistung an, die eine einzelne Stufe dem Fluid entzieht (Turbine) oder zuführt (Verdichter). Durch eine hohe spezifische aerodynamische Stufenarbeit kann die Stufenanzahl und somit das Gewicht eines Verdichters oder einer Turbine bei gleichbleibendem Druckverhältnis reduziert werden. Insbesondere die Niederdruckturbine in Flugtriebwerken stellt eine Komponente dar, die sich aufgrund ihres hohen Anteils am Gesamtgewicht des Triebwerks von 33% für Gewichtseinsparungen durch die Reduktion der Stufen eignet (Vázquez et al. 2003). Die Aktualität der Optimierung der Niederdruckturbine wird durch das von Pratt & Whitney in Zusammenarbeit mit der MTU Aero Engines neu entwickelte Triebwerk PW1000G deutlich. In diesem Triebwerk ist die Drehzahl des Fans und der Niederdruckturbine durch ein Getriebe entkoppelt (Getriebefan-Triebwerk, engl. Geared Turbofan). Hierdurch kann eine schnelldrehende Niederdruckturbine eingesetzt werden, die durch eine höhere spezifische aerodynamische Stufenarbeit eine geringere Stufenanzahl und somit ein geringeres Gewicht verspricht (Buckl 1998). Gleichzeitig steigt jedoch durch eine transsonische Durchströmung dieser Turbine die aerodynamische Belastung der einzelnen Stufen und somit das Potential zur Schwingungsanregung erheblich (Bräunling 2009).

Eine aktuelle Schlüsseltechnologie im Bereich des Verdichters sind Blisks. Die in diesem Bauteil integral ausgeführte Verbindung zwischen Schaufelfuß und Scheibe erlaubt eine höhere mechanische Belastung dieser Komponente. Es lassen sich somit höhere Umfangsgeschwindigkeit und damit einhergehend eine höhere spezifische aerodynamische Stufenarbeit realisieren. Folglich werden im Vergleich zur konventionellen Bauweise weniger Verdichterstufen in Blisk-Bauweise benötigt, um das gleiche Druckverhältnis aufzubauen. Die hierdurch erreichte Reduktion der Stufenanzahl geht mit einer Gewichtsersparnis einher. Eine zusätzliche Gewichtsreduktion wird bei der Verwendung von Blisks zudem durch die Vermeidung von Materialanhäufungen im Über-

gang zwischen Schauffelfuß und Scheibe erreicht, denn während bei konventioneller Bauweise die Realisierung der Aufnahme des Schauffelfußes in der Scheibe einen erheblichen Materialeinsatz erfordert, kann dieser Übergang in Blisk-Bauweise schlanker ausgeführt werden. Insgesamt lässt sich mit der Blisk-Technologie eine Gewichtersparnis von bis zu 20% erreichen (Busmann et al. 2005). Ein Nachteil dieser Technologie besteht jedoch in der fehlenden Fügstellendämpfung im Übergang zwischen dem Schauffelfuß und der Scheibe im Vergleich zu konventionellen nicht-integralen Bauweisen. Hierdurch weisen Blisks eine geringe Gesamtdämpfung auf und sind somit gegenüber Schwingungen besonders anfällig.

Die Steigerung der thermischen Belastung resultiert hauptsächlich aus der in den letzten Jahrzehnten kontinuierlich erhöhten Turbineneintrittstemperatur (TET). Durch die Erhöhung der TET kann der Energiegehalt (Enthalpie) des Fluids gesteigert werden. Das Potential der Strömung, Arbeit zu verrichten, nimmt folglich zu. Weiterhin steigt mit der Erhöhung der TET der thermische Wirkungsgrad der Gasturbine. Aktuelle Turbineneintrittstemperaturen von bis zu 1700 K (Bräunling 2009) erfordern den Einsatz von hochwarmfesten Metalllegierungen sowie von Kühlverfahren. Trotz der Kühlung ist der Werkstoff der Turbinenschaufeln hohen Temperaturen ausgesetzt. Infolgedessen nimmt die Schwingfestigkeit des Werkstoffs der Turbinenschaufeln nach Radaj und Vormwald (2007) ab.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass aktuelle Entwicklungen aufgrund einer geringeren Steifigkeit der Beschaukelung, erhöhter thermischer und aerodynamischer Lasten und einer geringen Dämpfung bei integralem Design zu einer erhöhten Belastung durch Schaufelschwingungen beitragen. Je nach Amplitude der auftretenden Schwingung kann diese zum Versagen des Bauteils durch Überschreiten der Festigkeitsgrenze oder zur Materialermüdung durch High Cycle Fatigue führen. Im letzteren Fall ist die Schwingung durch vergleichsweise kleine Amplituden charakterisiert, resultiert jedoch aufgrund der hohen Frequenz in einer hohen Anzahl an Lastzyklen. Die Bedeutung von High Cycle Fatigue für die Auslegung und den Betrieb von Gasturbinen ist durch eine Vielzahl von Autoren bereits im letzten Jahrhundert untersucht worden. So stellt Danforth (1966) fest, dass das Vermeiden von schwingungsinduzierten Lasten eines der wichtigsten Kriterien in der Auslegung ist, um einem möglichen Versagen der Beschaukelung vorzubeugen. Cowles (1996) beschreibt High Cycle Fatigue aus der Sicht eines Flugtriebwerkherstellers. Er stellt fest, dass High Cycle Fatigue (HCF) die häufigste Ursache für das Versagen von militärischen Flugtriebwerken ist (siehe Abbildung 1.1). Bei näherer Betrachtung der einzelnen Komponenten, in denen HCF-Probleme auftreten, wird deutlich, dass am häufigsten die hochbelasteten Rotorschaufeln betroffen sind (vgl. Abbildung 1.1). Nach El-Aini et al. (1997) bleiben 90% der potentiellen durch HCF verursachten Probleme während der Erprobung eines neuen Flugtriebwerks unentdeckt. Die verbleibenden 10% nehmen dennoch 30% der gesamten Entwicklungskosten in Anspruch und sind verantwortlich für über 25% der unvorhergesehenen Vorfälle. Wisler und Shin (1998) geben eine grobe Abschätzung für die Bedeutung von HCF für die Entwicklung einer Gasturbine, nach der 10% bis 40% der im Entwicklungsprozess auftretenden Probleme auf HCF zurückzuführen sind. Weiterhin treten im Durchschnitt 2,5 schwerwiegende HCF-Probleme während des Entwicklungsprozesses einer Gasturbine auf. In Hinblick auf den Verschleiß während des Betriebes einer



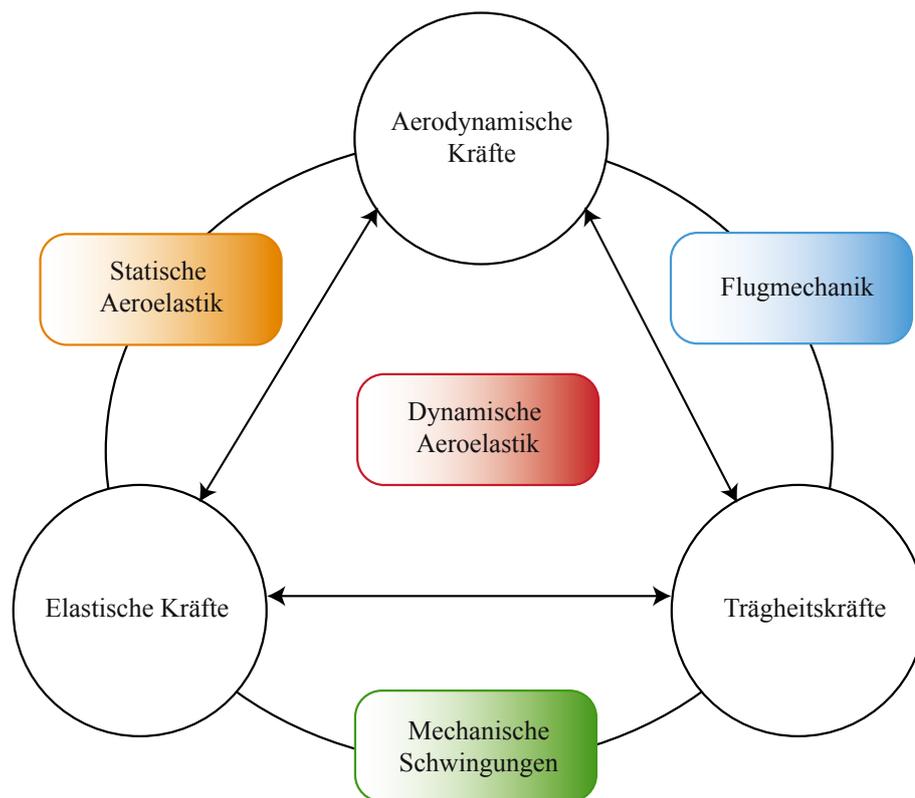
**Abbildung 1.1:** Bedeutung von High Cycle Fatigue für militärische Flugtriebwerke nach Cowles (1996)

Gasturbine lassen sich circa 5% der Wartungskosten auf HCF zurückführen.

Es wird deutlich, dass der Vorhersage und der Berücksichtigung der Schaufelschwingungen und deren Anregungsmechanismen ein hoher Stellenwert eingeräumt werden muss. Insbesondere im Auslegungsprozess werden effektive Methoden zur Vorhersage benötigt, um das Auftreten unvorhergesehener Schwingungsanregungen in der Erprobung oder während des Betriebes zu vermeiden. So beschreibt zum Beispiel Srinivasan (1997) Vorfälle, bei denen erst während der Qualifizierung eines Flugtriebwerks oder sogar nach Beginn der Produktionsphase eines Triebwerkstyps Beschädigungen durch Schaufelschwingungen auftraten und somit erhebliche Kosten entstanden.

Um Schaufelschwingungen in Turbomaschinen realitätsnah modellieren zu können, muss die Interaktion der schwingenden Schaufel mit der umgebenden Strömung berücksichtigt werden. Diese Interaktion umfasst das Zusammenspiel zwischen den Trägheits-, den elastischen sowie den aerodynamischen Kräften und wird durch das Fachgebiet der dynamischen Aeroelastik beschrieben. Klassischerweise wird zur Verdeutlichung der beteiligten Kräfte das in Abbildung 1.2 dargestellte Collar-Diagramm verwendet.

Für die Vorhersage aeroelastischer Effekte im Auslegungsprozess von Gasturbinen kommen numerische Methoden zum Einsatz. In den letzten Jahren konnten auf dem Gebiet der numerischen Modellierung aeroelastischer Phänomene erhebliche Fortschritte erzielt werden. Für die Validierung der entwickelten numerischen Modelle werden experimentelle Daten unter realitätsnahen Bedingungen benötigt. Zudem sind experimentelle Untersuchungen die Grundlage für die Entwicklung



**Abbildung 1.2:** Collar-Diagramm

eines detaillierten Verständnisses aeroelastischer Effekte. Die für die Validierung und für ein detailliertes physikalisches Verständnis notwendige Quantität und Qualität der aeroelastischen Testfälle lässt sich jedoch in der Literatur nicht wiederfinden. Bereits Marshall und Imregun (1996) und Vogt (2005) stellen einen Mangel an publizierten experimentellen Daten fest. Nach El-Aini et al. (1997) kann die experimentelle Untersuchung der Aeroelastik von Turbomaschinenkomponenten, beispielsweise von einer Turbomaschinenschaufel, in drei Abstraktionsgrade unterteilt werden:

1. Untersuchung der Komponente im Labor
2. Untersuchung der Komponente in einem skalierten Prüfstand mit rotierender Beschaukelung
3. Untersuchung der Komponente in einer realen Maschine

Insbesondere für den zweiten Abstraktionsgrad wird sowohl ein System zur Anregung als auch ein System zur Messung der angeregten Schaufelschwingungen im rotierenden System benötigt. Eine der wesentlichen Herausforderungen bei der Umsetzung dieser Systeme ergibt sich aus der Rotation der Beschaukelung, die zum Schwingen angeregt werden soll. Hierdurch müssen entweder die Signale, die zur Anregung und Erfassung der Schaufelschwingung genutzt werden sollen, in das rotierende System übertragen werden oder die Anregung und Erfassung der Schaufelschwingung

aus dem stehenden System erfolgen. In beiden Fällen ergeben sich je nach gewählter Methode zur Schwingungsanregung beziehungsweise -erfassung jeweils weitere Herausforderungen. Insgesamt stellt somit sowohl die Anregung als auch die Erfassung von Schaufelschwingungen im rotierenden System eine komplexe Problemstellung dar. Insbesondere zur aktiven Schwingungsanregung von Turbomaschinenschaufeln lassen sich daher in der Literatur nur wenige Studien finden.

Vor dem Hintergrund der hohen Relevanz aeroelastischer Effekte für den Auslegungsprozess und den Betrieb moderner Gasturbinen sowie dem Mangel an publizierten experimentellen Daten wird im Rahmen dieser Arbeit die Entwicklung eines Systems zur Anregung von Schaufelschwingungen in Turbomaschinen vorgestellt. Das Ziel der in dieser Arbeit beschriebenen Entwicklung ist ein System, das zum einen die Laufschaufeln einer Turbomaschine berührungslos zum Schwingen anregt und zum anderen eine hohe Flexibilität aufweist. Wesentliche Parameter wie zum Beispiel die Anregungsfrequenz, die Anregungsamplitude und der Phasenversatz zwischen den Schwingungen benachbarter Schaufeln, der sogenannte Interblade Phase Angle, sollen möglichst frei einstellbar sein. Weiterhin soll das grundlegende Verständnis für die physikalischen Zusammenhänge bei der akustischen Schaufelschwingungsanregung in Turbomaschinen gelegt werden. Dieses System basiert auf einem erstmals für diese Anwendung genutzten akustischen Ansatz und bildet in Kombination mit einem optischen Tip-Timing-System zur Messung von Schaufelschwingungen einen vielversprechenden Versuchsaufbau zur Generierung hochwertiger experimenteller Daten. Diese bilden die Grundlage sowohl für die Weiterentwicklung numerischer Methoden als auch für die Vertiefung des physikalischen Verständnisses aeroelastischer Effekte. Das entwickelte System ist für den Einsatz in der Schnittstelle zwischen dem zweiten und dem dritten Abstraktionsgrad optimiert und soll in skalierten Verdichter- und Turbinen-Rigs verwendet werden.

Im Anschluss an dieses Kapitel folgt eine Übersicht über den aktuellen Stand der Forschung und eine Einordnung der in dieser Arbeit vorgestellten Ergebnisse vor dem Hintergrund bereits publizierter Studien. Im darauf folgenden Kapitel 3 werden die für das Verständnis dieser Arbeit notwendigen theoretischen Grundlagen im Bereich der Aeroelastik und der Aeroakustik und deren Zusammenspiel für den Fall der akustischen Anregung erläutert. Kapitel 4 beschreibt die Entwicklung der einzelnen Komponenten des akustischen Anregungssystems. Die Beschreibung des für die Erprobung des akustischen Anregungssystems eingesetzten Versuchsträgers, des Niedergeschwindigkeitsaxialverdichters (NGAV), erfolgt in Kapitel 5. Anschließend wird in Kapitel 6 das im Rahmen dieser Arbeit für die Erfassung von Schaufelschwingungen verwendete, optische Tip-Timing-System mit Hilfe von Dehnungsmessstreifen validiert.

In Kapitel 7 werden zunächst der Aufbau und die Parameter der akustischen Anregung am NGAV beschrieben. Anschließend wird die Vermessung der am NGAV eingesetzten Anregungseinheiten vorgestellt und die Notwendigkeit einer Kalibrierung des akustischen Anregungssystems diskutiert. Der erstmalige Nachweis der akustischen Schwingungsanregung von Turbomaschinenschaufeln im rotierenden System erfolgt im darauf folgenden Abschnitt. Unter Verwendung der im NGAV gemessenen Daten wird der physikalische Zusammenhang zwischen dem akustischen Feld

und den sich einstellenden Schaufelschwingungen erkannt und erläutert. Darauf aufbauend wird eine Methode zur Variation des Interblade Phase Angle der akustisch angeregten Schwingung vorgestellt. Diese Methode ermöglicht die Vorgabe eines beliebigen Knotendurchmessers, in dem die angeregten Schaufeln schwingen, und stellt somit ein Alleinstellungsmerkmal der akustischen Anregung gegenüber bereits publizierten Anregungskonzepten dar. Den Abschluss von Kapitel 7 bildet die Diskussion des Einflusses des akustischen Anregungssystems auf das aeroelastische Verhalten der angeregten Beschaufelung. Im achten und abschließenden Kapitel dieser Arbeit werden die Schlussfolgerungen gezogen sowie ein Ausblick gegeben.



## 2 Stand der Forschung

In diesem Kapitel wird der aktuelle Stand der Forschung dargestellt und die im Rahmen dieser Arbeiten durchgeführten Untersuchungen und abgeleiteten Erkenntnisse von bereits durchgeführten Studien abgegrenzt. Der Schwerpunkt liegt hierbei neben der numerischen und experimentellen Untersuchungen aeroelastischer Effekte insbesondere auf bereits entwickelten Methoden zur Schaufelschwingungsanregung in Turbomaschinen.

### 2.1 Aeroelastische Untersuchungen für Turbomaschinen

Wie in Abbildung 1.2 verdeutlicht, stellt die dynamische Aeroelastik eine Interaktion von aerodynamischen, elastischen und Trägheitskräften dar und ist somit eine komplexe, interdisziplinäre Fachdisziplin. In Turbomaschinen sind die beiden wichtigsten aeroelastischen Effekte die fremd-erregten und die selbsterregten Schwingungen.

Ein klassisches Beispiel für fremderregte Schwingungen ist die sogenannte Düsenerregung. Hierbei erfahren die Schaufeln einer Turbomaschine eine periodische Anregungskraft, die durch das Impulsdefizit in den Nachläufen stromauf liegender Stufen verursacht wird.

Für den Fall der selbsterregten Schwingung (Flutter) liegt ein instabiler Zustand vor, in dem kontinuierlich Energie von dem Fluid auf die Struktur übertragen wird. Durch die Interaktion zwischen der Struktur und dem Fluid steigt die Energie, die von der Strömung auf die Struktur übertragen wird und somit die Schwingungsamplitude der Schaufel stetig an.

Die Untersuchung der dynamischen aeroelastischen Effekte erfolgt in Turbomaschinen sowohl numerisch als auch experimentell. Bei der numerischen Simulation muss zusätzlich zu dem komplexen Strömungsfeld in einer Turbomaschine die Auswirkung der Schwingung der Schaufel auf das Strömungsfeld berücksichtigt werden. Je nach Modellierungsansatz wird auch der umgekehrte Kopplungspfad, der Einfluss der Strömung auf die strukturmechanischen Eigenschaften wie Eigenfrequenzen oder Eigenformen, modelliert.

Grundsätzlich lassen sich aeroelastische Simulationsverfahren im Turbomaschinenbau nach dem Zustandsraum, in dem die Simulationen durchgeführt werden, unterscheiden. Es wird sowohl im Zeitbereich als auch im Frequenzbereich gerechnet. Der große Vorteil der Berechnungen im Frequenzbereich besteht darin, dass die Berechnungsdauer der einer stationären Rechnung im Zeitbereich ähnlich ist, jedoch Instationaritäten mit abgebildet werden. Für die aeroelastische Simulation grundlegende Einflüsse, wie zum Beispiel die instationäre Druckverteilung auf der Schaufeloberfläche infolge der schwingenden Schaufel oder periodische Druckstörungen in Umfangs-

richtung aufgrund von Nachläufen, finden somit trotz reduzierter Berechnungsdauer Berücksichtigung. Aufgrund der signifikanten Reduzierung der Berechnungsdauer gegenüber Berechnungen im Zeitbereich, die nach May (2012a) zwischen einem Faktor von 6,25 und 120 liegt, wird in der Industrie heutzutage vorwiegend im Frequenzbereich gerechnet. Insbesondere für den iterativen Auslegungsprozess von Gasturbinen, in denen eine Vielzahl von Varianten untersucht werden muss, stellen zeiteffektive numerische Verfahren ein unverzichtbares Werkzeug dar.

Zur Überführung der für die Abbildung des instationären Strömungsfeldes benötigten physikalischen Gleichungen in den Frequenzbereich existieren verschiedene Verfahren. Zum einen können die Gleichungen mit Hilfe eines Störansatzes linearisiert und somit in den Frequenzbereich überführt werden (Clark und Hall 2000). Zum anderen lässt sich das Verfahren der harmonischen Balance zur Überführung in den Frequenzbereich nutzen (Hall et al. 2002). Der Vorteil dieses Verfahrens gegenüber der Linearisierung liegt darin, dass Nichtlinearitäten erhalten bleiben. Unabhängig davon, welcher Ansatz für die Modellierung aeroelastischer Phänomene verwendet wird, müssen vereinfachende Annahmen getroffen werden.

Zur Validierung der Gültigkeit der getroffenen Annahmen und zur Verifizierung der Vorhersagegenauigkeit der numerischen Modelle werden qualitativ hochwertige experimentelle Daten benötigt. Eine sehr ausführliche und häufig verwendete Datenbasis für ebene Turbinen- und Verdichtergitter wird von Böls und Fransson (1986) vorgestellt. Unter Verwendung dieser Daten zeigen beispielsweise Kersken et al. (2012), dass mit linearTRACE, einem linearisierten Navier-Stokes-Solver, eine gute Übereinstimmung mit dem experimentellen Referenzfall erzielt werden kann.

Aufgrund der Bauweise des von Böls und Fransson (1986) verwendeten Prüfstandes basieren die vorgestellten Messergebnisse auf einer zweidimensionalen Betrachtung und folglich auf der Vermessung eines zweidimensionalen Strömungs- beziehungsweise Druckfeldes. In realen Turbinen ist die Geometrie des Strömungskanals jedoch typischerweise ringförmig, wodurch die Teilung und somit das Strömungsfeld in radialer Richtung variiert. Durch die Berücksichtigung dieser komplexen ringförmigen Geometrie kann die Vorhersagegenauigkeit der aeroelastischen Stabilität verbessert werden, wie anhand von umfangreichen Untersuchungen von Vogt (2005) gezeigt wird. Als Grundlage für die von Vogt (2005) durchgeführten Messungen dient ein eigens entwickelter Prüfstand, der ein ringförmiges Turbinengitter beinhaltet. Das Turbinengitter besteht aus sieben Schaufeln, deren Profile an das Profil einer Niederdruckturbinen eines Flugtriebwerks angelehnt sind. Die mittlere der sieben Schaufeln kann mit Hilfe eines Aktuators in dreidimensionalen Starrkörpermoden zum Schwingen angeregt werden. Der beschriebene Aufbau wird von Vogt (2005) für die systematische Untersuchung des Einflusses der dreidimensionalen Strömung und des Spalts zwischen Schaufelspitze und Gehäuse hinsichtlich der aeroelastischen Stabilität verwendet. Die von Vogt (2005) vorgestellten Ergebnisse belegen, dass die Berücksichtigung der Dreidimensionalität der Strömung zu einer Verbesserung der numerischen Vorhersage der aeroelastischen Stabilität führt. Eine Ursache hierfür ist die radiale Verteilung der Amplitude des instationären Drucks infolge der Schaufelschwingung, die mit einem dreidimensionalen Modell realitätsgetreuer wiedergegeben wird. Weiterhin wird sowohl ein Einfluss durch Sekundärströmungen

im Bereich der Nabe und durch den Blattspitzenwirbel auf die Vorhersagegenauigkeit der aeroelastischen Stabilität festgestellt. Die Größenordnung des Einflusses ist mit dem Einfluss wesentlicher Auslegungsparameter wie zum Beispiel der reduzierten Frequenz oder der Inzidenz vergleichbar.

Die Strömung in realen Turbomaschinen gewinnt aufgrund der Relativbewegung zwischen Rotor, Gehäuse und Statoren zusätzlich an Komplexität. Sekundärströmungen, die sich aufgrund der Relativbewegung ausbilden, tragen zusammen mit der durch die Rotation des Rotors wirkenden Flieh- und Corioliskraft zu einem komplexen Strömungsfeld mit dreidimensionalem Charakter bei.

Während sich die von Böls und Fransson (1986) vorgestellten Ergebnisse vor allem für die Validierung zweidimensionaler Berechnungen eignen, werden für die Validierung aktueller dreidimensionaler, aeroelastischer Simulationen realitätsnähere Testfälle benötigt. Dabei sind die Untersuchungen von Vogt (2005) ein erster Schritt, wobei jedoch weiterhin die Relativbewegung zwischen Rotor, Gehäuse und Statoren vernachlässigt wird. In Hinblick auf die öffentlich zugängliche Literatur fällt auf, dass ein Ungleichgewicht zwischen publizierten numerischen und publizierten experimentellen Untersuchungen im Bereich der Aeroelastik herrscht. Allein in den letzten Jahren wurden viele Studien zur numerischen Simulation aeroelastischer Effekte publiziert (Kersken et al. 2010, Hong-Sik und Ge-Cheng 2012, Hsu et al. 2012, Elder et al. 2013, Luengo et al. 2012, May 2012b, Micallef et al. 2012, Vedeneev et al. 2013, Zhang et al. 2012, ...). Im Gegensatz dazu wurden nur wenige experimentelle Studien, die auf einem rotierenden Rig oder in einer realen Turbomaschine durchgeführt wurden, veröffentlicht.

Eine der wenigen experimentellen Studien wird von Manwaring et al. (1997) auf einem Verdichter-Prüfstand in der Wright-Patterson Air Force Base in Ohio durchgeführt. Manwaring et al. (1997) untersuchen durch ein asymmetrisches Druckfeld verursachte, fremderregte Schaufelschwingungen (engl. Forced Response). Die untersuchte Fan-Beschaufelung ist durch ein hohes Höhen-zu-Seiten-Verhältnis von  $AR = 1$  charakterisiert und ist sowohl für die Erfassung des instationären Drucks auf der Schaufeloberfläche als auch für die Erfassung der Schaufelschwingung aufwendig instrumentiert. Im Rahmen der durchgeführten Untersuchungen wird sowohl die Schwingungsantwort der Schaufeln als auch das stationäre und instationäre Strömungsfeld bei verschiedenen Drehzahlen und somit bei verschiedenen Erregerordnungen erfasst. Ein Vergleich zwischen den mit einem linearisierten Euler-Code berechneten numerischen Ergebnissen und den experimentellen Daten zeigt gute Übereinstimmungen für das instationäre Druckfeld solange die Schaufeln sich nicht in Resonanz befinden. Für den Fall, dass die Schaufeln durch das asymmetrische Druckfeld in der Zuströmung zum Schwingen angeregt werden, ist eine geringere Übereinstimmung zwischen Numerik und Experiment zu beobachten.

Die Fortsetzung der aeroelastischen Untersuchungen an dem Verdichter-Prüfstand in Ohio wird von Sanders et al. (2002) und Sanders et al. (2004) vorgestellt. Gegenstand der Untersuchung ist in beiden Fällen eine Fan-Blisk mit einem hohen Höhen-zu-Seiten-Verhältnis. Sanders et al. (2002) untersuchen selbsterregte Schaufelschwingungen im Bereich der Pumpgrenze, dem sogenannten Stall Flutter, sowohl bei subsonischer/transsonischer als auch bei supersonischer Strömung. Die

vorgestellte Instrumentierung erlaubt die Messung der Schwingungsantwort der Fan-Schaufeln mit Hilfe von Dehnungsmessstreifen und mit Hilfe eines optischen Tip-Timing-Systems. Weiterhin wird das auf die Rotorschaufeln wirkende, instationäre Druckfeld durch wandbündig installierte, instationäre Druckaufnehmer erfasst. Zusätzlich werden aero- und thermodynamische Kenngrößen, die zur Kalibrierung von Computational Fluid Dynamics (CFD) Simulationen genutzt werden können, bestimmt. Hintergrund der detaillierten Messungen ist zum einen die Erforschung der physikalischen Zusammenhänge bei Stall Flutter und zum anderen die Generierung eines Testfalls zur Validierung numerischer Simulationen. Sanders et al. (2004) nutzen die Messergebnisse, um einen dreidimensionalen Euler/Navier-Stokes Löser zu validieren. Im Rahmen dieser Studie wird der Spalt zwischen der Spitze der Rotorschaufeln und dem Gehäuse sowie die Anzahl der Zeitschritte pro Zyklus in den instationären Simulationen variiert. Sanders et al. (2004) stellen fest, dass beide Parameter die aeroelastische Stabilität und somit die Vorhersage des Betriebspunktes, in dem Stall Flutter auftritt, signifikant beeinflussen.

Weitere aeroelastische Untersuchungen unter Verwendung realitätsnaher Prüfstände werden von Johann et al. (2008), Petrov et al. (2010), Leichtfuss et al. (2012), Schoenenborn und Breuer (2012) und Leichtfuss et al. (2013) durchgeführt. Johann et al. (2008), Leichtfuss et al. (2012), Schoenenborn und Breuer (2012) und Leichtfuss et al. (2013) untersuchen Flutter im Verdichter. Petrov et al. (2010) konzentrieren sich auf die Untersuchung von fremderregten Schwingungen in Verbindung mit dem Einfluss von strukturellem Mistuning in einer Turbine. Alle bis hierhin genannten Arbeiten haben zu dem heutigen physikalischen Verständnis aeroelastischer Effekte beigetragen. Es lässt sich außerdem für alle Arbeiten bis auf die von Manwaring et al. (1997) präsentierten Untersuchungen eine Gemeinsamkeit feststellen: Zur Untersuchung der Schaufelschwingungen werden die inhärenten Anregungsmechanismen der Turbomaschine genutzt. Das heißt, es wird ein Betriebspunkt angefahren, in dem fremderregte Schwingungen oder Flutter auftreten, und anschließend das aeroelastische Verhalten anhand von Messungen analysiert. Experimentelle Untersuchungen nach diesem Prinzip sind auf ausgewählte Betriebspunkte begrenzt. Der für die Untersuchungen zur Verfügung stehende Parameterraum ist folglich limitiert. Eine alternative Vorgehensweise eröffnet sich mit der Verwendung aktiver Systeme, die zur Anregung von Schaufelschwingungen genutzt werden. Der für die Untersuchung aeroelastischer Effekte zur Verfügung stehende Parameterraum kann durch die Verwendung dieser Systeme erweitert werden. Dieser Zugewinn hinsichtlich der Variationsmöglichkeiten ist wiederum eine wichtige Voraussetzung für die systematische Untersuchung der physikalischen Zusammenhänge aeroelastischer Phänomene.

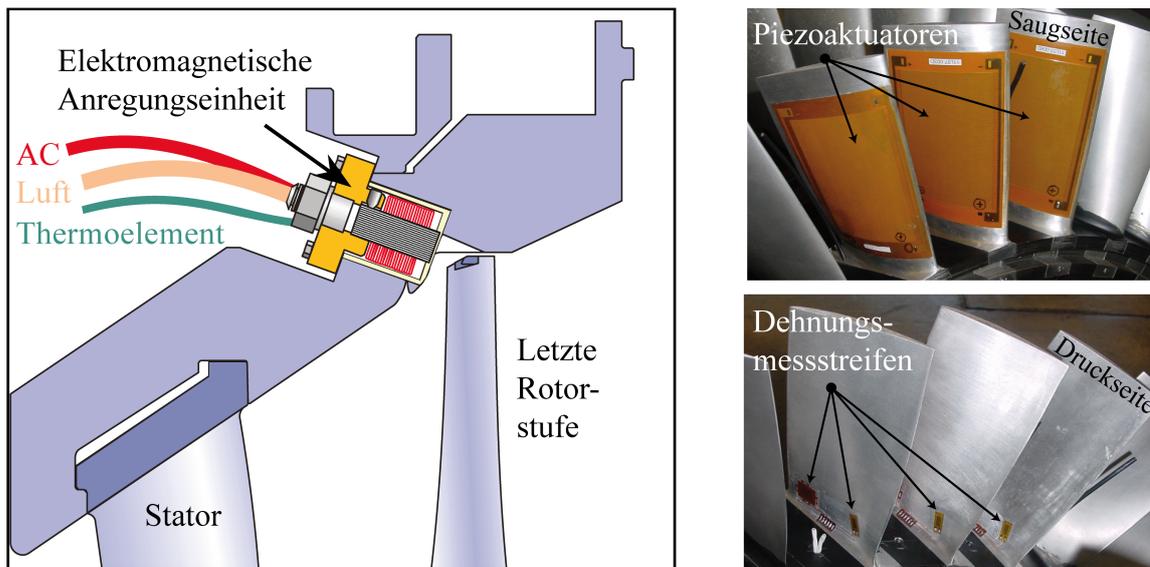
## **2.2 Aktive Systeme zur Schaufelschwingungsanregung**

Das Funktionsprinzip der verschiedenen in der Literatur publizierten Systeme unterscheidet sich vor allem durch den physikalischen Effekt, der zur Anregung der Rotorschaufeln genutzt wird. Morrison et al. (2005) verwenden beispielsweise eine elektromagnetische Anregung. Die von

Morrison et al. (2005) vorgestellten Untersuchungen werden auf einem sogenannten Rotationsprüfstand (engl. Spin Rig) durchgeführt. Dieser Prüfstand bietet die Möglichkeit, das Schwingverhalten eines einstufigen Rotors unter Rotation zu untersuchen. Die Lagerung des Rotors ist elektromagnetisch ausgeführt, worüber gleichzeitig die für die Schwingungsanregung benötigten Kräfte eingeleitet werden können. Die Anregung erfolgt demnach über eine dynamische Starrkörperbewegung des Rotors und wirkt aufgrund der mechanischen Kopplung zwischen dem Rotor und der Beschaukelung auf die Rotorschaukeln. Die Kammer, in der der Rotor rotiert, kann während der Untersuchungen evakuiert werden, sodass der Einfluss der Umgebungsluft auf das Schwingverhalten separiert werden kann. Im Gegensatz zu realen Turbomaschinen sind die Strömungsverhältnisse in Rotationsprüfständen aufgrund der fehlenden axialen Durchströmung stark vereinfacht.

Ein ebenfalls elektromagnetisches Prinzip nutzen Rice et al. (2009) zur Anregung von Dampfturbinenschaufeln. Rice et al. (2009) entwickeln einen Hochleistungs-Elektromagneten, der durch eine gepulste Ansteuerung zur Schwingungsanregung von Dampfturbinen-Rotorschaukeln verwendet wird (siehe Abbildung 2.1). Die elektromagnetische Anregungseinheit ist im Gehäuse eines Dampfturbinenprüfstandes direkt über der Laufschaufel montiert und generiert durch die gepulste Ansteuerung ein mit einer bestimmten Frequenz ein- und aussetzendes Magnetfeld. Aufgrund dieses magnetischen Feldes erfahren die rotierenden Schaufeln eine periodische magnetische Kraft im Blattspitzenbereich und werden somit zum Schwingen angeregt. Die Anregung erfolgt in diesem Fall berührungslos und hat somit keine Änderung der mechanischen Eigenschaften der untersuchten Rotorschaukeln zur Folge. Die wesentlichen Herausforderungen dieses Systems bestehen zum einen in der erforderlichen Kühlung der elektromagnetischen Anregungseinheiten und zum anderen in den Anforderungen an die Geometrie und das Material der untersuchten Rotorschaukeln. Aufgrund der elektromagnetischen Funktionsprinzips müssen die Rotorschaukeln sowohl aus magnetischem Material bestehen als auch ein ausreichend hohes Materialvolumen im Blattspitzenbereich aufweisen. Letzteres wird für die Erzeugung einer periodischen, magnetischen Kraft, deren Amplitude für die Anregung von Schaufelschwingungen ausreicht, benötigt. Das elektromagnetische Anregungsverfahren eignet sich demnach besonders für Beschaukelungen mit einem Deckband.

Ein weitere Möglichkeit zur aktiven Schaufelschwingungsanregung besteht in der Verwendung von piezoelektrischen Aktuatoren. Eine der ersten Untersuchungen mit piezoelektrisch angeregten Rotorschaukeln wird von Fabunmi (1978) durchgeführt. Die piezoelektrische Anregung ist seitdem eine etablierte Methode für die experimentelle Untersuchung aeroelastischer Effekte. So instrumentieren beispielsweise Kielb und Abhari (2003) einen einstufigen Turbinen-Prüfstand, bestehend aus einer Lauf- und einer Leitreihe, zur Schwingungsanregung mit piezoelektrischen Aktuatoren. Zur Erfassung der Schaufelschwingungen werden Dehnungsmessstreifen verwendet. Der Prüfstand kann sowohl im Vakuum ohne Rotation des Rotors als auch bei einer transienten turbinenähnlichen Strömung durch die Verwendung eines Stoßrohrs betrieben werden. Das zeitliche Messfenster im Stoßrohr-Betrieb beträgt 50-100 ms. Kielb und Abhari (2003) nutzen diesen variablen Prüfstand zur Untersuchung der mechanischen und der aerodynamischen Dämpfung.



**Abbildung 2.1:** Elektromagnetische Anregung nach Rice et al. (2009) (links), piezoelektrische Anregung nach Goltz et al. (2009) und Siemann et al. (2009) (rechts)

Watanabe et al. (2008) setzen piezoelektrische Aktuatoren zur Stabilisierung von gegenüber Flut-ter anfälligen Verdichtergittern ein. Die Autoren stellen zunächst eine numerische Studie vor, in dem die Umströmung eines supersonisch angeströmten Verdichterprofils simuliert wird. Das untersuchte Profil ist aufgrund eines Verdichtungsstoßes, der sich in der Passage zwischen den Profilen ausbildet, aeroelastisch instabil. Die numerischen Berechnungen zeigen, dass diesem Verdichtungsstoß durch eine piezoelektrisch angeregte Schwingung der Profilhinterkante eine Oszillation aufgeprägt werden kann. In den anschließenden experimentellen Untersuchungen zeigen Watanabe et al. (2008), dass dieser Effekt zur Erhöhung der aerodynamischen Dämpfung und somit zur Stabilisierung eines transsonisch angeströmten Profils eingesetzt werden kann. Die Anregung der Profilhinterkante wird in diesem Fall durch zwei piezoelektrische Aktuatoren realisiert, von denen sich jeweils einer auf der Druck- und einer auf der Saugseite des Verdichterprofils befindet. Grundvoraussetzung für die Erhöhung der aerodynamischen Dämpfung ist die richtige Einstellung des Phasenversatzes  $\delta$  zwischen der über die piezoelektrischen Aktuatoren angeregten Schwingung der Profilhinterkante und der aerodynamisch angeregten Schaufelschwingung. So beobachten Watanabe et al. (2008) neben einem stabilisierendem Effekt bei  $\delta = 120^\circ$  eine destabilisierende Wirkung bei  $\delta = -60^\circ$  infolge der piezoelektrischen Anregung.

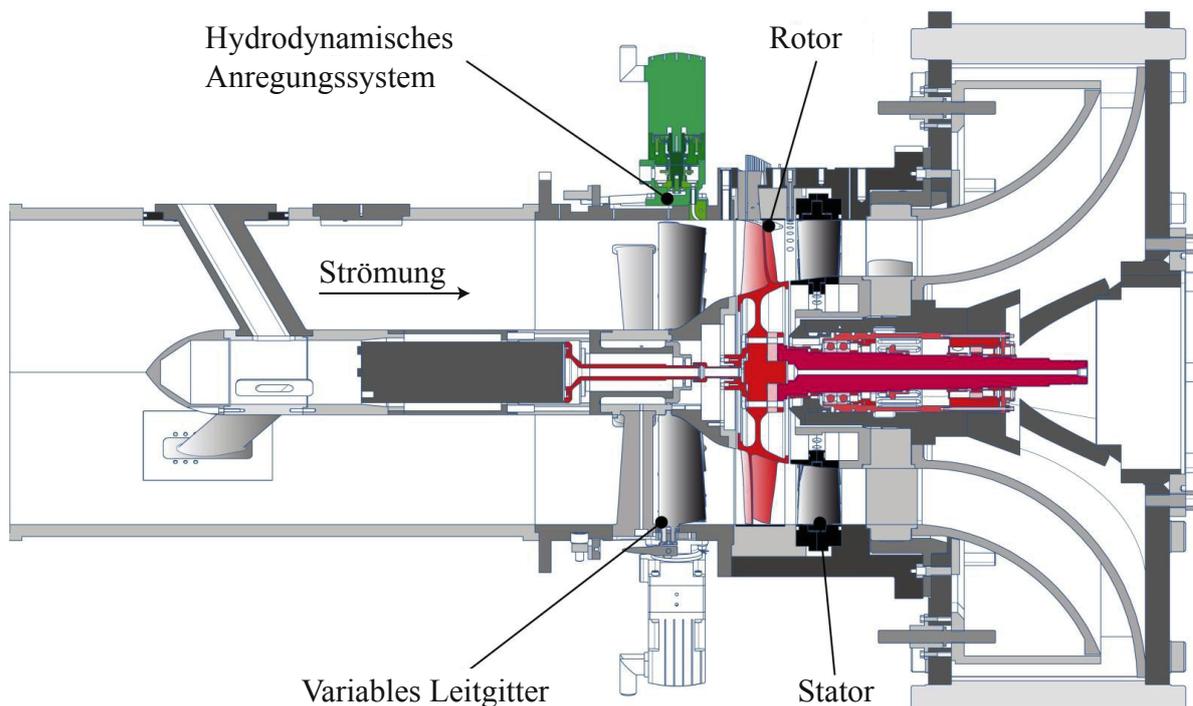
Untersuchungen mit einer piezoelektrischen Anregung in einem stationären Betriebspunkt eines Verdichters werden von Goltz et al. (2009) und Siemann et al. (2009) an einem Niedergeschwindigkeitsaxialverdichter durchgeführt. Die piezoelektrischen Aktuatoren sind in diesem Fall wie in Abbildung 2.1 dargestellt saugseitig auf drei Schaufeln der ersten Rotorstufe verklebt. Druckseitig befinden sich Dehnungsmessstreifen zur Messung der angeregten Schwingung. Beide Unter-

suchungen zeigen, dass die durch die Aktuatoren aufgeprägte Kraft ausreicht, um eine für experimentelle Untersuchungen hinreichend hohe Amplitude anzuregen. Weiterhin wird ein Regelkreis zum Einstellen der angeregten Amplitude und des Phasenversatzes zwischen den Schwingungen benachbarter Schaufeln, dem sogenannten Interblade Phase Angle, vorgestellt. Sowohl für die Übertragung des für die piezoelektrische Anregung benötigten Hochspannungssignals als auch für die Übertragung des Messsignals der Dehnungsmessstreifen verwenden die Autoren einen Schleifring. Eine Herausforderung, die es durch die Verwendung eines Schleifrings zu bewältigen gilt, ist die Unterbindung einer Beeinflussung des Messsignals. Aufgrund der unterschiedlichen Größenordnungen der beiden Spannungen für Piezo-Anregung und DMS-Messung und dem durch den Schleifring gegebenen geringen, räumlichen Abstand könnte das Hochspannungssignal das Messsignal verfälschen. Eine Trennung des Störeinflusses und des eigentlichen Messsignals wird aufgrund der identischen Frequenz des periodischen Anregungs- und des Messsignals zusätzlich erschwert.

Eine Alternative zur Übertragung des elektrischen Signals zur Ansteuerung piezoelektrischer Aktuatoren wird von Belz et al. (2013) vorgestellt. Belz et al. (2013) verwenden einen Übertrager, in dem elektrische Signale über eine in flüssigem Metall rotierenden Welle übertragen werden. In den von Belz et al. (2013) durchgeführten Untersuchungen wird das von Goltz et al. (2009) und Siemann et al. (2009) vorgestellte piezoelektrische Anregungssystem auf einem Fan-Prüfstand des Deutschen Forschungszentrums für Luft- und Raumfahrt (DLR) in Köln eingesetzt. Unter Verwendung des piezoelektrischen Systems regen die Autoren fünf Schaufeln in ihrer ersten Eigenmode zu Schwingungen an. Die Drehzahl des Fans beträgt dabei 50% der Auslegungsdrehzahl. Die Vorgabe eines festen Interblade Phase Angle mit Hilfe des zuvor entwickelten Regelkreises scheitert jedoch aufgrund einer in diesem Betriebspunkt zusätzlich auftretenden, prüfstandsspezifischen Anregung der ersten Eigenmode bei der zweiten Erregerordnung.

Ein weiterer Effekt, der aus der Instrumentierung von Turbomaschinenschaufeln mit piezoelektrischen Aktuatoren und Dehnungsmessstreifen resultiert, ist die Beeinflussung der mechanischen Eigenschaften der zu untersuchenden Schaufeln sowie der Aerodynamik. Die Verstimmung (engl. Mistuning) der Masse, der Dämpfung und der Steifigkeit der Schaufeln sowie die Beeinflussung der Schaufelumströmung in Folge der Instrumentierung muss bei der Interpretation der Ergebnisse und zwecks Übertragbarkeit auf reale Beschauelungen mit berücksichtigt werden.

Neben piezoelektrischer und elektromagnetischer Anregung besteht eine weitere aber invasive Schwingungsanregung der Rotorschaufeln von Turbomaschinen in der Injektion von Luft. Verschiedene Möglichkeiten zur Anregung von Schaufelschwingungen werden von Holzinger et al. (2009) zunächst numerisch untersucht. Die in der Studie betrachteten Anregungskonzepte sind oszillierende Leitschaufeln, rotierende Zylinder sowie tangentiale und axiale Lufteindüsung. Die numerische Untersuchung zeigt, dass die axiale Lufteindüsung das geeignetste dieser vier Konzepte darstellt. Für den Auswahlprozess werden die für den Einsatz in einem Verdichterprüfstand herrschenden Anforderungen zum Beispiel an die anregbare Schwingungsamplitude und die Anregungsfrequenz berücksichtigt. Das ausgewählte Konzept basiert auf der dynamischen Eindüsung



**Abbildung 2.2:** Integration eines hydrodynamischen Anregungssystems am Axialverdichter der TU Darmstadt nach Wegman et al. (2013)

von Luft. Das heißt, die Luft wird nicht kontinuierlich sondern gepulst eingedüst. Die Frequenz, mit der die Luftpulse aufeinander folgen müssen, um die Rotorscheufeln zum Schwingen anzuregen, kann unter Berücksichtigung der Drehzahl, des anzuregenden Knotendurchmessers und der Schaufeleigenfrequenz berechnet werden.

Die Entwicklung des numerisch untersuchten, hydrodynamischen Anregungskonzeptes wird von Wegman et al. (2013) vorgestellt. Die Entwicklungsschritte umfassen zunächst die Auslegung und Optimierung der Anregungseinheiten, die Erprobung des Anregungssystems auf einem dreistufigen Niedergeschwindigkeitsaxialverdichter und schließlich den Einsatz des Systems in einem 1,5-stufigen Axialverdichter-Prüfstand. In der auf dem Axialverdichter-Prüfstand eingesetzten Konfiguration lässt sich eine Anregungsfrequenz bis zu 3200 Hz und die Untersuchung der Knotendurchmesser zwischen  $-3$  und  $+3$  realisieren. Um den Einfluss des Anregungssystems auf die Aerodynamik des Verdichters zu minimieren, werden die Luftpulse wie in Abbildung 2.2 dargestellt im Bereich des Gehäuses an der Hinterkante der variablen Vorleitschaufeln eingedüst. Eine besondere Herausforderung im Falle dieses Anregungskonzeptes besteht in der Temperatur der Anregungseinheiten. Der kontinuierliche Betrieb des Systems führt zur Überhitzung. Wegman et al. (2013) empfehlen daher eine feste Zeitspanne zur Abkühlung der Anregungseinheiten nach einer maximalen Betriebsdauer von circa 60 s.

Für die Anregung von Schaufelschwingungen im Vakuum stellen Kielb et al. (2004) ein weiteres invasives Anregungssystem vor. Anstelle von Luft wird in diesem Fall Öl eingedüst. Hierdurch wird das Vakuum in einem Rotationsprüfstand aufrecht erhalten und gleichzeitig die rotierenden Schaufeln zum Schwingen angeregt. Durch die im Vergleich zur Lufteindüsung höhere Dichte des eingedüsten Fluids können in diesem Fall höhere Anregungskräfte und somit höhere Schwingungsamplituden erreicht werden. Gleichzeitig tritt jedoch in Abhängigkeit von der Anregungsdauer Erosion auf den untersuchten Schaufeln auf. Die Untersuchung einer Beschau felung unter Verwendung dieses Anregungssystems ist somit aufgrund des durch Erosion verursachten Verschleißes limitiert.

Die bereits entwickelten und vorgestellten Systeme bieten umfangreiche Möglichkeiten, aeroelastische Untersuchungen durchzuführen. Jedoch existieren, je nach Bauart und Funktionsprinzip des jeweiligen Anregungssystems, Nachteile oder Herausforderungen, die es zu berücksichtigen beziehungsweise zu beherrschen gilt. Ein neuer Ansatz zur aktiven Schaufelschwingungsanregung, der die Grundlage der vorliegenden Arbeit bildet, ist die Akustik. Die Neuartigkeit des Ansatzes in dieser Arbeit besteht in der erstmaligen Verwendung eines akustischen Systems zur Anregung rotierender Turbomaschinenschaufeln. Die wesentlichen Vorteile des akustischen Ansatzes bestehen in der Berührungslosigkeit der Anregung und in der Flexibilität der Parameter der akustischen Anregung wie im weiteren Verlauf dieser Arbeit gezeigt wird. Die akustische Anregung im rotierenden System baut auf Systemen auf, die in der Vergangenheit zur Untersuchung von Turbomaschinen eingesetzt worden sind. Im folgenden Abschnitt wird daher eine Übersicht über die Anwendungsbereiche der Akustik im Turbomaschinenbau und über die in der Literatur vorgestellten akustischen Systeme gegeben.

### **2.3 Akustische Systeme zur Untersuchung und Weiterentwicklung von Turbomaschinen**

Akustische Systeme werden in der Entwicklung und Erforschung von Turbomaschinen in verschiedenen Bereichen eingesetzt. Zu diesen Bereichen gehören neben der aktiven Strömungsbeeinflussung die Untersuchung und Unterdrückung aeroakustischer Effekte sowie die Untersuchung von Schwingungen.

Grenzschichten sind aufgrund der Berandungen des Strömungsfeldes in Turbomaschinen allgegenwärtig. Eine hochbelastete Grenzschicht kann aufgrund des Impulsdefizits in der Nähe einer Wand ablösen. Eine solche Ablösung geht mit einem Anstieg der Verluste einher und sollte daher vermieden werden. Die Methoden zur Vermeidung des Ablösens einer Strömung sind vielfältig, verfolgen jedoch das gemeinsame Ziel, dem impulsarmen Fluid in der Nähe der Wand Impuls zuzuführen. Eine Möglichkeit dieses Ziel zu erreichen, besteht in der periodischen Anregung. Umfangreiche Informationen hierzu geben Greenblatt und Wagnanski (2000) in einer Veröffentlichung, die die verschiedenen Möglichkeiten zur aktiven Beeinflussung des Grenzschichtverhaltens beschreibt. Eine Möglichkeit des Transports von impulsreichem Fluid aus der freien Strömung in

die Grenzschicht besteht in der akustischen Anregung wie bereits 1975 von Collins und Zelevitz (1975) gezeigt wird. In dieser Studie wird ein skaliertes NACA-profilierter Tragflügel in einem Windtunnel vermessen. Zwei Lautsprecher, einer direkt über dem Tragflügel-Profil und einer im Abströmbereich, werden zur Beeinflussung des Grenzschichtverhaltens genutzt. Bei hohen Anstellwinkeln des skalierten Tragflügels tritt eine abgelöste Strömung (engl. Stall) auf, die durch akustische Anregung dahingehend beeinflusst werden kann, dass die eigentlich abgelöste Strömung partiell anliegt. Das partielle Anliegen der Strömung hat wiederum eine Erhöhung des Auftriebsbeiwertes  $C_L$  und eine Reduzierung des Druckwiderstands zur Folge. Der Betriebsbereich und der generierte Auftrieb eines Profils kann somit mit Hilfe der Akustik erweitert beziehungsweise erhöht werden. Der physikalische Effekt, der zu einer Energetisierung der Grenzschicht führt, wird durch experimentelle Untersuchungen, die von Bernardini et al. (2012) und Bernardini et al. (2013) durchgeführt werden, verdeutlicht. Mit Hilfe von Particle Image Velocimetry-Messungen (PIV) in einem ebenen Turbinengitter kann in beiden Veröffentlichungen eine Ausbildung geordneter Wirbelstrukturen bei akustischer Anregung nachgewiesen werden. Diese sind für den Transport von impulsreichen Fluid aus der freien Strömung in die Grenzschicht verantwortlich und haben demnach eine Stabilisierung der Grenzschicht zur Folge. Der Zugewinn an Auftrieb, der durch die akustische Anregung erreicht werden kann, hängt von mehreren Parametern wie beispielsweise der Anregungsfrequenz, dem Schalldruckpegel und der Reynolds-Zahl ab.

Neben der aktiven Strömungsbeeinflussung ist die Reduzierung der Schallemissionen ein weiterer Schwerpunkt der aktuellen Forschung. Grundsätzlich sind Emissionen eine der größten Herausforderungen in der Entwicklung von Flugtriebwerken. Unter diesem Begriff werden die Beeinträchtigungen der Umwelt sowohl durch die  $\text{CO}_2$ -Emission als auch durch die Schallemission zusammengefasst. Für die Erforschung und die Reduzierung von Schallemissionen sind akustische Systeme ein häufig eingesetztes Werkzeug. Sie werden zum Beispiel verwendet, um die Schallemissionen nach dem Antischallprinzip zu mindern oder um den Schalltransport in Turbomaschinen zu verstehen. So stellen Sutliff und Walker (2000) eine Studie vor, die am NASA Glenn Active Noise Control Fan Rig durchgeführt wurde. In dieser Untersuchung wird ein akustisches System im Eintritt und ein akustisches System im Austritt genutzt, um die Schallemission eines Fans zu reduzieren. Die akustischen Systeme bestehen aus elektromagnetischen und piezoelektrischen akustischen Treibern, die auf den Umfang verteilt an verschiedenen axialen Positionen vor und hinter dem Fan angeordnet sind. Durch Mikrofone, die den emittierten Schall im Ein- und Austritt messen, wird über einen Algorithmus ein Regelsignal berechnet, mit dem die akustischen Treiber betrieben werden. Der so erzeugte Schall reduziert nach dem Antischallprinzip die Schallemission des untersuchten Fans. Das vorgestellte System wurde für die Reduzierung der Rotor-Stator-Interaktionsmode  $m = 2$  bei zweifacher Blattwechselfrequenz ausgelegt. Durch das vorgestellte System erreichen Sutliff und Walker (2000) für den Fall, dass drei radiale Moden im Ein- und Austritt ausbreitungsfähig sind, eine Reduzierung der Schalldruckamplitude der Mode  $m = 2$  um 5 dB im Eintritt und um 8 dB im Austritt.

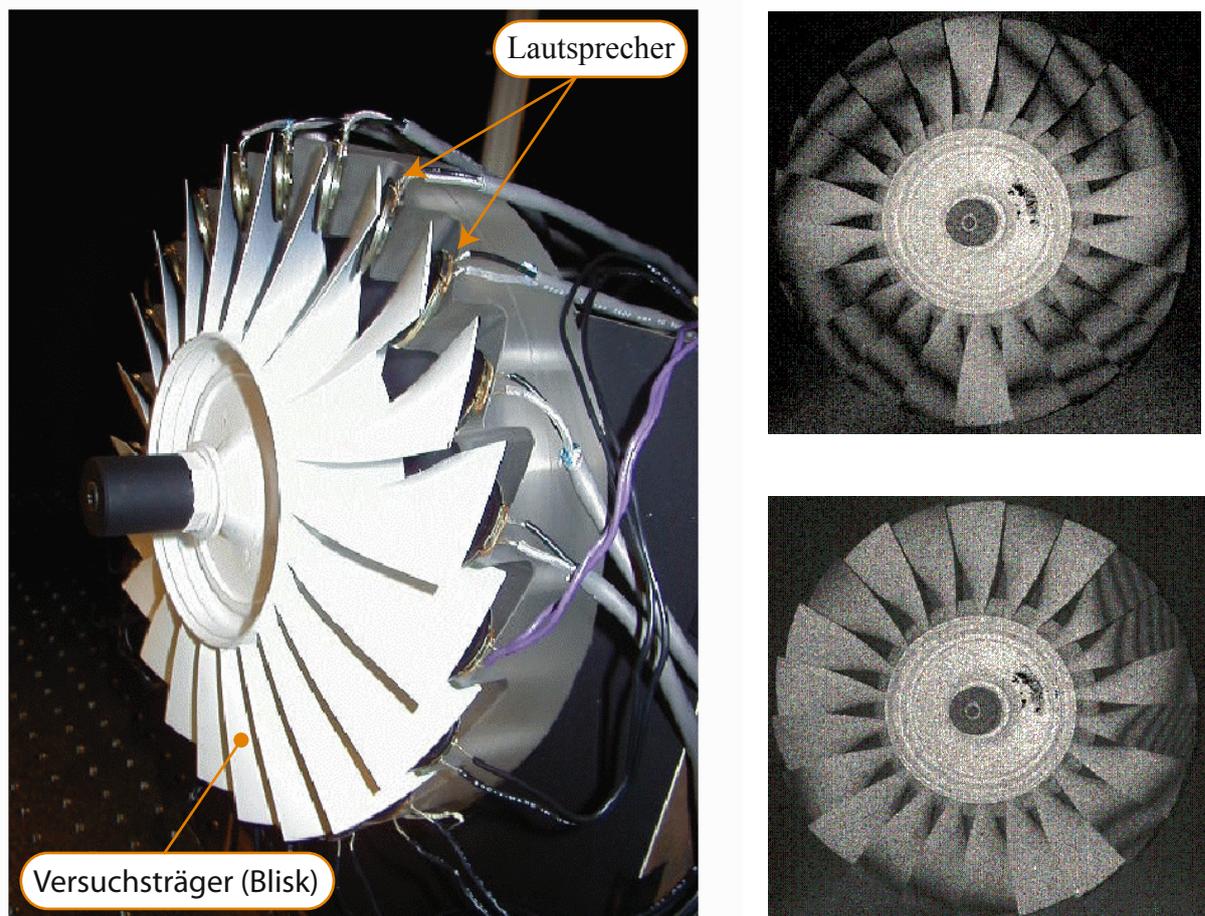
Ähnliche Untersuchungen zur aktiven Reduzierung von Schallemissionen (engl. Active Noise Control) werden von Maier et al. (2001), Enghardt et al. (2002), Wilkinson und Joseph (2006) und

Maier et al. (2007) durchgeführt. In allen Studien wird das Grundprinzip der destruktiven Interferenz verwendet, bei dem durch die Erzeugung eines Sekundärschallfeldes die Schalldruckamplitude des beispielsweise durch Rotor-Stator-Interaktion verursachten Primärschallfeldes reduziert wird. Grundvoraussetzung für eine erfolgreiche Reduktion der Schallemission ist ein möglichst exakter Phasenversatz zwischen Primär- und Sekundärschallfeld von  $180^\circ$ . Die wesentlichen Unterschiede zwischen den genannten Studien sind in der Anordnung und Anzahl der akustischen Treiber sowie in dem verwendeten Ansatz und daraus abgeleiteten Algorithmus zur Generierung des Ansteuerungssignals der Treiber und somit zur Erzeugung des Sekundärschallfeldes zu finden.

Eine Ursache für die unvollständige Ausschöpfung des Potentials der Ansätze zur aktiven Reduzierung der Schallemissionen sind nach Tapken (2010) sogenannte Spillover-Moden. Hierbei handelt es sich um Moden, die abweichend von dem Idealfall bei der Sekundärschallfelderzeugung angeregt werden, jedoch nicht zur Reduktion des Schalldruckpegels des Primärschallfeldes beitragen. Aufbauend auf dieser Motivation stellt Tapken (2010) Untersuchungen zur Identifikation der für die Anregung von Spillover-Moden relevanten Zusammenhänge vor. Sowohl in einem Experiment als auch in der Simulation des Experiments kann die Anregung von Spillover-Moden gezeigt werden. Als Ursache für die Anregung der Spillover-Moden werden im Experiment schwache Reflexionen am stromauf liegenden Kanalabschluss identifiziert. Anhand von Simulationen weist Tapken (2010) zusätzlich die Anregung von Spillover-Moden durch Phasenfehler in der Ansteuerung der akustischen Einheiten nach. In der Realität treten Abweichungen der Phase sowie der Amplitude vom idealen Steuersignal durch elektrische Toleranzen auf. Durch eine Kalibrierung können diese Störeinflüsse reduziert werden. Die Durchführung dieser Kalibrierung wird jedoch von Tapken (2010) als sehr aufwändig eingeschätzt.

Ein weiteres akustisches System zur Untersuchung der Aeroakustik in Turbomaschinen wird von Bartelt et al. (2013) vorgestellt. Dieses System besteht aus 16 Lautsprechern und wird zur Anregung von akustischen Moden in zylindrischen und in Ringkanälen eingesetzt. Die flexible Ansteuerung des Systems erlaubt die synthetische Erzeugung von turbomaschinentypischen Schallfeldern, wie sie zum Beispiel durch die Rotor-Stator-Interaktion entstehen, und die Generierung von Testsignalen zur Untersuchung des Reflexions- und des Transmissionsverhaltens. Das System soll zukünftig in der Einlaufstrecke einer Versuchsturbine zur Untersuchung des Schalltransports in Turbinen installiert werden.

Im Bereich der Schwingungsmechanik werden akustische Systeme zur Schwingungsanregung von Strukturen eingesetzt. Beispielsweise nutzen Münsterjohann et al. (2012) einen über ein einfaches Horn angeschlossenen Treiber zur Anregung und Untersuchung des Gehäuses eines Seitenkanalverdichters. Weitere Arbeiten im Bereich der akustischen Anregung lassen sich vor allem in Verbindung mit der Untersuchung des Schwingungsverhaltens von Blisks finden. Aufgrund der integralen Bauweise weisen Blisks eine starke Kopplung zwischen den Schaufeln untereinander und zwischen der Schaufel und der Scheibe auf. Weiterhin ist die Gesamtdämpfung des Systems aufgrund der fehlenden Fügstellendämpfung im Bereich der Verbindung zwischen der Schaufel und der Scheibe gering. Beide Faktoren tragen zu einem komplexen Schwingverhalten bei, das



**Abbildung 2.3:** Akustische Anregung einer Blisk (links), mit Hilfe der Electronic Speckle-Pattern Interferometry gemessene Schwingungsantwort bei akustischer Anregung (rechts) nach Pierre et al. (2000)

zudem durch eine inhomogene Verteilung der mechanischen Eigenschaften der Schaufeln und der Scheibe, dem sogenannten Mistuning, zusätzlich an Komplexität gewinnt. Zur Untersuchung von Blisks präsentieren Pierre et al. (2000) einen Versuchsaufbau, der auf einem akustischen Anregungssystem und auf optischen Systemen zur Schwingungsmessung basiert. Während die Blisk in realen Turbomaschinen rotiert und im Falle von fremderregten Schwingungen eine rotorsynchrone Anregung durch stationäre Anregungsquellen erfährt, wird in dem von Pierre et al. (2000) vorgestellten Versuchsaufbau die Blisk fest verspannt und im Stillstand untersucht. Die in Turbomaschinen existierende Relativbewegung zwischen den Schaufeln der Blisk und der Anregung wird von Pierre et al. (2000) durch das akustische System erzeugt. Jede einzelne Schaufel der Blisk wird mit einem Lautsprecher angeregt, der wie in Abbildung 2.3 dargestellt unterhalb der einzelnen Schaufeln positioniert ist. Durch einen Phasenversatz zwischen den einzelnen harmonischen Anregungssignalen kann eine Rotation der Anregung aufgeprägt und somit die Relativbewegung

zwischen der Anregung und den Schaufeln der Blisk simuliert werden. Die Schwingungsantwort der Blisk wird mit Hilfe eines Laservibrometers und unter Verwendung eines Speckle-Pattern Interferometry Systems erfasst. Sowohl die Schwingungsanregung der Struktur als auch die Erfassung der Schwingung erfolgen in diesem Fall berührungslos. Eine zusätzlich Beeinflussung der mechanischen Eigenschaften der zur untersuchenden Blisk kann somit vermieden werden. Die Eigenschaft der Berührungslosigkeit stellt einen der wesentlichen Vorteile des vorgestellten Versuchsaufbaus dar.

Der von Pierre et al. (2000) entwickelte Prüfstand wird anschließend von Judge (2002), Judge et al. (2003) und Judge et al. (2009) für weitere detaillierte Untersuchungen des Schwingverhaltens von Blisks und dem Einfluss des Mistunings verwendet. Ähnliche Versuchsaufbauten, die ebenfalls auf dem Prinzip der akustischen Anregung basieren, werden von Jones und Cross (2002) und von Garafolo (2006) vorgestellt und zur Untersuchung des Schwingverhaltens beschauelter Scheiben eingesetzt.

Die Quantität der Veröffentlichungen und die Qualität der Ergebnisse macht deutlich, dass die akustische Anregung eine effektive Methode zur Untersuchung von Schwingungen darstellt. Die in der Literatur publizierten Studien konzentrieren sich ausschließlich auf die Anregung von ruhenden Testobjekten. Dieser Ansatz ermöglicht die Untersuchung grundlegender physikalischer Zusammenhänge, vernachlässigt jedoch sowohl die komplexe und dreidimensionale Turbomaschinenströmung als auch die aufgrund der Rotation der Schaufeln wirkende Zentrifugal- und Corioliskraft. Der nächste logische Schritt hin zu realitätsnäheren Versuchsbedingungen stellt folglich die akustische Anregung im rotierenden System dar. Dieser Entwicklungsschritt der akustischen Anregung ist einer der wesentlichen Beiträge dieser Arbeit zur experimentellen Aeroelastik und wird in Kapitel 7 vorgestellt.



### 3 Aeroakustische und aeroelastische Grundlagen

Der in dieser Arbeit verfolgte Ansatz zur akustischen Schaufelschwingungsanregung erfordert zur Interpretation der physikalischen Zusammenhänge sowohl die Betrachtung der Akustik als auch die Betrachtung der Aeroelastik in Turbomaschinen. Die hierfür notwendigen Grundlagen zur Schallausbreitung in turbomaschinentypischen Geometrien und zur Aeroelastik in Turbomaschinen werden im Folgenden erläutert. Über die isolierte Betrachtung der einzelnen Teilgebiete hinausgehend, wird im abschließenden Abschnitt dieses Kapitels das Zusammenspiel zwischen der Akustik und der Aeroelastik für den Fall der akustischen Schaufelschwingungsanregung beschrieben.

#### 3.1 Schallausbreitung unter turbomaschinentypischen Bedingungen

Ganz allgemein kann Schall als eine Druckschwankung, die sich in einem Kontinuum ausbreitet, interpretiert werden. In dem besonderen Fall des Luftschalls, also der Ausbreitung des Schalls in der Luft, breitet sich die Druckschwankung durch die Interaktion der einzelnen Luftmoleküle aus. Die Ausbreitung des Luftschalls erfolgt ausschließlich in Form von Longitudinalwellen, da die Luftmoleküle nur sehr kleine Scherkräfte übertragen können. Zur Beschreibung der Schallausbreitung in der Luft wird in den meisten Fällen ein linearisierter Ansatz verwendet. Voraussetzung für die Gültigkeit dieses Ansatzes ist eine Schalldruckamplitude, die im Vergleich zu dem Umgebungsdruck gering ist ( $p' \ll p_u$ ). Bei Normbedingungen ( $p_u = 1,013 \text{ bar}$ ) ist dies bis zu einem Schalldruckpegel von  $L_p = 160 \text{ dB}$  gegeben (Lohmann 1978). Basierend auf der zuvor beschriebenen Annahme und dem daraus resultierenden linearen Verhalten kann die Ausbreitung des Schalls in einem ruhenden Medium anhand der akustischen Wellengleichung

$$\frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 p'}{\partial x_i^2} = Q \quad (3.1)$$

beschrieben werden. Die linke Seite der Wellengleichung charakterisiert die Wellendynamik. Sie beschreibt die Änderung der Druckschwankung  $p'$  in Abhängigkeit von der Zeit und dem Ort und ist von der Schallgeschwindigkeit  $a$ , der zweiten Ableitung von  $p'$  nach der Zeit  $t$  und der Divergenz des Schalldruckgradienten  $\partial p' / \partial x_i$  abhängig. Die rechte Seite der akustischen Wellengleichung fasst die akustischen Quellen im Schallfeld in der Größe  $Q$  zusammen.

Die in Gleichung 3.1 vorgestellte Wellengleichung basiert auf einem kartesischen Koordinatensystem. Zur Beschreibung der Schallausbreitung in Turbomaschinen ist ein Zylinderkoordinatensystem aufgrund des näherungsweise rotationssymmetrischen Aufbaus besser geeignet. Eine typische

Vorgehensweise der akustischen Modellbildung ist in Abbildung 3.1 dargestellt. Als Modell für die Schallausbreitung wird in diesem Fall ein Ringkanal verwendet, der den Strömungskanal unter Vernachlässigung der rotierenden und stehenden Stufen beschreibt. Der Ringkanal ist zylindrisch mit einem konstanten Innen- und Außenradius  $r_i$  und  $r_a$ .

Sowohl die aeroakustischen Quellen, die das akustische Feld anregen, als auch die Einflüsse der Lauf- und Leitschaufelgitter werden in diesem Fall vernachlässigt. Diese starken Vereinfachungen sind insbesondere für eine Betrachtung der Schallausbreitung und des Schalltransports über mehrere Stufen einer Turbomaschine nicht zulässig. In diesem Fall müssen die Reflexions- und Transmissionseigenschaften der jeweiligen Gitter mitberücksichtigt werden. Zusätzlich kann in Abhängigkeit von dem Verhältnis der akustischen Wellenlänge  $\lambda$  zur Sehnenlänge und der Teilung des jeweiligen Gitters eine Streuung des akustischen Feldes erfolgen.

Die Einkopplung des Schalls in den Strömungskanal erfolgt im Rahmen der in dieser Arbeit vorgestellten akustischen Anregung im Bereich der Schaufelspitzen der angeregten Laufbeschaufelung. Die Distanz, die zwischen dem Ort der Schalleinkopplung und den angeregten Schaufeln liegt, entspricht dem Radialspalt zwischen den Schaufelspitzen und dem Gehäuse und ist somit sehr gering. Weiterhin befinden sich zwischen dem Ort der Schalleinkopplung und den angeregten Schaufeln keine weiteren Schaufelreihen, deren Einflüsse auf die Akustik berücksichtigt werden müssen. Aufgrund dieser Randbedingungen ist eine lokale Beschreibung für den Fall der akustischen Anregung ausreichend, sodass das in Abbildung 3.1 vorgestellte Modell verwendet werden kann. Neben den geometrischen Randbedingungen muss das dem akustischen Feld überlagerte Strömungsfeld in der Schallausbreitung berücksichtigt werden. Als erste Näherung wird hierfür ein gleichförmiges Strömungsfeld mit der axialen Geschwindigkeitskomponente  $W$  angenommen. Die tangential gerichtete Geschwindigkeitskomponente, wie sie in einer realen Turbomaschinenströmung insbesondere im Laufgitter auftritt, wird an dieser Stelle vernachlässigt. Aufgrund der undurchlässigen Berandung im Bereich des Gehäuses ( $r_a$ ) ist die radiale Komponente der Strömung in Turbomaschinen vergleichsweise klein und wird ebenfalls nicht berücksichtigt.

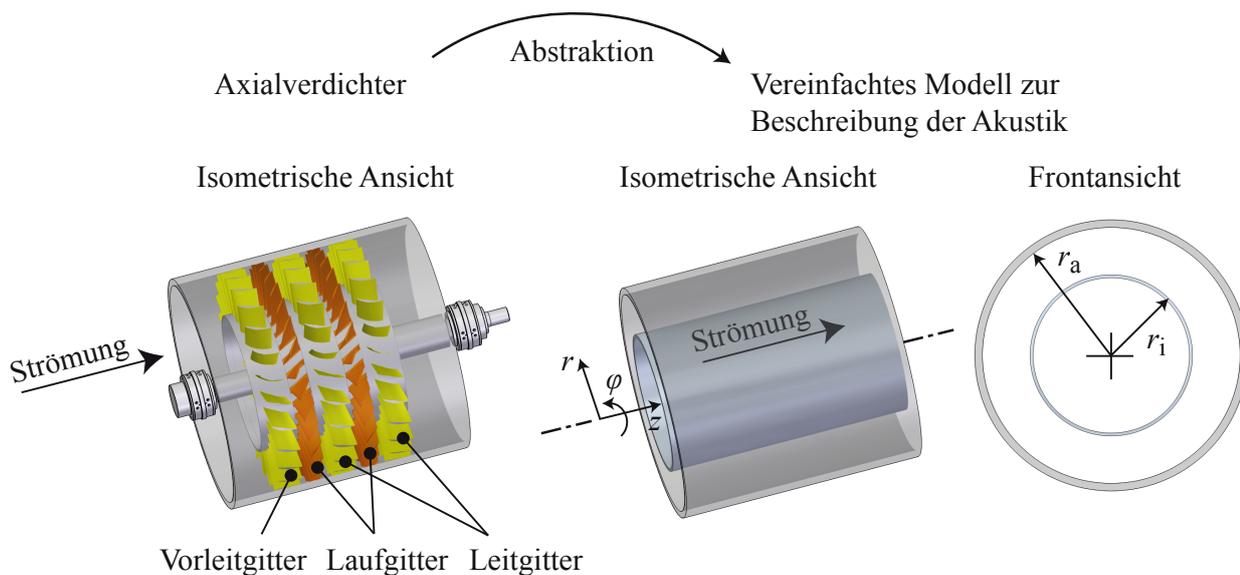
Die Überführung von Gleichung 3.1 in ein zylindrisches Koordinatensystem und die Berücksichtigung eines überlagerten Strömungsfeldes mit einer über den Kanalquerschnitt homogenen, axialen Geschwindigkeitskomponente  $W$  ergibt mit

$$\frac{1}{a^2} \frac{D^2 p'}{Dt^2} - \frac{\partial^2 p'}{\partial z^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial p'}{\partial r} \right) - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial \varphi^2} = 0 \quad (3.2)$$

nach Munjal (1987) die homogene, konvektive Wellengleichung. Durch die Überführung in ein Zylinderkoordinatensystem ist die betrachtete Position nun von  $r$ ,  $\varphi$  und  $z$  abhängig. Der Einfluss der Strömung ist im totalen Differential des Schalldrucks nach

$$\frac{Dp'}{Dt} = \frac{\partial p'}{\partial t} + W \frac{\partial p'}{\partial z} \quad (3.3)$$

enthalten.

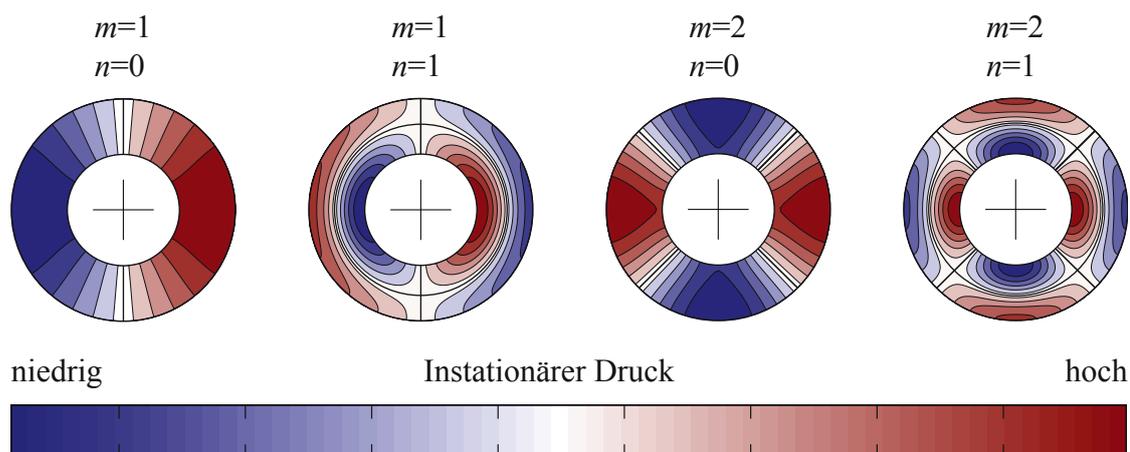


**Abbildung 3.1:** Abstraktion einer turbomaschinentypischen Geometrie für die Betrachtung der Aeroakustik

Eine analytische Lösung für Gleichung 3.2 kann mit Hilfe eines harmonischen Separationsansatzes nach Munjal (1987) bestimmt werden:

$$p'(r, \varphi, z, t) = \sum_{m=-\infty}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \left( A_{mn}^+ e^{ik_{mn}^+ z} + A_{mn}^- e^{ik_{mn}^- z} \right) f_{mn} \left( \xi_{mn} \frac{r}{r_a} \right) e^{im\varphi} e^{i\omega t} \quad (3.4)$$

Die Charakteristik der Schallausbreitung in zylindrischen Ringkanälen wird im Folgenden anhand der Struktur der vorgestellten Lösung der Wellengleichung erläutert. Grundsätzlich breitet sich Schall in Ringkanälen in Form von Moden aus. Zur Charakterisierung dieser Moden werden die Parameter  $m$  und  $n$  verwendet. Dabei charakterisiert  $m$  die Anzahl der Schwingungszyklen des Schalldrucks in Umfangsrichtung und  $n$  die Anzahl sogenannter Knotenlinien in radialer Richtung, auf denen der Schalldruck unabhängig vom Zeitpunkt des Schwingungszyklus gleich null ist. Es gilt  $m \in \mathbb{Z}$  beziehungsweise  $n \in \mathbb{N} = \{0, 1, 2, \dots\}$ . Einige Beispiele für die Schalldruckverteilung in einer axialen Ebene eines Ringkanals sind für verschiedene Moden in Abbildung 3.2 dargestellt. Das sich in einer Turbomaschine ausbreitende Schallfeld kann über den modalen Ansatz als Superposition der einzelnen Moden, die durch  $m$  und  $n$  charakterisiert sind, beschrieben werden (siehe Gleichung 3.4). Die Schalldruckverteilung der einzelnen Moden im zylindrischen Ringkanal lässt sich über einen axialen, einen radialen und einen Anteil in Umfangsrichtung beschreiben. Die ersten beiden Terme auf der rechten Seite von Gleichung 3.4 repräsentieren die Schalldruckverteilung in axialer Richtung. Beide Terme sind grundsätzlich ähnlich, unterscheiden jedoch zwischen der Ausbreitungsrichtung der Mode: stromauf (+) und stromab (-).  $A_{mn}^+$  und  $A_{mn}^-$  geben in diesem Fall die Amplituden der Schalldruckverteilungen einer durch  $m$  und  $n$  definierten Mode vor.  $k_{mn}^+$



**Abbildung 3.2:** Instationäre Druckverteilung in einer axialen Ebene eines Ringkanals für verschiedene akustische Moden

und  $k_{mn}^-$  sind die sogenannten axialen Wellenzahlen, denen eine besondere Bedeutung zukommt, auf die an späterer Stelle eingegangen wird. Der dritte Term in Gleichung 3.4 beschreibt die radiale Verteilung des Schalldrucks, die für einen Ringkanal durch

$$f_{mn} = J_m \left( \xi_{mn} \frac{r}{r_a} \right) + Q_{mn} Y_m \left( \xi_{mn} \frac{r}{r_a} \right) \quad (3.5)$$

gegeben ist. Sie setzt sich aus einer linearen Kombination von Bessel- ( $J_m$ ) und Neumann-Funktionen ( $Y_m$ ) zusammen. Die Ordnung der für die Berechnung der radialen Schalldruckverteilung verwendeten Funktionen ist durch die azimutale Modenordnung  $m$  gegeben.  $\xi_{mn}$  sind Eigenwerte der radialen Schalldruckverteilung, die von den Modenordnungen  $m$  und  $n$  abhängig sind und die Randbedingung der schallharten Wand erfüllen:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left[ J_m \left( \xi_{mn} \frac{r}{r_a} \right) + Q_{mn} \cdot Y_m \left( \xi_{mn} \frac{r}{r_a} \right) \right]_{r=r_i} = 0 \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial r} \left[ J_m \left( \xi_{mn} \frac{r}{r_a} \right) + Q_{mn} \cdot Y_m \left( \xi_{mn} \frac{r}{r_a} \right) \right]_{r=r_a} = 0 \quad (3.7)$$

Eine schallharte Wand ist durch ein Schalldruckmaximum auf der Wandoberfläche charakterisiert und beschreibt die akustischen Eigenschaften der Materialien, die typischerweise für die Nabe und das Gehäuse einer Turbomaschine verwendet werden.  $Q_{mn}$  ist ein Faktor, der den Anteil der Neumann-Funktion an der radialen Schalldruckverteilung steuert und lässt sich mit der Gleichung

$$Q_{mn} = \frac{-J'_m \left( \xi_{mn} \frac{r}{r_a} \right)}{Y'_m \left( \xi_{mn} \frac{r}{r_a} \right)} = \frac{J_{m+1} \left( \xi_{mn} \frac{r}{r_a} \right) - J_{m-1} \left( \xi_{mn} \frac{r}{r_a} \right)}{Y_{m-1} \left( \xi_{mn} \frac{r}{r_a} \right) - Y_{m+1} \left( \xi_{mn} \frac{r}{r_a} \right)} \quad (3.8)$$

berechnen.

Die letzten beiden Terme  $e^{im\varphi}$  und  $e^{i\omega t}$  in Gleichung 3.4 geben die Anzahl der Schalldruckperioden auf dem Umfang und die Abhängigkeit von der Zeit an. Die Oszillation des Schalldrucks mit der Zeit ist durch die Frequenz  $f$  als Bestandteil der Kreisfrequenz  $\omega = 2\pi f$  vorgegeben. Die Schwankung des Schalldrucks ist folglich periodisch und durch die Frequenz, die modalen Amplituden  $A_{mn}^+$  und  $A_{mn}^-$  sowie durch die radiale Schalldruckverteilung  $f_{mn}$  charakterisiert. Eine ausführliche Herleitung der in diesem Abschnitt erläuterten aeroakustischen Gleichungen ist zum Beispiel in Ghiladi (1981) zu finden.

Eine wichtige Kennzahl für die Ausbreitungsfähigkeit von akustischen Moden ist die sogenannte Cut-on Frequenz. Sie lässt sich anhand der axialen Wellenzahl herleiten, die sich für einen axial durchströmten, zylindrischen Ringkanal mit der Gleichung

$$k_{mn}^{\pm} = \frac{k}{1 - \text{Ma}_z^2} \cdot \left[ -\text{Ma}_z \pm \sqrt{1 - (1 - \text{Ma}_z^2) \cdot \left( \frac{\xi_{mn}}{k \cdot r_a} \right)^2} \right] \quad (3.9)$$

berechnen lässt.  $k$  repräsentiert in diesem Fall die Wellenzahl, die als Verhältnis aus der Kreisfrequenz der periodischen Schalldruckschwankung und der Schallgeschwindigkeit definiert ist. Der Einfluss der Strömung wird in Form der axialen Mach-Zahl  $\text{Ma}_z$  berücksichtigt. Die axiale Wellenzahl bildet in Gleichung 3.4 in Kombination mit der imaginären Einheit  $i$  und der Koordinate  $z$  den Exponenten einer Exponentialfunktion und ist somit für das Dämpfungsverhalten der Gleichung verantwortlich: Wird die axiale Wellenzahl komplex, ergibt sich ein positiver oder negativer, reeller Exponent und somit ein dämpfender oder anfachender Charakter der zugehörigen Exponentialfunktion. Der Fall der Anfachung gilt als nicht physikalisch und kann daher für die weitere Betrachtung ausgeschlossen werden (Golubev und Atassi 1996). Im Falle der Dämpfung klingt die zugehörige akustische Mode mit zunehmender Koordinate  $z$  rapide ab und ist somit nicht ausbreitungsfähig. Dementsprechend ist der Fall, in dem der Ausdruck unter der Wurzel Null entspricht, ein Grenzfall und kann mit der Cut-on Frequenz

$$f_{\text{CutOn}} = \frac{\xi_{mn} a}{2\pi r_a} \sqrt{1 - \text{Ma}_z^2} \quad (3.10)$$

charakterisiert werden. Diese Frequenz ist modenabhängig und muss folglich für jede einzelne am Schallfeld beteiligte Mode bestimmt werden. Wird eine Mode mit einer Frequenz angeregt, die kleiner als ihre Cut-on Frequenz ist, ist diese axial nicht ausbreitungsfähig und klingt ab. Umgekehrt lässt sich für Anregungsfrequenzen oberhalb der Cut-on Frequenz eine Ausbreitung der Mode in axialer Richtung beobachten. Um zusätzlich den Einfluss der Strömung in tangentialer Richtung zu berücksichtigen, müssen nach Lohmann (1978) Gleichung 3.9 und 3.10 geringfügig angepasst werden. Die Cut-on Frequenz ergibt sich mit dem Parameter  $\beta^2 = 1 - \text{Ma}_z^2$  dann zu

$$f_{\text{CutOn}} = \frac{\xi_{mn} a}{2\pi r_a} (\beta \mp \text{Ma}_\varphi) \quad (3.11)$$

Der Einfluss der Strömung ist in dieser Gleichung deutlich zu erkennen. Die axiale Geschwindigkeitskomponente der Strömung  $Ma_z$  führt zu einer Verringerung der Cut-on Frequenz. Je nach Ausbreitungsrichtung der Mode in Umfangsrichtung und basierend auf dem Betrag und dem Vorzeichen der Strömungskomponente  $Ma_\varphi$  kann die Cut-on Frequenz durch den Strömungseinfluss zudem signifikant steigen oder sinken.

Die Cut-on Frequenz als Kriterium für die Bewertung der Ausbreitungsfähigkeit akustischer Moden wird im Rahmen des weiteren Verlaufs dieser Arbeit an mehreren Stellen benötigt. So wird sie sowohl zur Auslegung der akustischen Anregungseinheiten in Abschnitt 4.1.1 als auch für die Bewertung des akustischen Feldes in Abschnitt 7.4 verwendet.

## 3.2 Aeroelastik in Turbomaschinen

Wie in der Einleitung beschrieben, umfasst die dynamische Aeroelastik die Interaktion zwischen den Trägheits-, den elastischen und den aerodynamischen Kräften. Das in Abbildung 1.2 dargestellte Collar-Diagramm verdeutlicht, dass die dynamische Aeroelastik als Kombination der mechanischen Schwingungen mit den aus einer Umströmung der Struktur resultierenden aerodynamischen Kräften verstanden werden kann. Dabei ist die Interaktion zwischen den beteiligten Kräften wie beispielsweise das Entstehen aerodynamischer Kräfte in Folge einer Schwingung ein wesentlicher Bestandteil. Ebenfalls in Abbildung 1.2 dargestellt und für Turbomaschinen relevant ist das Fachgebiet der statischen Aeroelastik. Im Bezug auf Turbomaschinen umfasst die statische Aeroelastik im Wesentlichen die statische Verformung der Schaufeln unter der Last der Strömungskräfte und wird somit zur Berechnung der sogenannten „heißen“ Geometrie benötigt. Vor dem Hintergrund der übergeordneten Thematik dieser Arbeit, den akustisch angeregten Schaufelschwingungen, konzentrieren sich die folgenden Ausführungen auf die dynamischen aeroelastischen Effekte in Turbomaschinen.

### 3.2.1 Dynamische aeroelastische Effekte in Turbomaschinen

Dynamische aeroelastische Effekte in Turbomaschinen können anhand der Synchronität mit der Umdrehung des Rotors klassifiziert werden. Es wird dabei zwischen sogenannten synchronen und nichtsynchrone Schwingungen unterschieden. Dabei können sowohl die Lauf- als auch die Leitschaufeln in einer Verdichter- beziehungsweise in einer Turbinenstufe zum Schwingen angeregt werden. Ein klassischer Vertreter der synchronen Schwingungen sind die fremderregten Schwingungen. Bei diesem aeroelastischen Phänomen werden Lauf- oder Leitschaufeln beispielsweise durch die Nachläufe der stromauf- oder durch die Potentialwirkung stromabliegender Schaufelreihen angeregt. Deckt sich die sich aus der Multiplikation der Schaufelzahl mit der Drehfrequenz des Rotors ergebende Anregungsfrequenz mit einer Eigenfrequenz der Beschaukelung, tritt Resonanz auf. Die Schaufel wird zu Schwingungen angeregt, deren Amplitude durch die Steifigkeit und die Dämpfung der Beschaukelung sowie durch den Betrag der anregenden Kraft bestimmt wird.

Weitere Anregungsmechanismen für fremderregte Schwingungen in Laufschaufeln sind eine mechanische oder thermische Unwucht sowie ein asymmetrisches Druckprofil im Einlauf. Letzterer Effekt führt zum Beispiel zur Anregung des Fans in Flugtriebwerken.

Im Gegensatz zu fremderregten Schwingungen schwingt die Schaufel bei Flutter und bei den sogenannten Non-Synchronous Vibrations asynchron zur Rotorumdrehung oder deren Vielfachen. Beide Effekte werden ausschließlich in Laufbeschaufelungen beobachtet. Flutter tritt hauptsächlich in Stufen mit großen Höhen-zu-Seiten-Verhältnis auf, in denen durch eine schlanke Profilierung und die daraus resultierende geringe Steifigkeit die Schaufeln eine hohe Schwinganfälligkeit aufweisen. Im Verdichter kann Flutter vor allem in den Grenzbereichen des Betriebsbereichs wie beispielsweise an der Pump- oder Schluckgrenze auftreten. Strömungseffekte wie Fehlanströmung, Ablösungen oder Verdichtungsstöße können in diesen Betriebsbereichen dazu führen, dass die aufgrund einer Schaufelschwingung entstehenden aerodynamischen Kräfte der Schaufel kontinuierlich Energie zuführen. Die besondere Brisanz dieser Interaktion liegt in den mit der Schwingungsamplitude ebenfalls ansteigenden anregenden, aerodynamischen Kräften. Eine durch beispielsweise eine Strömungsinstabilität angeregte Schaufelschwingung schwingt sich im Flutter-Zustand auf. Die Schwingungsamplitude nimmt in diesem Fall kontinuierlich zu. Dieser Zustand wird in der Mechanik als selbsterregte Schwingung bezeichnet und ist bezüglich der Schwingungsamplitude entweder durch einen Grenzyklus oder durch das Versagen der Struktur begrenzt. Typischerweise schwingt die Beschaufelung im Flutter-Zustand mit einem charakteristischen Interblade Phase Angle, der durch die geringste aerodynamische Dämpfung charakterisiert ist. Dieser Zustand stellt für das System den energetisch günstigsten Zustand dar und stellt sich somit automatisch ein. Der Flutter-Zustand bringt ein großes Gefährdungspotential für die Integrität der Turbomaschine aufgrund der kontinuierlichen Energieübertragung von der Strömung auf die Struktur mit sich. Die Vorhersage und Vermeidung dieses Zustandes ist daher wichtiger Bestandteil für den sicheren Betrieb dieser Maschinen.

Analog zu Flutter schwingen Laufschaufeln im Zustand der Non-Synchronous Vibrations ebenfalls asynchron zur Rotorumdrehung. Dieser Effekt kann nach Clark et al. (2013) als Interaktion zwischen der Schaufelschwingung mit einer Strömungsinstabilität wie beispielsweise einer Wirbelablösung an der Spitze einer Turbinen- oder Verdichterlaufschaufel verstanden werden. Im Gegensatz zum Flutter-Zustand treten Non-Synchronous Vibrations typischerweise nicht in Betriebsbereichen auf, in denen Gebiete abgelöster Strömungen zu beobachten sind. Weiterhin ist diese Schwingung in ihrer Frequenz und Phase auf einen definierten Wert festgelegt. Das besondere Merkmal dieser Schwingungen ist der sogenannte Lock-in-Effekt: Für den Fall, dass die Frequenz einer Strömungsinstabilität und einer Eigenform einer umströmten Schaufel nahe beieinander liegen, kann sich die Frequenz der Strömungsinstabilität dahingehend ändern, dass beide Frequenzen übereinstimmen. Anagnostopoulos und Bearman (1992) untersuchen diesen Effekt an einem einer Strömung ausgesetzten Zylinder. Das Resultat des „Aufspringens“ der Frequenz der Strömungsinstabilität auf die Frequenz der Strukturschwingung ist die Resonanz. Kielb et al. (2003) zeigen, dass durch diesen Effekt Schaufelschwingungen mit signifikanten Amplituden auftreten können.

Ein vierter dynamischer aeroelastischer Effekt ist die akustische Resonanz. Dieses Phänomen ist hinsichtlich der Synchronität zur Rotorumdrehung ein Sonderfall. Während die akustische Resonanz in einer Statorbeschaufelung zu einer synchronen Schwingungsanregung führt, können in der Laufbeschaufelung sowohl synchrone als auch asynchrone Schwingungen angeregt werden. Ob die akustische Resonanz zu einer synchronen oder asynchronen Schwingung der Laufschaufeln führt, ist von der azimuthalen Ordnung der anregenden akustischen Mode abhängig. Diese wird nach Tyler und Sofrin (1962) durch die Differenz zwischen einem Vielfachen der Anzahl der Rotorscheaufeln  $Z$  und einem Vielfachen der Anzahl der Statorschaufeln  $V$  bestimmt:

$$m = hZ \pm sV \quad (3.12)$$

In dieser Gleichung ist  $h$  der harmonische Index und eine natürliche Zahl.  $s$  ist eine beliebige ganze Zahl. Ist der Quotient zwischen der Anzahl der Rotor- und der Anzahl der Statorschaufeln  $Z/V$  oder dessen Kehrwert  $V/Z$  eine natürliche Zahl, werden bei einer akustischen Resonanz zur Rotorumdrehung synchrone Schwingungen in der Laufbeschaufelung angeregt.

Der Effekt der akustischen Resonanz verdeutlicht nach Dowell et al. (2004) die direkte Verknüpfung zwischen der Aeroakustik und der Aeroelastik und führt ähnlich dem Flutter-Zustand zu hohen Schwingungsamplituden und somit zu hohen Belastungen der schwingenden Schaufeln.

Akustische Resonanz tritt auf, wenn geometrische sowie thermodynamische Randbedingungen dazu führen, dass eine Druckschwankung in Form einer stehenden Welle zwischen zwei benachbarten Schaufeln oder zwischen zwei benachbarten Schaufelreihen oszilliert. Diese Druckschwankung kann als akustischer Schalldruck interpretiert und einer bestimmten akustischen Mode zugeordnet werden. Da die Mode in diesem besonderen Fall zwischen den Schaufeln beziehungsweise zwischen den Schaufelreihen „gefangen“ ist, wird dieser Effekt als „Mode Trapping“ bezeichnet (Hanson 1993). Sind die Randbedingungen für die Ausbildung einer stehenden Welle erfüllt, führen Reflexion der gefangenen akustischen Welle an den Oberflächen benachbarter Schaufeln beziehungsweise benachbarter Schaufelreihen zu einer Überlagerung hin- und herlaufender Druckschwankungen. Die metallischen Oberflächen der Turbomaschinenschaufeln weisen gegenüber der Luft eine hohe Impedanz auf und können daher als schallhart angenommen werden (Ehrenfried 2004). Aufgrund dieser akustischen Eigenschaft werden eintreffende akustische Wellen mit gleicher Stärke und gleichem Vorzeichen reflektiert. Die daraus resultierende Überlagerung führt schließlich zu einer stark erhöhten Schalldruckamplitude, die für den Fall, dass die Anregungsfrequenz mit einer Schaufeleigenfrequenz übereinstimmt (Resonanzbedingung), zu hohen Schwingungsamplituden bis hin zum Versagen der Struktur führt.

Ein dritte Gruppe dynamischer aeroelastischer Effekte in Turbomaschinen besteht in der transienten Anregung, wie sie zum Beispiel durch den Vogelschlag in Flugtriebwerken oder den Effekt des Pumpens in Verdichtern auftreten kann. Transiente Effekte sind jedoch nicht Bestandteil dieser Arbeit und sind an dieser Stelle nur der Vollständigkeit halber genannt. Eine Übersicht über die verschiedenen dynamischen aeroelastischen Effekte in Turbomaschinen sowie einige Beispiele für mögliche Anregungsmechanismen sind in Tabelle 3.1 zusammengefasst.

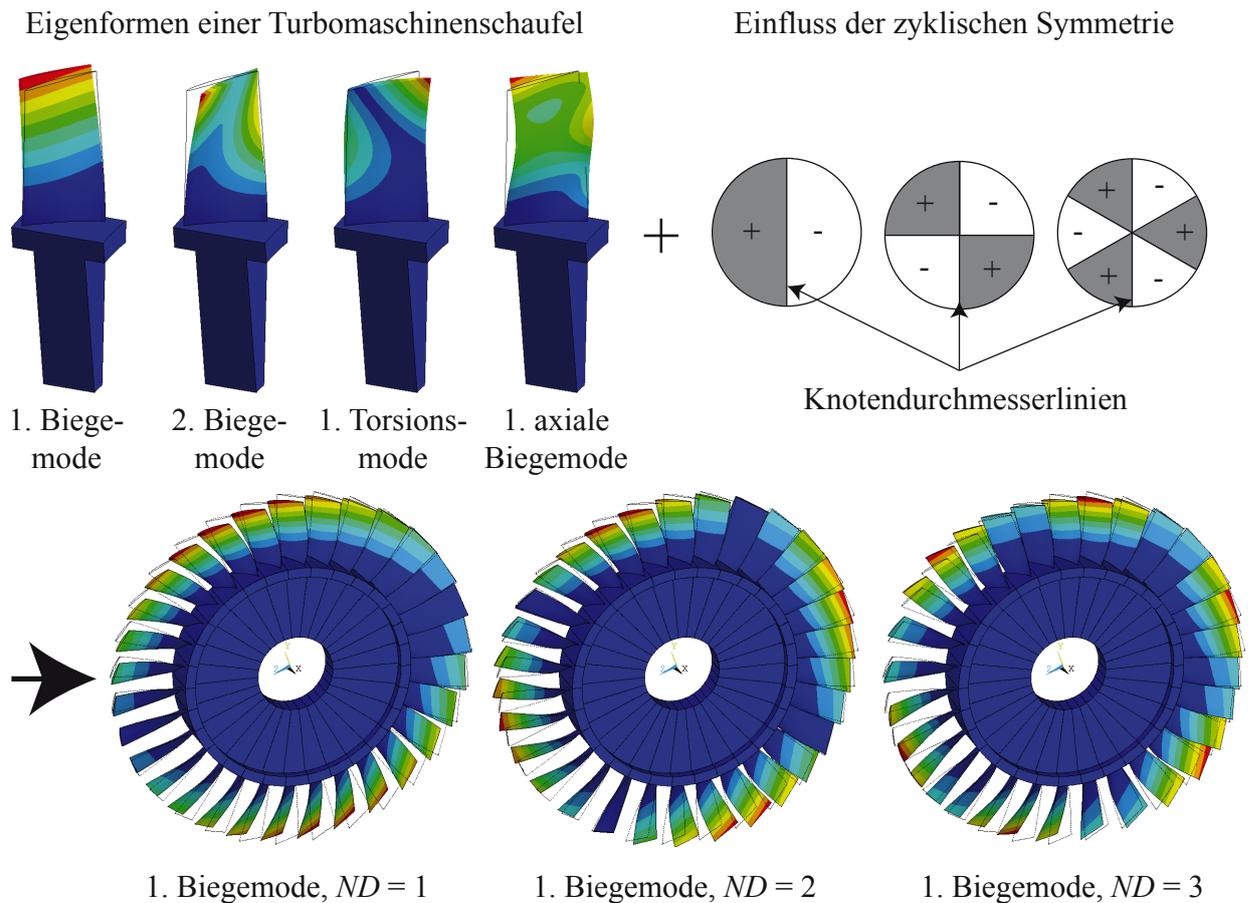
**Tabelle 3.1:** Dynamische aeroelastische Effekte in Turbomaschinen sowie einige Beispiele für deren Anregungsmechanismen

Synchrone Schwingungen		Nichtsynchrone Schwingungen		Transiente Schwingungen
Effekte				
Fremderregte Schwingungen	Akustische Resonanz	Flutter	Non-Synchronous Vibrations	Transiente Schwingungen
Anregungsmechanismen				
Düsenanregung, Mechanische Unwucht, Thermische Unwucht, Asymmetrisches Druckprofil im Einlauf	Hohe Schalldruckamplituden infolge von Mode Trapping	Interaktion der Schaufelschwingung mit einer strömungsmechanischen Instabilität	Aerodynamische Anregung in Folge eines instabilen aeroelastischen Zustandes	Verdichterpumpen, Vogelschlag
Potentiell betroffene Beschau felung				
Lauf- und Leitbeschau felung	Leitbeschau felung: synchron, Laufbeschau felung: asynchron/ synchron	Laufbeschau felung	Laufbeschau felung	Lauf- und Leitbeschau felung

Aufgrund der zyklischen Symmetrie der Schaufelgitter in Turbomaschinen wandern sowohl synchrone als auch nichtsynchrone Schwingungen in Umfangsrichtung in Form von Wellen. Neben der eigentlichen Frequenz, der Eigenform und der Amplitude einer Schaufelschwingung ist daher der Interblade Phase Angle für die Beschreibung von Schaufelschwingungen in Turbomaschinen von zentraler Bedeutung. Dieser Phasenwinkel beschreibt den Zeitversatz zwischen den Schwingungen zweier benachbarter Schaufeln und ergibt sich in Abhängigkeit von dem Knotendurchmesser  $ND$  und der Schaufelanzahl  $N$  zu:

$$\sigma = \frac{2\pi \cdot ND}{N} \quad (3.13)$$

Die Anzahl der Knotendurchmesser wird zur Charakterisierung von Scheibenschwingungen verwendet und beschreibt die Anzahl der auf den Umfang verteilten Wellen. Je nach Knotendurchmesser bilden die Schwingungen der einzelnen Schaufeln eines Leit- oder Laufschaufelgitters umlaufende oder stehende Wellen, die im bauteilfesten Koordinatensystem beobachtet werden

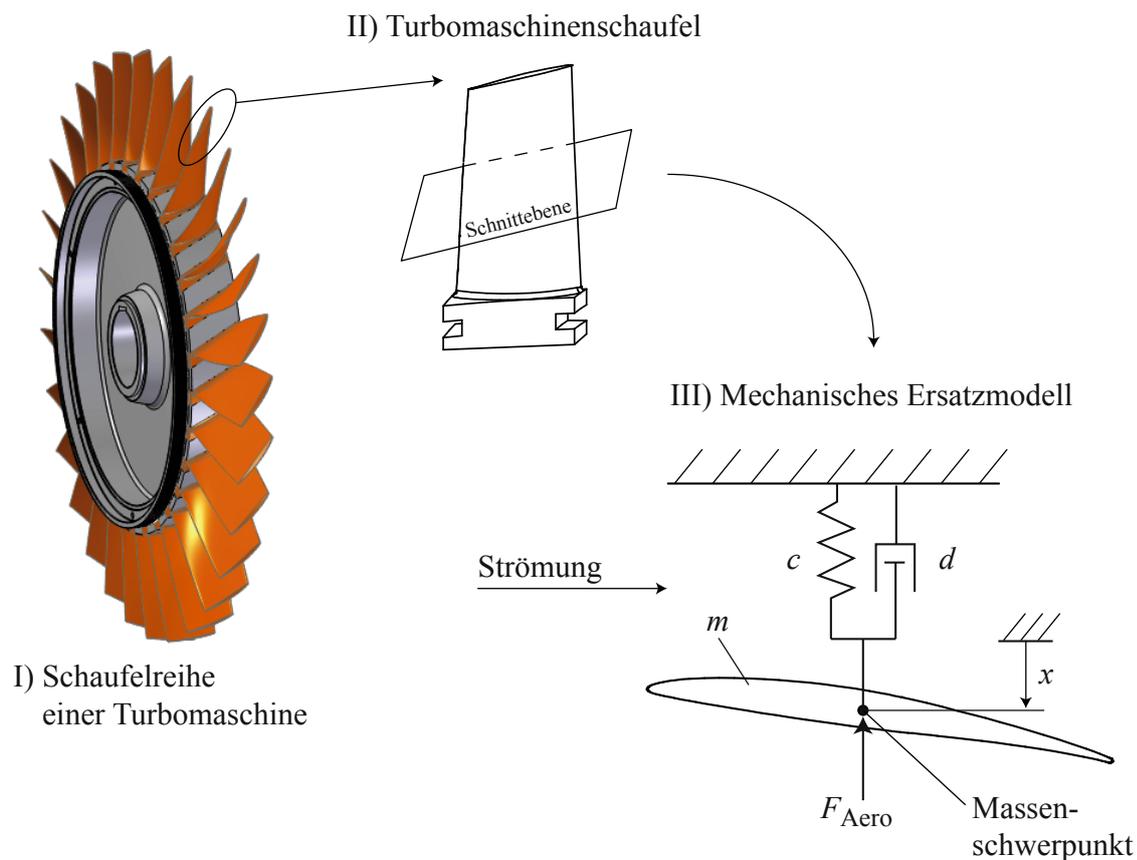


**Abbildung 3.3:** Schwingformen der Beschauflung einer Turbomaschine

können. Schaufelschwingungen in Turbomaschinen setzen sich demnach, wie in Abbildung 3.3 verdeutlicht, aus der Schwingform der einzelnen Schaufel und aus dem Knotendurchmesser beziehungsweise dem Interblade Phase Angle der Schwingung zusammen. Wie im folgenden Abschnitt erläutert, spielt der Interblade Phase Angle in der dynamischen Aeroelastik von Turbomaschinen für die aerodynamische Dämpfung und daraus resultierend für die aeroelastische Stabilität eine entscheidende Rolle.

### 3.2.2 Aeroelastische Stabilität in Turbomaschinen

Zur Verdeutlichung der Einflussgrößen für die aeroelastische Stabilität in Turbomaschinen wird in diesem Abschnitt ein mechanisches Ersatzmodell betrachtet, das auf den in Abbildung 3.4 dargestellten Abstraktionsgraden basiert. Ausgehend von einer Schaufelreihe wird zunächst eine einzelne Schaufel betrachtet. Ein einzelner Profilschnitt dieser Schaufel dient wiederum als Grundlage für ein zweidimensionales, mechanisches Ersatzmodell. Dieses Ersatzmodell basiert



**Abbildung 3.4:** Mechanisches Ersatzmodell einer Turbomaschinenschaufel

auf einem modalen Ansatz und beschreibt die mechanischen Eigenschaften einer Biegemode. Die Bewegungsgleichung des mechanischen Systems ohne Einfluss der Strömung lautet nach Magnus et al. (2008)

$$m\ddot{x} + d\dot{x} + cx = 0 \quad (3.14)$$

und basiert auf der Masse  $m$ , der Dämpfung  $d$  und der Steifigkeit  $c$  der Struktur. Für die Beschreibung der aeroelastischen Eigenschaften muss die Umströmung des Profils mitberücksichtigt werden. Dementsprechend resultiert sowohl für die Masse als auch für die Dämpfung und die Steifigkeit ein aerodynamischer Term. Die aerodynamischen Terme beeinflussen das mechanische System dahingehend, dass sich charakteristische Eigenschaften wie die Eigenfrequenz, der Eigenvektor und die Gesamtdämpfung des Systems ändern. Zusätzlich wird für die Beschreibung des aeroelastischen Systems eine mögliche periodische Anregung durch die Aerodynamik durch den Term  $\hat{F}_W \sin(\omega_f t)$  berücksichtigt. Die Amplitude  $\hat{F}_W$  und die Frequenz  $\omega_f$  legen die wesentlichen Eigenschaften dieser von außen angreifenden Kraft fest. Das aeroelastische System kann

schließlich durch

$$(m + m_{\text{Aero}})\ddot{x} + (d + d_{\text{Aero}})\dot{x} + (c + c_{\text{Aero}})x = \hat{F}_{\text{W}} \sin(\omega_{\text{f}}t) \quad (3.15)$$

beschrieben werden. Alle Einflüsse der Strömung sind dabei auf die instationäre aerodynamische Kraft

$$F_{\text{Aero}} = \hat{F}_{\text{W}} \sin(\omega_{\text{f}}t) - m_{\text{Aero}}\ddot{x} - d_{\text{Aero}}\dot{x} - c_{\text{Aero}}x \quad (3.16)$$

zurückzuführen. Über einen Koeffizientenvergleich zwischen Gleichung 3.15 und der allgemeinen Bewegungsgleichung eines gedämpften, mechanischen Systems mit einem Freiheitsgrad unter Kraftanregung nach Magnus et al. (2008):

$$\ddot{x} + 2D\omega_0\dot{x} + \omega_0^2x = \frac{F(t)}{m} \quad (3.17)$$

lassen sich folgende Beziehungen für die Eigenfrequenz  $\omega_0$ , für die Dämpfung  $D$  und für die anregende Kraft  $F(t)$  des aeroelastischen Systems aufstellen:

$$2D\omega_0 = \frac{d+d_{\text{Aero}}}{m+m_{\text{Aero}}} \rightarrow D = \frac{d+d_{\text{Aero}}}{2(m+m_{\text{Aero}})\omega_0} \quad (3.18)$$

$$\omega_0^2 = \frac{c+c_{\text{Aero}}}{m+m_{\text{Aero}}} \rightarrow \omega_0 = \sqrt{\frac{c+c_{\text{Aero}}}{m+m_{\text{Aero}}}} \quad (3.19)$$

$$F(t) = \hat{F}_{\text{W}} \sin(\omega_{\text{f}}t) \quad (3.20)$$

Zur weiteren Analyse der nach Gleichung 3.15 aufgestellten Bewegungsgleichung, wird im Folgenden die Lösung der Bewegungsgleichung betrachtet. Es wird vorausgesetzt, dass es sich um ein lineares, zeitinvariantes System handelt. Die Lösung der Bewegungsgleichung dieses Systems besteht aus einem homogenen und einem partikulären Anteil und ergibt sich nach Magnus et al. (2008) zu:

$$x(t) = \underbrace{R_{\text{h}}e^{-D\omega_0 t} \sin(\omega_{\text{d}}t + \varphi_{\text{h}})}_{\text{Homogene Lösung}} + \underbrace{R_{\text{p}} \sin(\omega_{\text{f}}t + \varphi_{\text{p}})}_{\text{Partikuläre Lösung}} \quad (3.21)$$

Die homogene Lösung beschreibt die freien Schwingungen des gedämpften Systems. Die Schwingfrequenz der freien Schwingung ist in diesem Fall durch

$$\omega_{\text{d}} = \omega_0 \sqrt{1 - D^2} \quad (3.22)$$

gegeben. Der partikuläre Anteil beschreibt die Schwingungen des Systems bei Fremderregung. In diesem Fall entspricht die Schwingfrequenz des mechanischen Systems der Frequenz der von außen aufgeprägten anregenden Kraft  $\omega_{\text{f}}$ . Die maximale Schwingungsamplitude des gedämpften mechanischen Systems tritt bei Fremderregung bei einer Anregungsfrequenz von  $\omega_{\text{f,max}} = \omega_0 \sqrt{1 - 2D^2}$  auf. Aufgrund der für Turbomaschinenschaufeln üblichen geringen Dämpfungswerte ( $D \ll 1$ ) sind sowohl die Verschiebung  $\sqrt{1 - D^2}$  als auch die Verschiebung  $\sqrt{1 - 2D^2}$  von  $\omega_{\text{d}}$  und  $\omega_{\text{f,max}}$  gegenüber  $\omega_0$  gering.

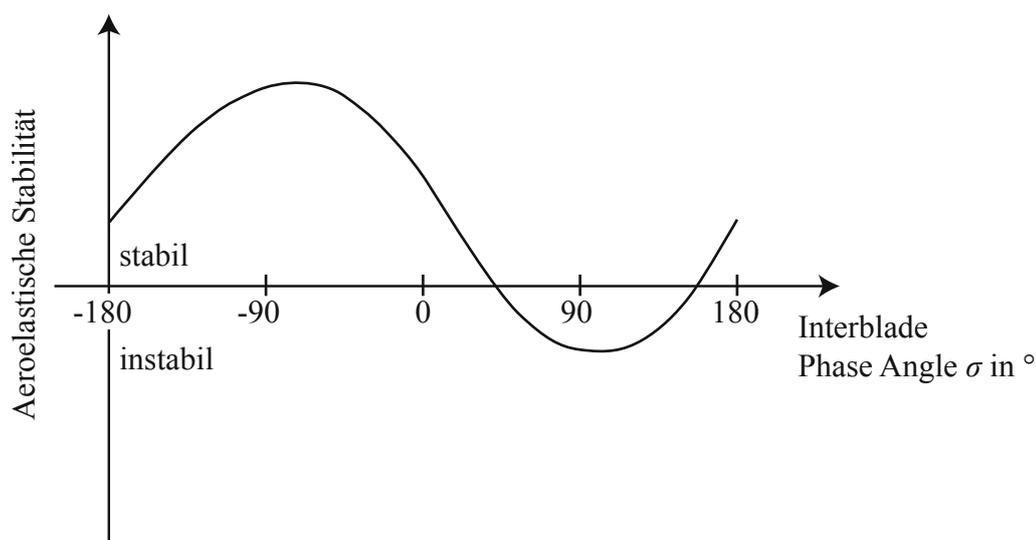
Für die aeroelastische Stabilität und somit für das Auftreten von Flutter ist die homogene Lösung ausschlaggebend. Aufgrund des exponentiellen Verhaltens dieses Anteils klingt die homogene Lösung entweder mit der Zeit ab oder nimmt mit der Zeit zu. Welcher Fall eintritt, wird durch das Vorzeichen des Arguments der Exponentialfunktion bestimmt. Dieser Exponent setzt sich neben der Zeit  $t$  aus dem Dämpfungsgrad  $D$  und der Eigenfrequenz  $\omega_0$  zusammen. Da negative Werte für  $\omega_0$  nicht physikalisch sind, entscheidet allein das Vorzeichen des Dämpfungsgrads  $D$  über die Anfachung oder Dämpfung des aeroelastischen Systems. Es zeigt sich somit, dass die aerodynamische Dämpfung der wesentliche Einflussfaktor für die aeroelastische Stabilität ist. Bei einer negativen aerodynamischen Dämpfung ist das aeroelastische System tendenziell instabil und neigt zu selbst-erregten Schwingungen mit einer kontinuierlich zunehmenden Amplitude. In diesem Fall kann das System nur durch eine positive und hinsichtlich des Betrages größere mechanische Dämpfung  $d$  stabilisiert werden.

Die Abhängigkeit der aeroelastischen Stabilität und folglich der aerodynamischen Dämpfung von dem Interblade Phase Angle  $\sigma$  zeigt beispielsweise Vogt (2005) und ist exemplarisch in Abbildung 3.5 dargestellt. Der exemplarische Verlauf verdeutlicht, dass die Relativbewegung zwischen den Schaufeln, die durch den Interblade Phase Angle charakterisiert ist, einen wesentlichen Einfluss auf die aeroelastische Stabilität hat und im Extremfall über die Stabilität beziehungsweise Instabilität des Systems entscheidet. Die Möglichkeit zur Variation des Interblade Phase Angle der angeregten Schwingung ist somit für die Entwicklung eines aeroelastischen Anregungssystems eine zentrale Anforderung. Ist diese Möglichkeit gegeben, lassen sich detaillierte Aussagen über die Abhängigkeit zwischen dem Interblade Phase Angle und der aeroelastischen Stabilität treffen und somit numerische Berechnungsverfahren validieren und optimieren. Aufgrund dessen ist die Entwicklung einer Möglichkeit zur Variation des angeregten Interblade Phase Angle fester Bestandteil dieser Arbeit und wird in Abschnitt 7.5 vorgestellt.

Neben dem Einfluss auf die aeroelastische Stabilität spielt die aerodynamische Dämpfung auch für fremderregte Schwingungen eine wesentliche Rolle. Für den Fall der fremderregten Schwingungen klingt die homogene Anteil in Gleichung 3.21 aufgrund eines positiven Dämpfungsgrades  $D$  ab. Das Verhalten der fremderregten Schwingung wird somit durch den partikulären Anteil bestimmt. Die Amplitude dieses Anteils ergibt sich durch den Faktor  $R_p$ , der für den Resonanzfall nach Magnus et al. (2008) mit

$$R_p = \frac{\hat{F}_W}{(c + c_{Aero})} \cdot \frac{1}{2D} \quad (3.23)$$

berechnet wird. Wie diese Gleichung zeigt, entscheidet die Gesamtdämpfung des Systems, zu der die aerodynamische Dämpfung beiträgt, neben der anregenden Kraft und der Steifigkeit der Schaufel über die Amplitude der fremderregten Schwingung. Insbesondere für integrale Bauweisen, bei denen der mechanische Anteil der Dämpfung gering und somit der aerodynamische Anteil der Dämpfung von entscheidender Bedeutung ist, sind möglichst genaue Werte der aerodynamischen Dämpfung hinsichtlich der Vorhersage fremderregter Schwingungsamplituden entscheidend.



**Abbildung 3.5:** Beispiel für die Abhängigkeit der aeroelastischen Stabilität vom Interblade Phase Angle

### 3.3 Verknüpfung der Aeroakustik und der Aeroelastik für den Fall der akustisch angeregten Turbomaschinenschaufel

Für den Fall der akustischen Schaufelschwingungsanregung sind das sich im Strömungskanal der Turbomaschine einstellende akustische Feld und das aeroelastische System der Beschau felung miteinander verknüpft. Die Akustik kann für diesen Fall als periodische Kraft auf der rechten Seite von Gleichung 3.15 modelliert werden. Unter der Annahme, dass die Eigenfrequenzen der Beschau felung klar voneinander zu trennen sind und somit ein modaler Ansatz verwendet werden kann, ergibt sich für die Beschreibung einer beliebigen Biegemode die Bewegungsgleichung

$$(m + m_{\text{Aero}})\ddot{x} + (d + d_{\text{Aero}})\dot{x} + (c + c_{\text{Aero}})x = \hat{F}_{\text{AAS,S}} \sin(\omega_{\text{AAS,S}}t) \quad (3.24)$$

Das akustische Feld wirkt demnach als anregende Kraft, die im Fall der Resonanz das aeroelastische System zu Schwingungen anregt. Resonanz liegt vor, wenn  $\omega_{\text{AAS,S}}$ , die Frequenz des Schalldrucks, der auf das Schaufelprofil wirkt, mit der gedämpften Eigenfrequenz der Schaufel übereinstimmt. Die sogenannte Amplitudenresonanz ergibt sich, wenn  $\omega_{\text{AAS,S}}$  und  $\omega_{f,\text{max}}$  übereinstimmen. Der Betrag der anregenden akustischen Kraft  $\hat{F}_{\text{AAS,S}}$  ergibt sich in beiden Fällen für eine zweidimensionale Betrachtung über die Integration des auf der Schaufeloberfläche wirkenden Schalldrucks über einen radialen Profilschnitt. Für die Erweiterung auf ein realitätsnäheres dreidimensionales System muss  $\hat{F}_{\text{AAS,S}}$  anhand der Integration des Schalldrucks über die gesamte Profiloberfläche bestimmt werden. Die resultierende anregende Kraft wird somit durch die modale Struktur des akustischen Feldes und durch die radiale und axiale Verteilung der Schalldruckampli-

tude der einzelnen modalen Komponenten gesteuert.

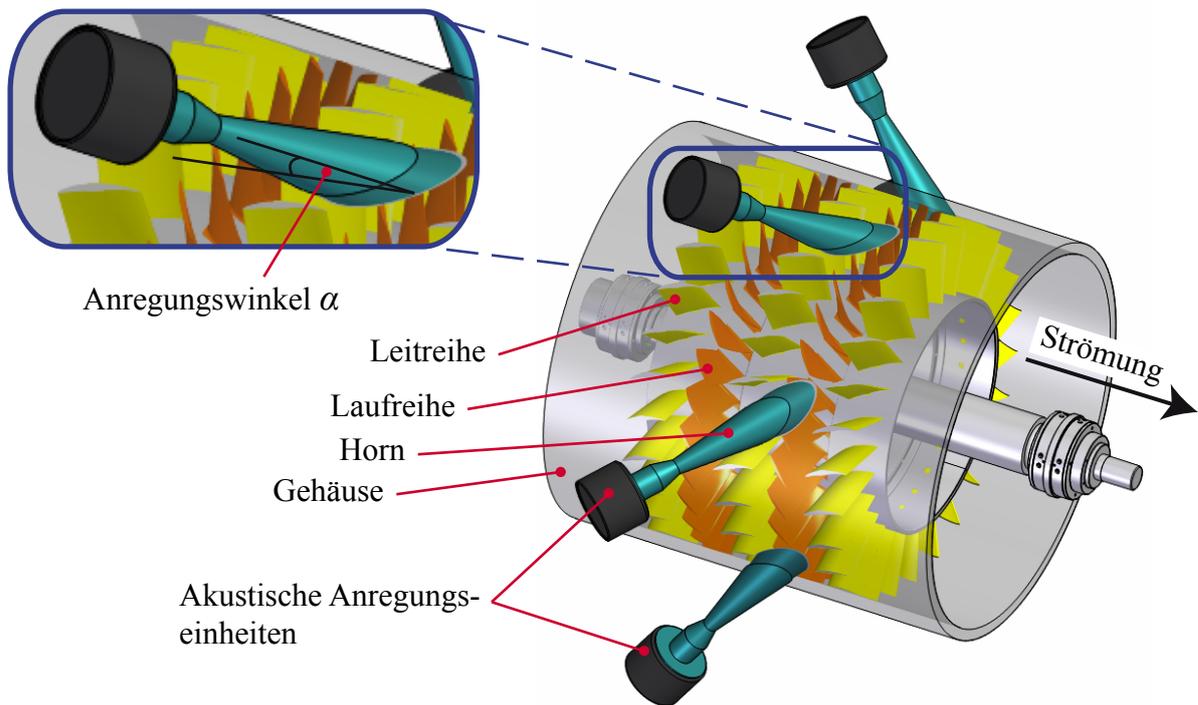


## 4 Akustisches System zur Schwingungsanregung von Turbomaschinenschaufeln

Dieses Kapitel beschreibt die Auslegung und Entwicklung des in dieser Arbeit eingesetzten akustischen Anregungssystems. Die sich aus der Aeroelastik der Turbomaschinen sowie in Hinblick auf die konstruktive Integration ergebenden Anforderungen an ein aeroelastisches Anregungssystem lassen sich unter folgenden Punkten zusammenfassen:

- Variable Anregungsfrequenz zur Abdeckung der verschiedenen Eigenfrequenzen der anzuregenden Beschaukelung
- Variable Amplitude der Anregung zur Einstellung verschiedener Schwingungszustände
- Möglichst hohe Amplitude der anregenden Kraft zur Sicherstellung eines ausreichenden Signal-Rausch-Verhältnisses der angeregten Schwingung
- Möglichkeit zur Variation des Interblade Phase Angle der angeregten Schwingung
- Möglichst geringe Beeinflussung des aeroelastischen Verhaltens der zu untersuchenden Beschaukelung
- Berücksichtigung der konstruktiven Randbedingungen bei der Dimensionierung und Gestaltung des Anregungssystems

Um allen Anforderungskriterien gerecht zu werden, erfolgt die Entwicklung des in dieser Arbeit verwendeten akustischen Anregungssystems schrittweise. Das Grundkonzept des Anregungssystems ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Im Wesentlichen umfasst das Konzept eine definierte Anzahl von akustischen Anregungseinheiten, die über den Umfang verteilt Schall in den Strömungskanal einkoppeln. Die Anregungseinheiten sind dabei direkt über der anzuregenden Laufbeschaukelung im Gehäuse installiert. Über ein Steuerungsprogramm auf LabVIEW-Basis soll die Vorgabe der verschiedenen Anregungsparameter erfolgen. Aufbauend auf diesem Konzept lässt sich die Entwicklung des akustischen Anregungssystems in vier Etappen unterteilen. Den ersten Schritt stellt die systematische Untersuchung verschiedener Parameter zur Gestaltung der akustischen Anregungseinheiten dar. Anschließend wird im zweiten Schritt der Einfluss einer turbomaschinentypischen Strömung auf die akustische Anregung von Schaufelschwingungen untersucht. Aufbauend auf diesen Untersuchungen werden Kriterien zur optimierten Gestaltung der Anregungseinheiten abgeleitet. Im anschließenden dritten Entwicklungsschritt wird die Ansteuerung des akustischen Anregungssystems entwickelt und getestet. Den abschließenden Entwicklungsschritt stellt der erstmalige Nachweis der akustischen Schaufelschwingungsanregung im rotierenden System dar. Während die ersten drei Entwicklungsschritte Bestandteil dieses Kapitels sind, wird der Nachweis der



**Abbildung 4.1:** Konzept für die akustische Anregung im rotierenden System

akustischen Anregung im rotierenden System in Kapitel 7 erbracht.

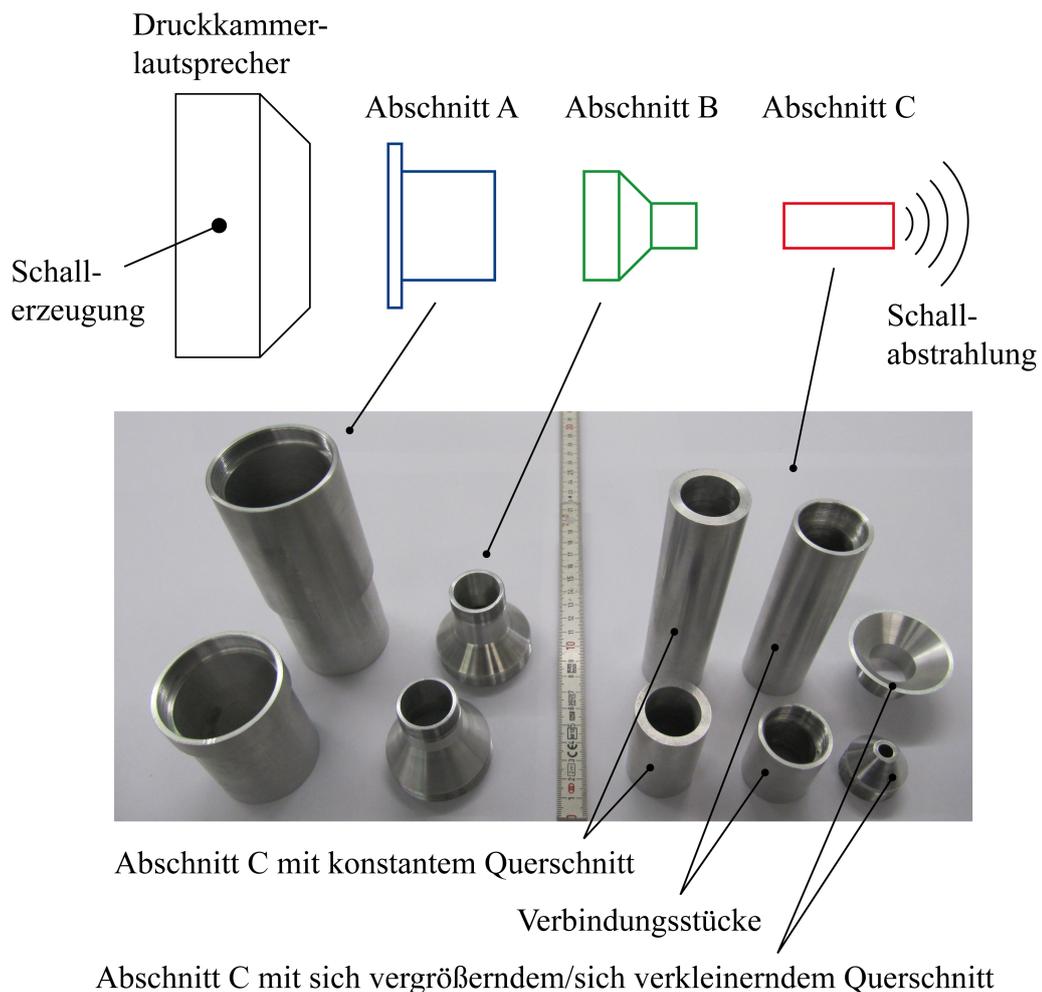
## 4.1 Auslegung der akustischen Anregungseinheiten

### 4.1.1 Auslegung der akustischen Horngeometrie

Zur Erzeugung eines für die Anregung von Schaufelschwingungen ausreichend hohen Schalldrucks sollen für das Anregungssystem Druckkammerlautsprecher in Kombination mit einem Horn verwendet werden. Im Vergleich zu handelsüblichen Kalottenlautsprechern lassen sich mit dieser Kombination wesentlich höhere Schalldrücke realisieren. Im Rahmen der Entwicklung der akustischen Anregung im rotierenden System wird die Ausführung des Horns im Wesentlichen durch zwei Funktionen bestimmt, die das Horn erfüllen muss. Zum einen wird der Schalldruck, der mit der Kombination aus akustischem Horn und Druckkammerlautsprecher bei einer bestimmten Frequenz erzeugt werden kann, wesentlich durch die Form des akustischen Horns beeinflusst. Das heißt, durch eine optimierte Horngeometrie kann der Schalldruck, der für die Anregung der Schaufelschwingung in der Turbomaschine zur Verfügung steht, maximiert werden. Zum anderen wird das Horn zum Transport und letztendlich zur gezielten Einkopplung der Schallenergie in den Strömungskanal im Bereich der Laufbeschaufelung benötigt. Vor dem Hintergrund des geplanten Einsatzes des Anregungssystems in Turbomaschinen kann die Horngeometrie nicht frei gestaltet werden, sondern ist folgenden Anforderungen unterworfen:

- Verwendung eines hitzebeständigen und hinsichtlich der Aufnahme der Druckkammerlautsprecher ausreichend tragfähigen Materials
- Auswahl einer möglichst einfachen Horngeometrie zur Erreichung eines möglichst geringen Fertigungsaufwandes
- Gestaltung des Hornmundes unter Berücksichtigung der konstruktiven Randbedingungen bei der Integration der akustischen Anregungseinheit in die Turbomaschine
- Gestaltung des Hornmundes hinsichtlich einer möglichst geringen Beeinflussung der Strömung in der Turbomaschine

Im Gegensatz zu Anwendungen aus der Beschallungstechnik ist somit die Gestaltung der Horngeometrie auf einfache Geometrien limitiert. Exponentielle Verläufe der Hornkontur wie sie zum Erreichen einer effektiven Schallerzeugung im niedrigen Frequenzbereich in der Akustik oftmals zum Einsatz kommen, scheiden daher aus. Um eine für die akustische Schwingungsanregung geeignete Horngeometrie festlegen zu können, werden verschiedene Geometrien mit Hilfe eines Baukastensystems experimentell untersucht. Dieses System besteht aus verschiedenen Bauteilen, die miteinander verschraubt und an einen Druckkammerlautsprecher angeschlossen werden können. Eine Übersicht über die untersuchten Elemente gibt Abbildung 4.2. Durch die verschiedenen Bauteile ergibt sich eine Vielzahl möglicher Kombinationen, die systematisch untersucht werden. Alle in dieser Arbeit vorgestellten akustischen Messungen werden in einem reflexionsarmen Raum durchgeführt. Zur Beurteilung der verschiedenen Horngeometrien wird der Schalldruckpegel mit Hilfe eines 1/2"-Freifeldmikrofons von Brüel & Kjær in einem definierten Abstand von 4 mm zum Hornmund in Abhängigkeit von der Frequenz gemessen. Der Druckkammerlautsprecher wird da-



**Abbildung 4.2:** Aufbau und einzelne Komponenten der untersuchten Horngeometrien

bei für alle untersuchten Frequenzen mit einem konstanten Effektivwert von 1,25 V angesteuert. Der Frequenzbereich, der im Rahmen der Hornauslegung vermessen wird, liegt zwischen 600 und 2500 Hz und umfasst somit einen Bereich, in dem typische Werte für die ersten Eigenfrequenzen von Turbomaschinenbeschaufelungen zu finden sind und in dem der sichere Betrieb der Druckkammerlautsprecher sichergestellt werden kann. Weiterhin ist die Freifeldkorrektur des verwendeten Messmikrofons in diesem Frequenzbereich zu vernachlässigen. Der Frequenzbereich wird mit einem Inkrement von 1 Hz automatisiert vermessen. Der automatisierte Ablauf ist mit Hilfe eines LabVIEW-Programms umgesetzt, das den frequenzabhängigen Schalldruckpegel bei einer Abtastrate von 50 kHz und einer Sampleanzahl von 10 kS pro Frequenzschritt erfasst und anschließend die Frequenz des Steuersignals des Druckkammerlautsprechers mit einem vorgegebenen Inkrement automatisch erhöht. Abbildungen sowohl von dem reflexionsarmen Raum (Abbildung C.1) als auch von dem für die Vermessung der verschiedenen Horngeometrien verwendeten

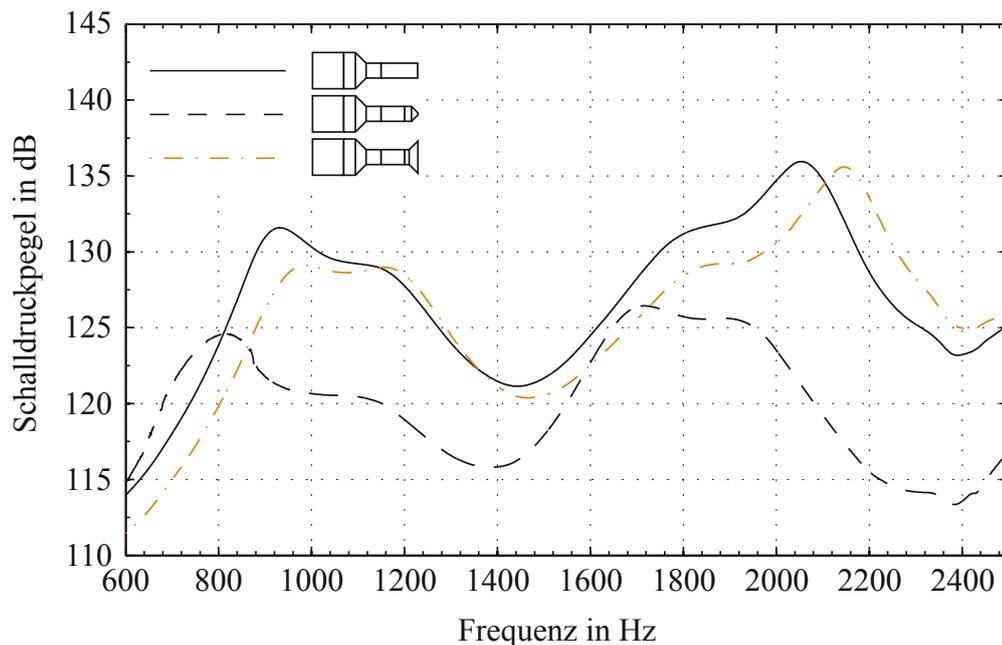
Versuchsaufbau (Abbildung C.2) sind in Anhang C zu finden.

Das übergeordnete Konzept für die Gestaltung des Horns besteht aus drei verschiedenen Abschnitten (siehe Abbildung 4.2). Abschnitt A ist mit einem konstanten Querschnitt ausgeführt und an den Druckkammerlautsprecher angeschlossen. Im anschließenden Abschnitt B wird der Querschnitt mit Hilfe eines Konus reduziert, bevor der Schall durch Abschnitt C geführt und an die Umgebung abgestrahlt wird. Dieses Konzept berücksichtigt die zuvor genannten Anforderungen und fördert weiterhin die Effizienz des Druckkammerlautsprechers bei der Schallerzeugung. Dies wird durch die Querschnittsreduktion in Abschnitt B erreicht. Hierdurch wird nach Kolbrek (2008) die akustische Flussimpedanz  $Z_a$  erhöht. Diese Größe gibt den Widerstand an, der dem Schall bei seiner Ausbreitung in Rohren entgegen wirkt. Innerhalb eines Horns ist dieser Wert im Wesentlichen von dem Innendurchmesser der Horngeometrie abhängig. Ein reduzierter Durchmesser sorgt für einen geringeren maximal möglichen Luftdurchsatz und stellt somit einen höheren Widerstand für die schwingende Membran des Lautsprechers dar. Als Resultat komprimiert die schwingende Membran des Lautsprechers die Luft effektiver und erzeugt somit einen höheren Schalldruck.

Zunächst soll der Einfluss der Geometrie des Hornmundes auf das Übertragungsverhalten der Horngeometrie untersucht werden. Hierzu werden Abschnitt A und B nicht verändert und die von der Frequenz abhängigen Schalldruckverläufe für drei verschiedene Fälle miteinander verglichen. Neben einem einfachen Rohr mit konstantem Querschnitt wird ein Hornmund mit sich konisch erweiterndem und eine Geometrie mit sich konisch verringerndem Querschnitt untersucht. Das einfache Rohr hat dabei einen Durchmesser von 25 mm, während der Durchmesser des Hornmundes der Geometrie mit sich erweiterndem Querschnitt bei einem Konuswinkel von  $45^\circ$  50 mm und der Durchmesser der Geometrie mit sich verringerndem Querschnitt bei einem Konuswinkel von  $24,7^\circ$  7 mm beträgt. Die Messergebnisse für die drei Varianten des Hornmundes sind in Abbildung 4.3 dargestellt. Die für diese Varianten charakteristischen Schalldruckverläufe ergeben sich zum einen durch die frequenzabhängige Charakteristik der verwendeten Lautsprecher und zum anderen durch Resonanzen. Letzterer Effekt wird im weiteren Verlauf dieses Abschnitts im Detail diskutiert.

Der Vergleich der in Abbildung 4.3 dargestellten Schalldruckverläufe macht deutlich, dass sich mit der Horngeometrie, in der sich der Querschnitt zum Hornmund hin verringert, die geringsten Schalldruckpegel für ein Großteil der untersuchten Frequenzen erreichen lassen. Dies ist in dem geringen Querschnitt, der für die Schallabstrahlung zur Verfügung steht, begründet. Obwohl sich mit dieser Variante aufgrund des geringen Durchmessers des Hornmundes die Störung der Strömung in der Turbomaschine minimieren lässt, scheidet diese Geometrie somit für die akustische Anregung im rotierenden System aus.

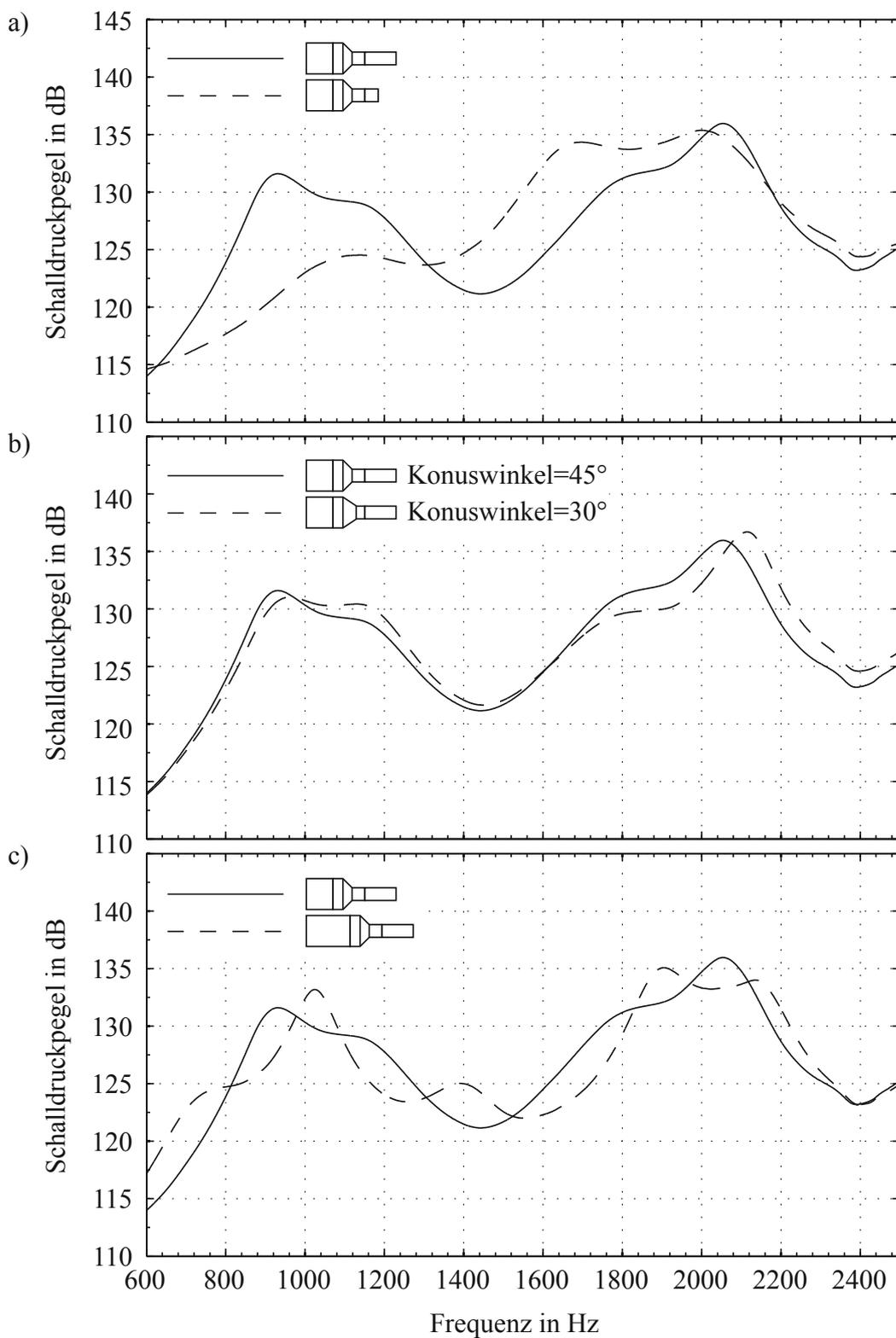
Der Vergleich zwischen dem Schalldruckverlauf der Geometrie mit konstantem Querschnitt und dem Schalldruckverlauf der Geometrie mit zunehmendem Querschnitt zeigt nur geringe Unterschiede (siehe Abbildung 4.3). Eine Erhöhung des erzeugten Schalldrucks kann mit der sich konisch erweiternden Geometrie nur im Frequenzbereich zwischen 2100 und 2500 Hz erreicht werden. Nahezu im gesamten übrigen Frequenzbereich werden jedoch im Vergleich zur Geome-



**Abbildung 4.3:** Vergleich der erreichbaren Schalldruckpegel für verschiedene Ausführungen des Hornmundes in Abhängigkeit von der Frequenz

trie mit konstantem Querschnitt niedrigere Schalldrücke gemessen. Aufbauend auf diesen Ergebnissen wird daher für die akustische Anregung im rotierenden System die Horngeometrie mit konstantem Querschnitt im Bereich des Hornmundes gewählt. Im Vergleich zu der sich konisch erweiternden Geometrie wird durch diese Wahl eine geringere Beeinflussung der Strömung in der Turbomaschine erreicht.

Nach Festlegung der Geometrie im Bereich des Hornmundes soll im Folgenden der Einfluss der Gestaltung der Hornabschnitte A, B und C auf die erreichbaren Schalldruckpegel untersucht werden. Als Variationsparameter werden die Längen der Abschnitte A und C sowie der Konuswinkel der Reduktion des Querschnitts in Abschnitt B gewählt. Die für die verschiedenen Variationen der Horngeometrie gemessenen Schalldruckverläufe sind in Abbildung 4.4 zusammengefasst. Der in Teil a) dargestellte Vergleich zwischen zwei unterschiedlichen Längen des Abschnitts C macht deutlich, dass durch die Wahl der Länge der erzeugte Schalldruckpegel in bestimmten Frequenzbändern gesteigert werden kann. Während für die längere Variante des Abschnitts C hohe Schalldruckpegel im niedrigeren Bereich des untersuchten Frequenzbereichs gemessen werden, werden für die kürzere Variante hohe Schalldruckpegel im Bereich von 1300 Hz bis 2000 Hz erreicht. Der Grund für das charakteristische Übertragungsverhalten dieser einfachen Horngeometrien sind Resonanzen. Vereinfacht kann die Horngeometrie als einseitig geschlossenes Rohr angenommen werden. Fällt ein Minimum oder Maximum des Schalldrucks mit dem Austritt der Horngeometrie zusammen, wird die akustische Welle reflektiert. Bei einer konstanten Länge des akustischen



**Abbildung 4.4:** Schalldruckverläufe für verschiedene Horngeometrien in Abhängigkeit von der Frequenz, a) Variation der Länge des Abschnitts C, b) Variation des Konuswinkels in Abschnitt B, c) Variation der Länge des Abschnitts A

Horns ist das Auftreten dieses Effektes von der mit der Frequenz verknüpften Länge der akustischen Welle  $\lambda$  abhängig. Eine Resonanz tritt in der Theorie nach Veit (2012) immer dann in einem einseitig geschlossenen Rohr auf, wenn die Bedingung

$$\lambda(2n - 1)/4 = L; \quad n = 1, 2, \dots, \infty \quad (4.1)$$

erfüllt ist.  $L$  entspricht in diesem Fall der Länge der akustischen Horngeometrie. In der Realität schwingt eine bestimmte Luftmasse am offenen Ende des Rohres mit, sodass eine sogenannte Mündungskorrektur  $\Delta L$  eingeführt werden muss (Veit 2012). Die Resonanzbedingung aus Gleichung 4.1 ergibt sich dann zu

$$\lambda(2n - 1)/4 = L'; \quad n = 1, 2, \dots, \infty \quad (4.2)$$

mit

$$L' = L + \Delta L \quad (4.3)$$

Die Reflexion der Welle resultiert in einer stehenden Welle und stellt eine Resonanz des Horns dar. In diesem Betriebspunkt lassen sich besonders hohe Schalldrücke erreichen, sodass eine Überhöhung im Verlauf des über der Frequenz aufgetragenen Schalldruckpegels zu beobachten ist. Für die in Teil a) von Abbildung 4.4 dargestellten Ergebnisse des kürzeren Abschnitts C, kann somit der geringere Schalldruckpegel im niedrigen Frequenzbereich auf eine gegenüber dem längeren Rohr fehlenden Resonanzstelle zurückgeführt werden.

Teil b) in Abbildung 4.4 zeigt den Einfluss des Konuswinkels in Abschnitt B auf das Übertragungsverhalten der Horngeometrie. Insgesamt sind nur geringe Unterschiede zu erkennen. Der Vergleich der Durchschnittswerte beider Verläufe lässt auf einen geringfügig höheren Schalldruckpegel für die Variante mit dem geringeren Konuswinkel von  $30^\circ$  schließen.

Der Vergleich der unterschiedlichen Längen des Abschnitts A ist in Teil c) von Abbildung 4.4 dargestellt. Analog zu der Variation der Länge des Abschnitts C zeigt sich, dass die Anzahl und Lage der Resonanzen durch die unterschiedlichen Längen der Horngeometrie variiert werden kann.

Zusammenfassend ergeben sich basierend auf den vorgestellten Ergebnissen für die Auslegung der Horngeometrie der akustischen Anregungseinheiten folgende Erkenntnisse:

- Die Längen der Abschnitte A und C beeinflussen die Lage und Anzahl der Überhöhungen im Verlauf des Schalldrucks und können zur Optimierung der erreichbaren Schalldruckpegel in Frequenzbändern, die zur Anregung von Schaufelschwingungen benötigt werden, variiert werden.
- Abschnitt B dient zur Reduktion des Querschnitts und resultiert somit in einer Erhöhung der akustischen Flussimpedanz. Der gegenüber der Membran des Lautsprechers wirkende Widerstand wird folglich größer, wodurch eine höhere Effizienz des Druckkammerlautsprechers erreicht werden kann. Für den Konuswinkel sollte ein moderater Wert von beispielsweise  $30^\circ$  gewählt werden.

- Vor dem Hintergrund der konträren Forderung nach einem möglichst hohen Schalldruck und einer möglichst geringen Beeinflussung der Strömung stellt eine Geometrie mit konstantem Querschnitt im Bereich des Hornmundes die geeignetste Lösung der untersuchten Geometrien dar.

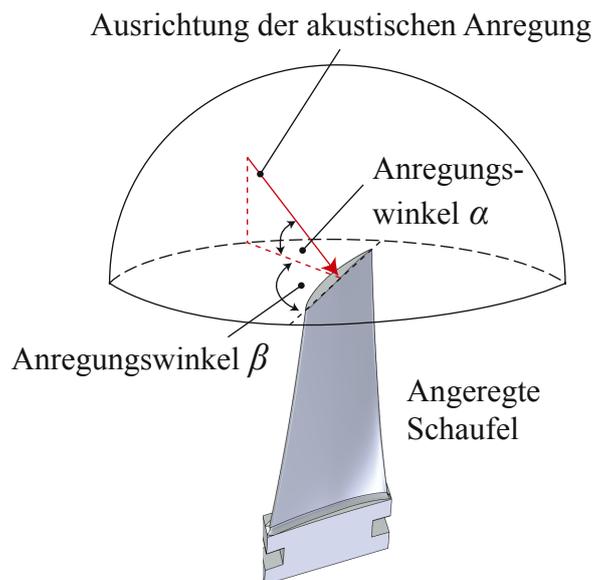
Ein weiteres Kriterium für die Auslegung der akustischen Anregungseinheiten ist die Cut-on Frequenz der ersten akustischen Mode  $m = 1$ ,  $n = 0$  innerhalb der Horngeometrie. Der maximale Durchmesser der Horngeometrie ist so gewählt, dass alle untersuchten Frequenzen unterhalb der Cut-on Frequenz (siehe Abschnitt 3.1) dieser Mode liegen. Die Ausbreitung des Schalls innerhalb des Rohres erfolgt somit ausschließlich in Form einer ebenen Welle. Die akustischen Anregungseinheiten können daher als Monopol angenommen werden. Hierdurch wird die Interpretation der physikalischen Zusammenhänge bei der akustischen Anregung von Schaufelschwingungen im rotierenden System vereinfacht, wie in Abschnitt 7.4 deutlich wird.

Zur Erreichung eines möglichst hohen Schalldrucks sieht die Auslegung der Horngeometrie eine weitere Variante zur Aufnahme von zwei Druckkammerlautsprechern pro Anregungseinheit vor. Zur Kombination der beiden akustischen Quellen wird in diesem Fall Abschnitt A der Horngeometrie durch ein Y-Stück ersetzt. Um Reflexionen und Interferenz zu minimieren, wird zum einen der Winkel zwischen den beiden Schenkeln des Y-Stücks möglichst gering ausgeführt. Hierdurch wird ein sanfter Übergang im Bereich der Überlagerung der beiden akustischen Quellen erreicht. Zum anderen wird sichergestellt, dass der Durchmesser im Punkt der Überlagerung der beiden akustischen Quellen im Verhältnis zur kleinsten zu übertragenden Wellenlänge gering ist. Nach White (1987) ist die Erfüllung dieses Kriteriums eine wesentliche Voraussetzung zur Minimierung von Reflexionen und Interferenz bei der Kombination mehrerer Lautsprecher. In der Akustik ist die Kombination mehrerer Lautsprecher zur Generierung hoher Schalldruckpegel unter dem Begriff „Manifold Technology“ bekannt.

#### 4.1.2 Einfluss des Anregungswinkels $\alpha$ auf die anregbare Schwingungsamplitude einer Turbomaschinenschaufel

Das in Abbildung 4.1 vorgestellte Konzept der akustischen Anregung im rotierenden System beinhaltet, dass die Anregung aus einer bestimmten Richtung erfolgt. Wie in Abbildung 4.5 dargestellt, werden für eine vollständige Beschreibung dieser Richtung zwei Winkel benötigt: der Anregungswinkel  $\alpha$  und der Anregungswinkel  $\beta$ . Der Bereich, der sich für  $\alpha$  in einer Turbomaschine realisieren lässt, ist im Wesentlichen von konstruktiven Randbedingungen abhängig. Mit dem Ziel, innerhalb dieses Winkelbereichs einen optimalen Wert für  $\alpha$  zu finden, wird im Folgenden der Einfluss von  $\alpha$  auf die akustisch anregbaren Schwingungsamplituden einer Verdichter-Laufschaufel untersucht.

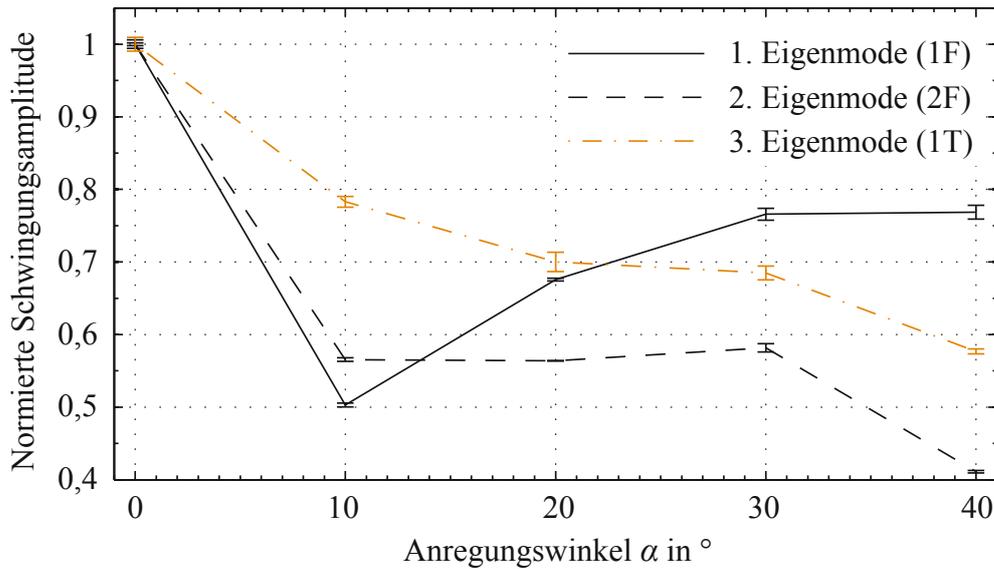
Die Messungen werden erneut in dem reflexionsarmen Raum durchgeführt. Als Versuchsobjekt wird eine Laufschaufel des Niedergeschwindigkeitsaxialverdichters (NGAV, siehe Kapitel 5) verwendet. Der NGAV wird im weiteren Verlauf dieser Arbeit für die Erprobung und Optimierung



**Abbildung 4.5:** Definition der akustischen Anregungswinkel

der akustischen Anregung im rotierenden System eingesetzt (siehe Kapitel 7). Die in diesem Abschnitt erlangten Erkenntnisse können somit ohne Einschränkungen für die Untersuchungen im rotierenden System verwendet werden. Die feste Einspannung der untersuchten Verdichterschaufel erfolgt in diesem Fall am Schaufelfuß. Der Anregungswinkel  $\alpha$  wird über einen Schlitten variiert, der auf einem Orbit befestigt ist und auf diesem verfahren werden kann. Der Schlitten bietet eine Aufnahme für eine akustische Anregungseinheit bestehend aus einem Druckkammerlautsprecher und einem akustischen Horn. Das akustische Horn ist in diesem Fall ein Rohr mit einem konstanten Innendurchmesser von 50 mm und einer Länge von 200 mm. Während der gesamten Versuchsreihe wird der Druckkammerlautsprecher mit einem konstanten Effektivwert von 12,5 V betrieben. Die Anregungsfrequenz wird je nach untersuchter Eigenfrequenz der Laufschaufel zwischen 345 Hz (erste Biegemode, 1F), 1333 Hz (zweite Biegemode, 2F) und 1573 Hz (erste Torsionsmode, 1T) variiert. Die Anregung der Laufschaufel ist für alle untersuchten Winkelstellungen auf die Saugseite gerichtet. Die Symmetrieachse des akustischen Horns ist dabei auf die Schaufelspitze ausgerichtet während der Abstand zwischen dem Hornmund und der Schaufelspitze auf einen definierten Wert von 4 mm eingestellt wird. Der beschriebene Versuchsaufbau ist im Anhang C in Abbildung C.3 dargestellt.

Zur Erfassung der angeregten Schwingung ist die Laufschaufel auf der Druckseite mit Dehnungsmessstreifen instrumentiert. Die Abtastfrequenz im Rahmen der Erfassung der Messdaten beträgt 50 kHz bei einer Messdauer von 1 s. Um die Reproduzierbarkeit zu überprüfen und um den zufälligen Messfehler zu quantifizieren, werden pro Messpunkt jeweils zehn Wiederholungsmessungen durchgeführt. Zur Bestimmung der jeweiligen Schwingungsamplitude werden die erfassten zeitabhängigen Messdaten mit Hilfe der Fast Fourier Transformation (FFT) in den Frequenzbereich



**Abbildung 4.6:** Einfluss des Anregungswinkels  $\alpha$  auf die akustisch anregbare Schwingungsamplitude verschiedener Eigenmoden der NGAV-Laufschaukel

überführt. Ein Effekt, der bei der Überführung zeitdiskreter Signale in den Frequenzbereich nach Kiencke und Jäkel (2008) auftritt, ist der sogenannte Leck-Effekt (engl. Leakage Effect). Dieser Effekt führt zum Verschmieren spektraler Anteile, sodass die von der Frequenz abhängige Amplitudenverteilung verfälscht wird. Um diesen Effekt zu reduzieren, werden Fensterfunktionen eingesetzt. Als wesentliche Eigenschaft weisen diese Funktionen und möglichst viele ihrer Ableitungen Werte auf, die am Fensterrand gegen Null streben. Dies führt zu einer Dämpfung der Funktionssprünge am Fensterrand und somit zu einer Reduktion des Leck-Effektes (Kiencke und Jäkel 2008). Im Rahmen der hier beschriebenen Auswertung wird ein Hanning-Fenster als Fensterfunktion verwendet. Die nach diesem Vorgehen bestimmten Ergebnisse für die ersten drei Eigenmoden der Laufschaukel sind in Abbildung 4.6 dargestellt. Die Variation des Anregungswinkels  $\alpha$  umfasst  $0^\circ$  bis  $40^\circ$ . Die Schwingungsamplituden sind jeweils auf den Wert für die horizontale Anregung ( $\alpha = 0^\circ$ ) normiert. Unabhängig von der untersuchten Eigenmode eignet sich diese Anordnung zur Anregung der höchsten Schwingungsamplituden. Die anregende Kraft steht in diesem Fall senkrecht zur Schaufeloberfläche, wodurch sich die höchste modale Erregung erreichen lässt. Für Werte  $\alpha > 0^\circ$  unterscheiden sich die vom Anregungswinkel  $\alpha$  abhängigen Verläufe der angeregten Schwingungsamplituden je nach betrachteter Eigenmode. Während die zweite (2F) und die dritte Eigenmode (1T) einen kontinuierlich abfallenden Trend aufweisen, steigt die anregbare Amplitude für die erste Eigenmode (1F) für  $\alpha > 10^\circ$  wieder an. Um dieses Verhalten physikalisch interpretieren zu können, müsste zunächst der lokal auf der Schaufeloberfläche wirkende Schalldruck in Abhängigkeit von dem Anregungswinkel  $\alpha$  bestimmt werden. Darauf aufbauend kann für jede Position auf der Schaufeloberfläche eine Anregungskraft berechnet wer-

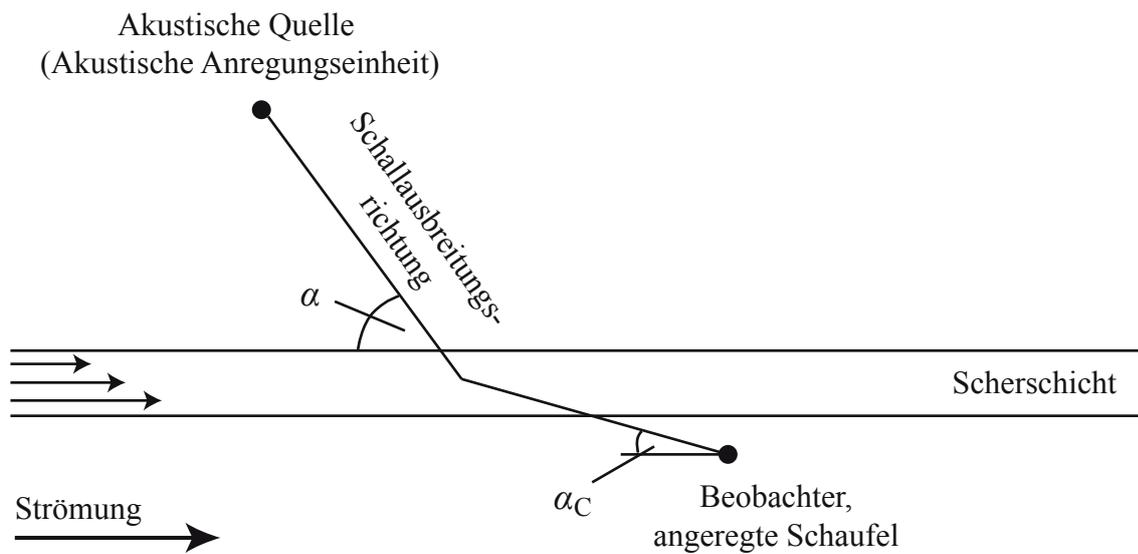
den. Der senkrecht zur Schaufeloberfläche stehende Anteil der anregenden Kraft multipliziert mit dem angeregten Eigenvektor ergibt wiederum die modale Erregung, die proportional zur anregbaren Schwingungsamplitude ist. Die Bestimmung sowohl der lokalen Anregungskräfte als auch der Eigenvektoren zur Berechnung der modalen Kraft übersteigt jedoch die Möglichkeiten der im Rahmen des vorgestellten Versuchsaufbaus zur Verfügung stehenden Messtechnik.

Basierend auf den vorgestellten Ergebnissen stellt  $\alpha = 30^\circ$  einen sinnvollen Kompromiss für die akustische Anregung der ersten drei Eigenmoden der Laufschaufel des Niedergeschwindigkeitsaxialverdichters dar. Der Anregungswinkel  $\alpha = 0^\circ$  kann in einer Turbomaschine nicht realisiert werden und wird daher in dieser Betrachtung nicht berücksichtigt. Für die erste Eigenmode liegt die Anregung für  $\alpha = 30^\circ$  im asymptotischen Bereich. Für die zweite und dritte Eigenmode kann mit diesem Wert für  $\alpha$  ein noch größerer Abfall der anregbaren Schwingungsamplitude, wie er bei  $\alpha = 40^\circ$  auftritt, verhindert werden. Gegenüber der horizontalen Anregung ergeben sich bei  $\alpha = 30^\circ$  anregbare Schwingungsamplituden von 77% (1F), 58% (2F) und 68% (1T).

## 4.2 Einfluss der Strömung in einer Turbomaschine auf die akustische Anregung

Die Strömung in Turbomaschinen ist dreidimensional, hochgradig instationär und somit äußerst komplex. Zudem bilden sich infolge der Haftbedingung an den Wänden des Strömungskanal Grenzschichten aus. Das in Abbildung 4.1 dargestellte Konzept sieht vor, dass der Schall außerhalb der Turbomaschine im ruhenden System erzeugt und anschließend in den durch die Strömung der Turbomaschine und die Rotation der Beschaukelung geprägten Strömungskanal eingekoppelt wird. Bei dem Übergang zwischen dem ruhenden und der durchströmten Umgebung wird der Schall in seiner Ausbreitungsrichtung und in seiner Amplitude beeinflusst. Die Beeinflussung erfolgt im Wesentlichen durch den über die Scherschicht existierenden Geschwindigkeitsgradienten. Umfangreiche theoretische und experimentelle Untersuchungen hierzu haben beispielsweise Amiet (1978), Ahuja et al. (1978) und Schlinker und Amiet (1979) durchgeführt. Die experimentelle Validierung der entwickelten Modelle erfolgt durch die genannten Autoren unter Verwendung eines Freistrahls.

Die Beeinflussung der Ausbreitungsrichtung des Schalls beim Passieren einer Scherschicht ist für den zweidimensionalen Fall in Abbildung 4.7 dargestellt. Diese Darstellung ist repräsentativ für die Anordnung im Rahmen der akustischen Schaufelschwingungsanregung. In Abhängigkeit von der Geschwindigkeit der Strömung in der Turbomaschine wird der Schall in der Strömung abgelenkt. Physikalisch basiert dieser Effekt auf der Überlagerung zwischen dem Geschwindigkeitsfeld der Strömung und dem akustischen Feld. Je nach Größe des Geschwindigkeitsgradienten über die Scherschicht kann der Schall in Abhängigkeit von dem akustischen Anregungswinkel  $\alpha$  so stark abgelenkt werden, dass er sich horizontal und somit parallel zur Scherschicht ausbreitet. Für diesen Extremfall ist keine Schallausbreitung über die Scherschicht hinweg möglich, was einer Totalreflexion des Schalls gleichkommt. Aufgrund dieses Effektes und aufgrund der in Ab-

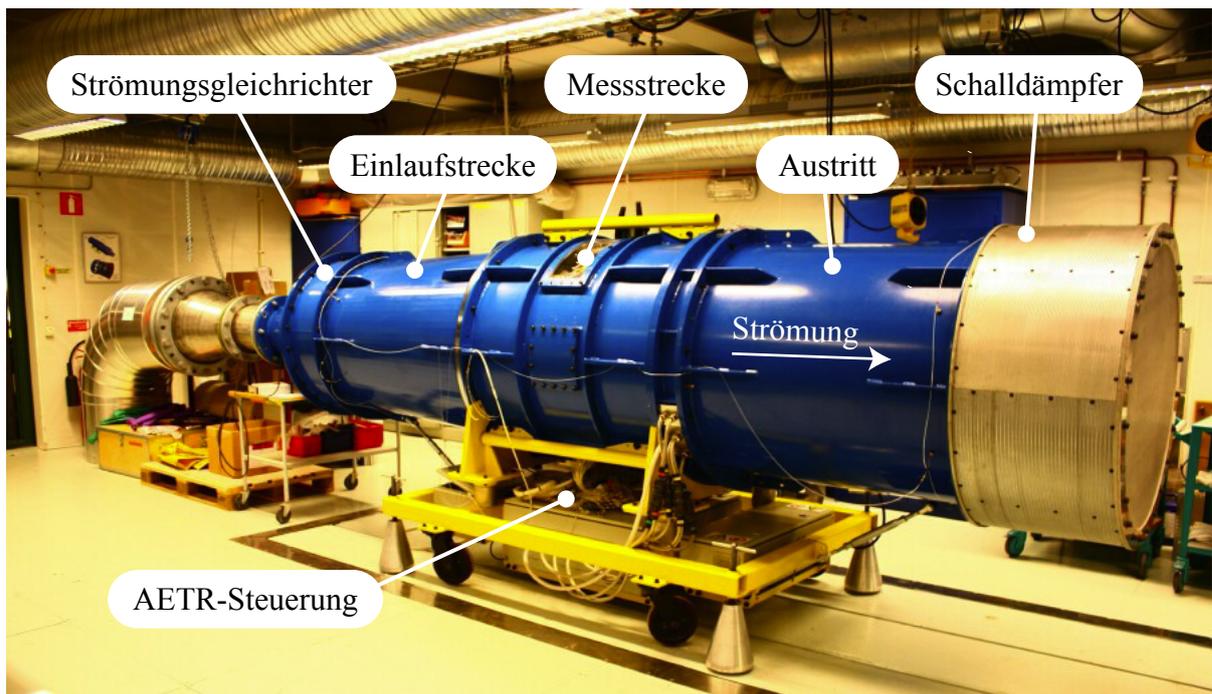


**Abbildung 4.7:** Exemplarische Darstellung des Einflusses der Strömung auf die Ausbreitungsrichtung des Schalls

schnitt 4.1.2 beschriebenen signifikanten Beeinflussung der anregbaren Schwingungsamplitude durch den akustischen Anregungswinkel  $\alpha$  ist die Quantifizierung des Einflusses der Strömung in einer Turbomaschine auf die akustische Schwingungsanregung ein wichtiger Schritt in der Entwicklung des akustischen Anregungssystems. Um den Einfluss der Strömung auf die akustische Anregung von den aus der Rotation der Laufschaufeln resultierenden Effekten trennen zu können, wird der Strömungseinfluss in einem Ringgitter-Windkanal untersucht. Sowohl der Aufbau des Ringgitter-Windkanals als auch die für diese Untersuchung durchgeführte Instrumentierung ist in dem folgenden Abschnitt beschrieben. Im darauf folgenden Abschnitt 4.2.2 werden die Ergebnisse der Untersuchung diskutiert und interpretiert.

#### 4.2.1 Aufbau und Instrumentierung des Aeroelasticity Test Rig (AETR)

Das Aeroelasticity Test Rig (AETR) ist in Abbildung 4.8 dargestellt. Es wurde im Jahr 2003 an der KTH in Stockholm zur Untersuchung der aerodynamischen Dämpfung von Niederdruckturbinenschaufeln in Betrieb genommen. In diesem Prüfstand bilden je nach Untersuchung fünf oder sieben Niederdruckturbinenprofile eine Ringkaskade. Den für die Durchströmung der stehenden Kaskade notwendigen Druck baut eine Kompressorstation auf. Die Abströmgeschwindigkeit der Kaskade kann stufenlos zwischen  $Ma_2 = 0$  und  $Ma_2 = 0,9$  variiert werden. Besondere Ausstattungsmerkmale des Prüfstandes sind verstellbare Seitenwände im Ein- und Austritt, eine Vorrichtung zur Vorgabe von Starrkörperbewegungen der Schaufel und die Möglichkeit zur Verstellung



**Abbildung 4.8:** Aufbau des AETR in Stockholm

des Schaufelgitters in Umfangsrichtung während des Betriebes.

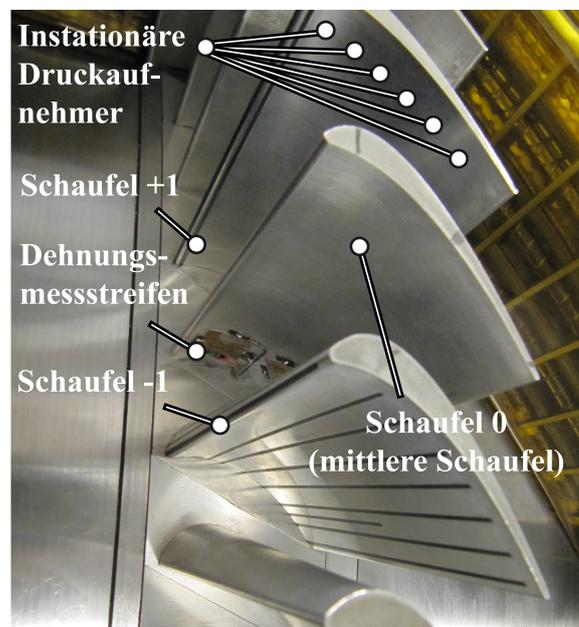
Für die Untersuchung des Strömungseinflusses auf die akustische Anregung wird eine Turbinenkaskade verwendet, die sich aus sieben Schaufeln zusammensetzt. Die geometrischen Parameter des eingesetzten Turbinenprofils sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst. Einen Überblick über die Instrumentierung der Kaskade gibt Abbildung 4.9. Zur Erfassung der akustisch angeregten Schwingungsamplitude ist die mittlere Schaufel 0 mit Dehnungsmessstreifen instrumentiert. Für die Ermittlung der optimalen Positionen der Dehnungsmessstreifen wird eine numerische Modalanalyse durchgeführt. Anhand der berechneten Spannungsverläufe der einzelnen Eigenmoden werden anschließend Bereiche mit hohen Spannungen für die Positionierung der Dehnungsmessstreifen identifiziert. Die Kalibrierung der Dehnungsmessstreifen erfolgt unter Verwendung eines Laservibrometers. Zusätzlich zur Schwingungsmesstechnik ist die Kaskade mit instationärer Druckmesstechnik instrumentiert: Schaufel -1 und +1 verfügen jeweils auf der zur mittleren Schaufel gerichteten Seite auf 90% der Schaufelhöhe über insgesamt 16 über die Sehnenlänge verteilte instationäre Drucksensoren. Die eigentlichen Sensoren sind dabei zurückgesetzt und über eine Druckleitung mit der Schaufeloberfläche verbunden. Durch diese Bauweise existiert ein Volumen vor den Druckaufnehmern, wodurch eine Kalibrierung der Amplitude und der Phase des gemessenen Drucksignals notwendig ist. Diese wird in einer institutseigenen Vorrichtung an der KTH in Stockholm durchgeführt. Eine ausführliche Beschreibung der dynamischen Kalibrierung ist in Vogt und Fransson (2004) zu finden. Die Genauigkeit, die für die Messung des instationären

**Tabelle 4.1:** AETR Profilparameter

Sehnenlänge (Mittenschnitt)	50 mm
Axiale Sehnenlänge (Mittenschnitt)	45 mm
Schaufelhöhe	97 mm
Höhen-zu-Seiten-Verhältnis	0,52
Teilung bezogen auf die Sehnenlänge (Mittenschnitt)	0,68
Radialspalt	1%

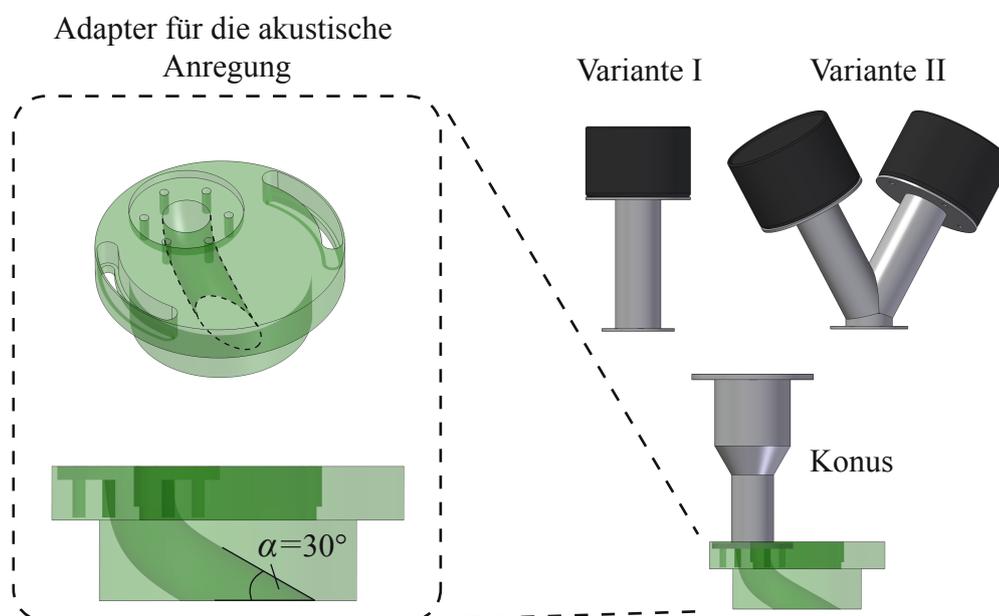
Drucks nach diesem Verfahren erreicht wird, beträgt nach Vogt (2005)  $\pm 130$  Pa und wird durch die Messgenauigkeit des verwendeten Sensors, die Auflösung des Datenerfassungssystems und die Genauigkeit der Kalibrierfunktion beeinflusst. Die mit instationären Druckaufnehmern instrumentierten Schaufeln ermöglichen die Erfassung des instationären Drucks, der auf die Schaufeloberfläche wirkt. Für den Fall einer akustisch angeregten Schaufel setzt dieser sich aus dem Schalldruck und der Druckschwankung infolge der Schaufelschwingung zusammen und ermöglicht eine detaillierte Analyse der betriebspunktabhängigen Schalldruckverteilung.

Um die akustische Anregung im AETR einsetzen zu können, wird ein Adapter ausgelegt und mit Hilfe des Rapid Prototyping Verfahrens gefertigt. Der für die Untersuchungen am AETR eingesetzte Adapter ist in Abbildung 4.10 dargestellt. Er dient als Aufnahme für die akustische Anre-

**Abbildung 4.9:** Instrumentierung der AETR-Kaskade

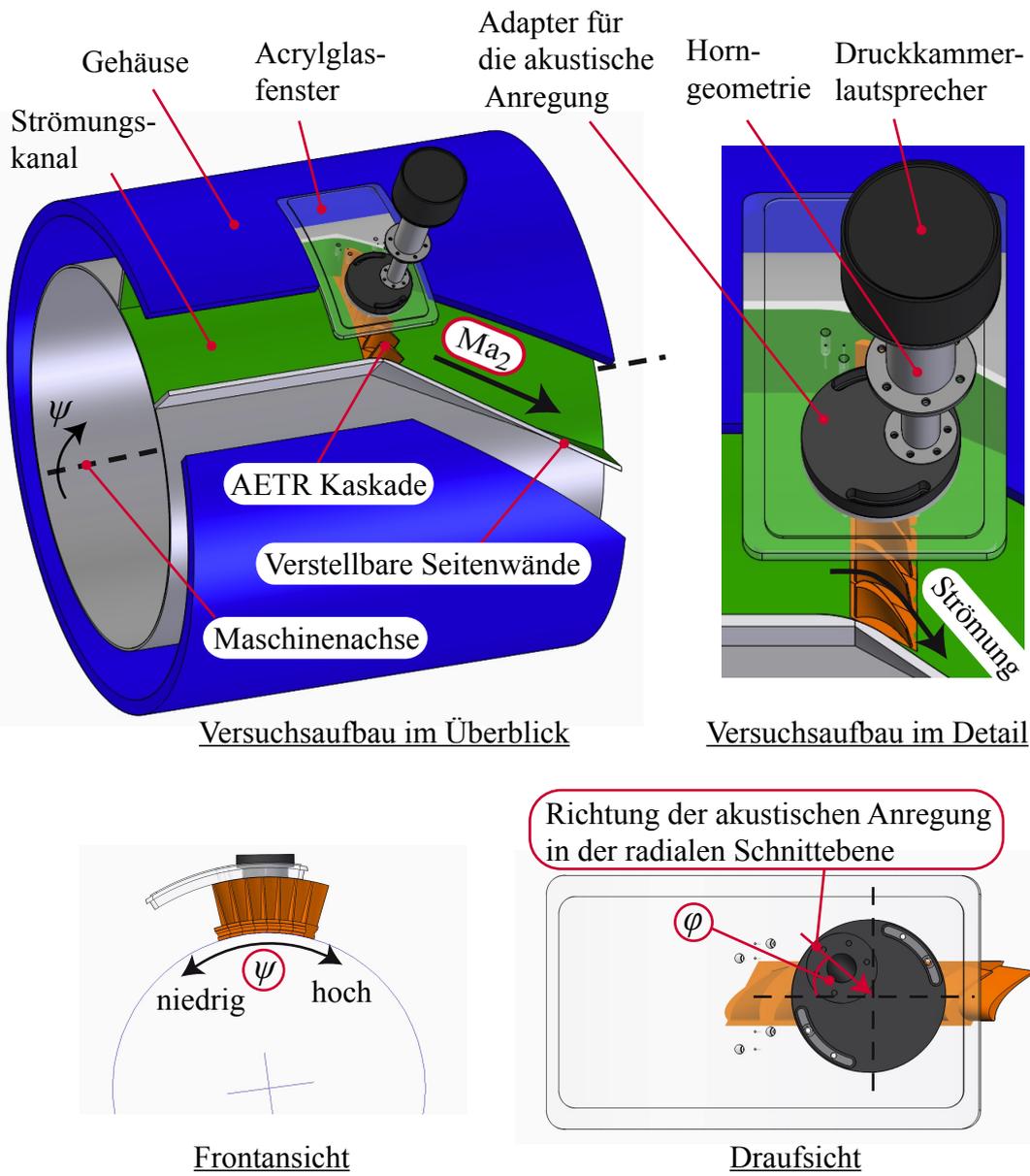
gungseinheit und bildet gleichzeitig den letzten Abschnitt der akustischen Horngeometrien. Die Variabilität des Rapid Prototyping Verfahrens ermöglicht die Umsetzung der für die akustische Anregung notwendigen Umlenkung des Schalls innerhalb des in Abbildung 4.10 dargestellten Adapters. Als Basis für die am AETR eingesetzten Horngeometrien dienen die in Abschnitt 4.1 präsentierte Untersuchungen. Zur Realisierung eines hohen Schalldrucks wird neben einer Variante mit nur einem Druckkammerlautsprecher eine Variante mit zwei Druckkammerlautsprechern untersucht. Die Auslegung des hierfür notwendigen Y-Stücks folgt dabei den in Abschnitt 4.1.1 beschriebenen Kriterien. Der kreisförmige Querschnitt der Horngeometrie verjüngt sich in einem Konus, der im mittleren Teil der Horngeometrie angeordnet ist. Die Länge der Hörner ist hinsichtlich der ersten Eigenfrequenz der AETR-Beschaufelung optimiert, sodass sich bei der zugehörigen Anregungsfrequenz ein möglichst hoher Schalldruckpegel ergibt. Basierend auf den in Abschnitt 4.1.2 vorgestellten Ergebnissen beträgt der für den Aufbau am AETR umgesetzte akustische Anregungswinkel  $\alpha = 30^\circ$ .

Der für die Untersuchung des Strömungseinflusses verwendete Versuchsaufbau ist in Abbildung 4.11 dargestellt. Das Turbinengitter wird von links nach rechts durchströmt. Alle Versuche werden bei einer axialen Anströmung durchgeführt. Die für den jeweiligen Versuch benötigte Variante der akustischen Anregungseinheit ist mit Hilfe des Adapters mit einem im Prüfstand verbauten Acrylglasfenster verbunden. Der Adapter kann nach dem Lösen der Feststellschrauben in der Bohrung im Acrylglasfenster frei rotiert werden. Dies ermöglicht die Variation des Anregungswinkels  $\varphi$  und somit die Änderung der Richtung der akustischen Anregung in der radialen Schnitt Ebene (vgl. Abbildung 4.11). Zusätzlich zu  $\varphi$  wird während der Versuche im AETR die Strömungsge-



**Abbildung 4.10:** Aufbau der am AETR eingesetzten akustischen Anregungseinheit

schwindigkeit und der Abstand zwischen der akustischen Anregungseinheit und der mit Dehnungsmessstreifen instrumentierten Schaufel variiert. Als charakteristische Größe für die Strömungsgeschwindigkeit wird die Abström-Mach-Zahl  $Ma_2$  verwendet. Die Variation des Abstandes zwischen der akustischen Anregung und der mit Schwingungsmesstechnik instrumentierten Schaufel erfolgt über die Rotation des Schaufelgitters. Die Nabe des AETR inklusive der Beschaukelung kann in vorgebenden Schritten um die Maschinenachse während des Betriebes rotiert werden. Die



**Abbildung 4.11:** Versuchparameter bei der Untersuchung des Strömungseinflusses auf die akustische Anregung

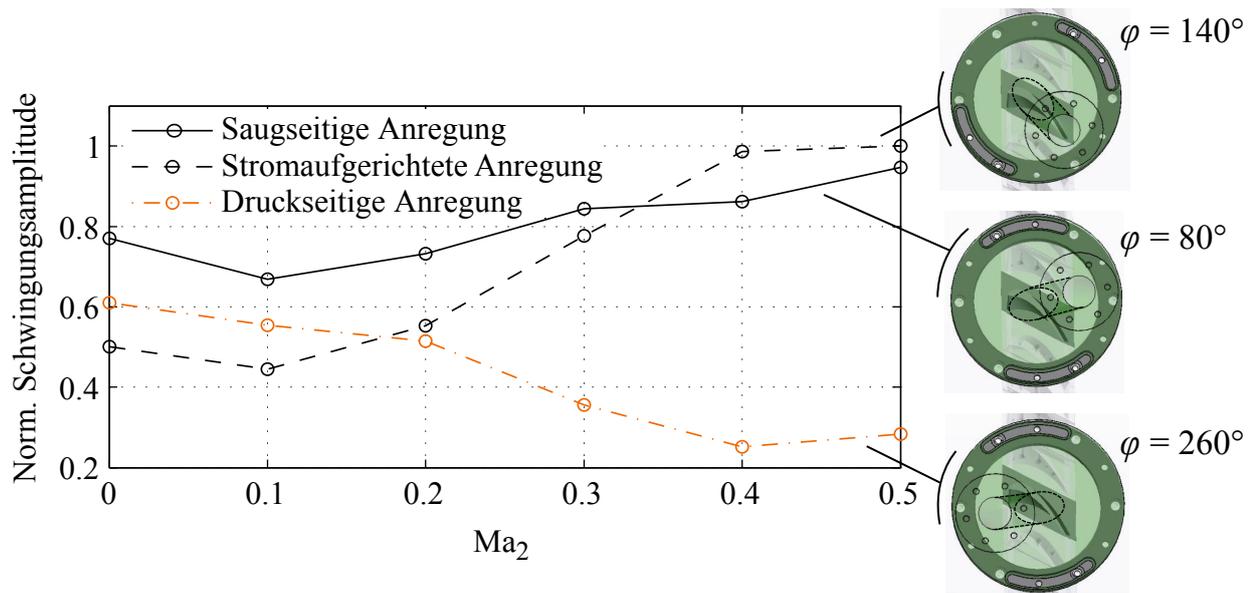
jeweilige Position ist dabei durch den Rotationswinkel  $\psi$  definiert (siehe Abbildung 4.11). Neben der Änderung des Abstandes zwischen der Austrittsöffnung des akustischen Horns und der Schaufel 0 kann durch die Rotation in Umfangsrichtung sowohl die Schaufel -1 als auch die Schaufel +1 unter die Austrittsöffnung der akustischen Anregung rotiert werden. Die Messergebnisse für den instationären Druck auf der Schaufeloberfläche und die Schwingungsamplitude der Schaufel lassen sich somit auf eine gemeinsame Position projizieren.

#### 4.2.2 Versuchsergebnisse

Eine detaillierte Beschreibung der instationären Druckmessungen und der Messungen der durch das akustische System anregbaren Amplituden in Abhängigkeit der beschriebenen Versuchsparameter ist in Freund et al. (2013) zu finden. An dieser Stelle soll der Fokus auf die Ergebnisse gelegt werden, die für die Entwicklung des in dieser Arbeit vorgestellten akustischen Anregungssystems die größte Bedeutung haben.

Abbildung 4.12 zeigt die gemessenen Schwingungsamplituden der ersten Eigenmode der angeregten Schaufel in Abhängigkeit von der Abström-Mach-Zahl  $Ma_2$  und dem Anregungswinkel  $\varphi$ . Die Messwerte sind in diesem Fall mit der höchsten gemessenen Schwingungsamplitude normiert. Zur Anregung der Schaufel ist die Variante der akustischen Anregungseinheit zum Einsatz gekommen, die zwei Druckkammerlautsprecher miteinander kombiniert. Die Spannungsversorgung der Lautsprecher wird für die gesamte Versuchsreihe konstant gehalten. Die Anregungsfrequenz wird in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit an die Eigenfrequenz der anzuregenden Schaufel angepasst. Die optimale Positionierung der angeregten Schaufel in Umfangsrichtung wird für diese Versuchsreihe mit Hilfe der Variation des Winkels  $\psi$  bei aktiver akustischer Anregung bestimmt. Die ursprüngliche Untersuchung umfasst die Variation des Winkels  $\varphi$  von  $0^\circ$  bis  $340^\circ$  in  $20^\circ$ -Schritten. Die für die Quantifizierung des Strömungseinflusses wichtigsten Fälle sind in Abbildung 4.12 dargestellt: die druck- und die saugseitige Anregung sowie die stromaufgerichtete. Betrachtet werden soll zunächst die druck- und die saugseitige Anregung. In beiden Fällen ist die anregbare Amplitude bis zu einer Abström-Mach-Zahl  $Ma_2 = 0,2$  zunächst im Vergleich zu der bei  $Ma_2 = 0$  gemessenen Schwingungsamplitude geringer. Für  $Ma_2 > 0,2$  wird der Einfluss der Strömung auf die akustisch anregbare Amplitude hingegen deutlich: Für die saugseitige Anregung steigt die Schwingungsamplitude kontinuierlich an. Bei druckseitiger Anregung wird die gemessene Schwingungsamplitude hingegen mit steigender Strömungsgeschwindigkeit geringer und erreicht bei  $Ma_2 = 0,4$  ein Minimum.

Für den Fall der stromaufgerichteten Anregung ist der Verlauf der anregbaren Amplitude bis zu einer Abström-Mach-Zahl von  $Ma_2 = 0,2$  vergleichbar mit der saugseitigen Anregung. Der einzige Unterschied zwischen den beiden Verläufen ist eine konstante Verschiebung auf der Ordinate. Für Abström-Mach-Zahlen zwischen 0,3 und 0,5 ist die mittlere Steigung der stromaufgerichteten Anregung jedoch höher, sodass für  $Ma_2 = 0,4$  und  $Ma_2 = 0,5$  eine größere Schwingungsamplitude angeregt werden kann als mit der saugseitigen Anregung. Diese Überhöhung der Schwingungsamplitude ist auf eine Wirbelablösung an der Austrittsöffnung des akustischen Horns zurückzu-



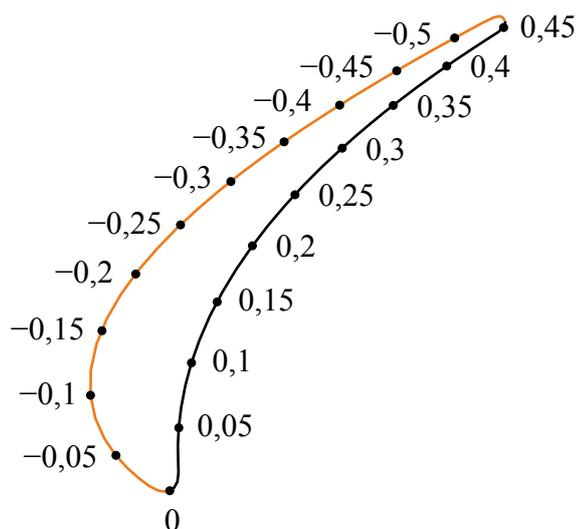
**Abbildung 4.12:** Maximal anregbare Schwingungsamplitude in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit  $Ma_2$  und dem Anregungswinkel  $\varphi$

führen, denn selbst bei ausgeschalteter akustischer Anregung ist eine Schwingung der Schaufel in der ersten Eigenmode für  $Ma_2 \geq 0,3$  bei  $\varphi = 140^\circ$  messbar. Somit ist ein Referenzzustand, in dem die Schaufel in Ruhe ist, für größere Strömungsgeschwindigkeiten bei stromaufgerichteter Anordnung nicht realisierbar. Aufgrund der durch die Wirbelablösung induzierten Anregung und des daraus resultierenden fehlenden Referenzzustandes ist die stromaufgerichtete Anregung trotz der höheren anregbaren Schwingungsamplituden bei  $Ma_2 \geq 0,4$  zu vermeiden.

Um die physikalischen Zusammenhänge für das beschriebene Verhalten der anregbaren Schwingungsamplituden im Detail zu untersuchen, führen Freund et al. (2013) instationäre Druckmessungen mit Hilfe der in Abbildung 4.9 gezeigten instrumentierten Schaufeln +1 und -1 durch. Beide Schaufeln sind an verschiedenen Positionen des Profilschnitts bei 90% der Schaufelhöhe mit instationären Druckaufnehmern instrumentiert. Die exakte Messpositionen der Druckaufnehmer wird durch die in Abbildung 4.13 dargestellte normierte Bogenkoordinate festgelegt. Für die Normierung dieser Koordinate wird die Länge des abgewickelten Profilschnitts verwendet.

Die Ergebnisse der instationären Druckmessungen für verschiedene Winkel  $\varphi$  und  $\psi$  sowie für verschiedene Abström-Mach-Zahlen  $Ma_2$  sind in Abbildung 4.14 dargestellt. Die Messwerte sind dabei mit der höchsten Amplitude der gemessenen instationären Drücke normiert. Im Gegensatz zu den in Abbildung 4.12 dargestellten Ergebnissen werden sowohl die Anregungsfrequenz als auch die Spannungsversorgung der Lautsprecher während der gesamten Messreihe konstant gehalten.

Analog zu Abbildung 4.12 sind in Abbildung 4.14 Messergebnisse für drei verschiedene Anre-

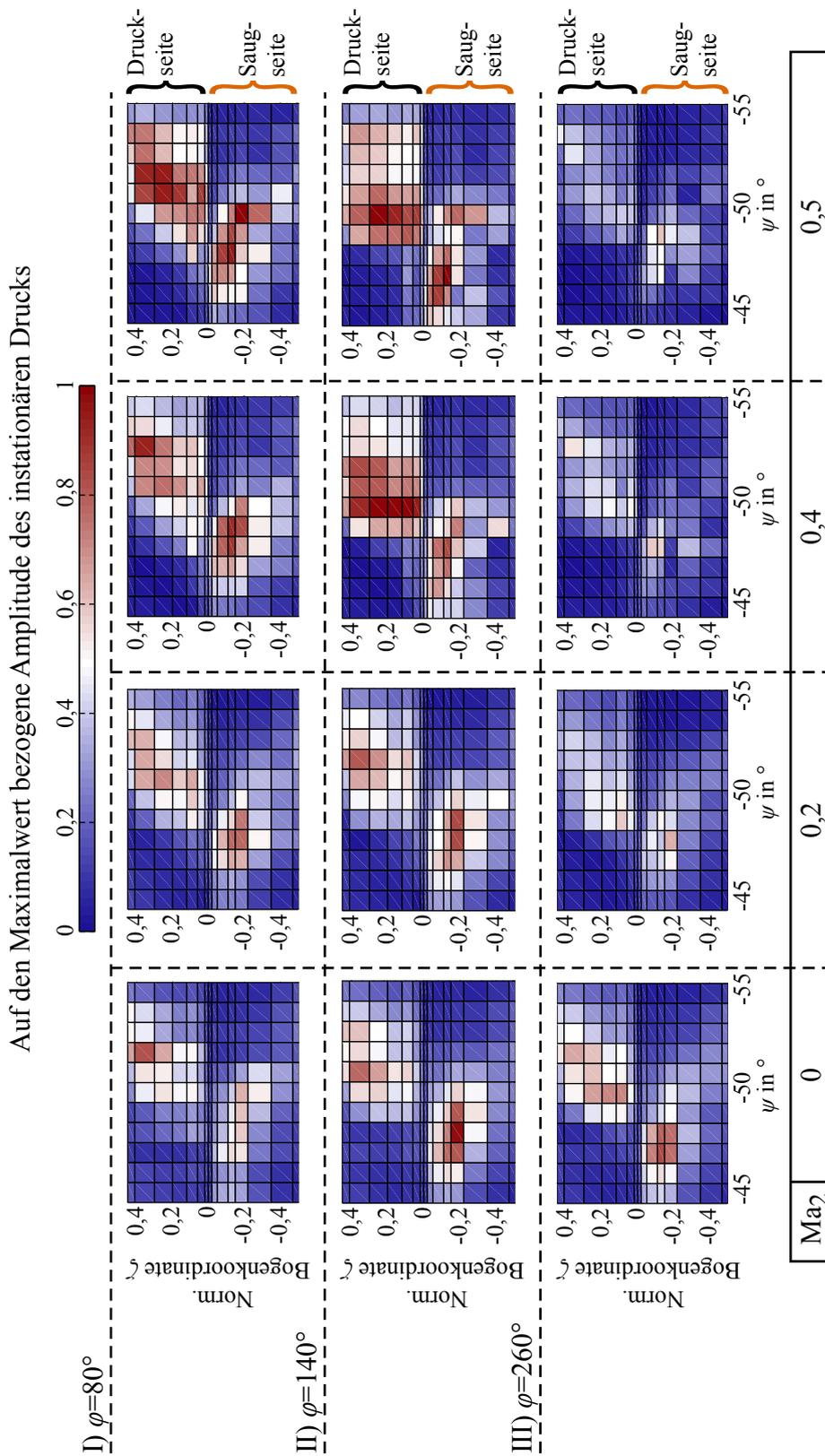


**Abbildung 4.13:** Auf die abgewickelte Länge des Profilschnitts normierte Bogenkoordinate  $\zeta$  des AETR-Schaufelprofils nach Vogt und Fransson (2007)

gungswinkel  $\varphi$  gezeigt. Neben der in Abbildung 4.14 normiert dargestellten Verteilung der größten spektralen Amplituden des instationären Drucks liefern die instationären Druckmessungen auch die zugehörige Frequenz der größten spektralen Komponente des instationären Drucks. Beide Größen werden mit Hilfe einer Fast Fourier Transformation (FFT) berechnet. Anhand des Vergleiches zwischen der Frequenz des instationären Drucks und der Anregungsfrequenz, der hier nicht gezeigt wird, wurde eine Beeinflussung der Anregungsfrequenz durch die Strömung ausgeschlossen; denn beide Größen sind für die gesamte Versuchsreihe identisch.

Für alle drei Anregungswinkel  $\varphi$  werden zwei lokale Maxima der Amplitude des instationären Drucks gemessen, die von dem durch  $\psi$  gegebenen Abstand zwischen den instrumentierten Schaufeln und der akustischen Anregungseinheit abhängen. Für die in Abbildung 4.12 vorgestellten Untersuchungen wird die nach Freund et al. (2013) optimale Anordnung bei  $\psi \approx -51,5^\circ$  verwendet. Auf das lokale Maximum im Bereich der Vorderkante der Saugseite bei  $\psi \approx -48^\circ$  in Abbildung 4.14 wird daher in den folgenden Ausführungen nicht näher eingegangen. Eine detaillierte Diskussion dieses lokalen Maximums ist in Freund et al. (2013) zu finden.

Im Falle der saugseitigen Anregung ( $\varphi = 80^\circ$ ) fällt die Amplitude des lokalen Maximums auf der Druckseite bei  $Ma_2 = 0,2$  gegenüber der akustischen Anregung ohne Strömung zunächst ab. Wird die Abström-Mach-Zahl weiter erhöht, führt die Interaktion des akustischen Feldes mit der Strömung zu einer Erhöhung der gemessenen Druckamplituden auf der Druckseite des Profils (siehe lokale Maxima auf der Druckseite des Profils bei  $Ma_2 = 0,4$  und  $Ma_2 = 0,5$ ). Weiterhin bewirkt der Strömungseinfluss eine Vergrößerung des Wirkbereiches des instationären Drucks. So werden für  $Ma_2 = 0,5$  im Vergleich zu der akustischen Anregung ohne Strömung höhere Druckamplituden im Bereich der Vorderkante der Druckseite gemessen. Die Vergrößerung des Wirkbereiches



**Abbildung 4.14:** Verteilung der instationären Schalldruckamplitude auf der Schaufeloberfläche bei 90% der Schaufelhöhe für verschiedene Anregungswinkel  $\varphi$

des instationären Drucks geht mit einem Anstieg der absoluten anregenden Kraft einher und trägt somit zu der Steigerung der maximal anregbaren Amplitude ab einer Abström-Mach-Zahl von 0,3 bei.

Für den dritten in Abbildung 4.14 dargestellten Fall der druckseitigen Anregung fällt die gemessene instationäre Druckamplitude auf der Druckseite mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit rapide ab. In dieser Anordnung hat die Strömung einen destruktiven Einfluss auf die Amplitude des auf der Schaufeloberfläche wirkenden Schalldrucks und verursacht somit eine Verringerung der maximal anregbaren Schwingungsamplitude (vgl. Abbildung 4.12). Physikalisch ist der destruktive Einfluss der Strömung auf den wirkenden Schalldruck auf eine Umlenkung der akustischen Wellen zurückzuführen. Mit ansteigender Strömungsgeschwindigkeit führt die Überlagerung des Strömungs- und des akustischen Feldes dazu, dass die strömungsbedingte Umlenkung der vom Anregungssystem emittierten akustischen Wellen sich der Richtung der Abströmung annähert. In diesem Fall wird ein Großteil der akustischen Energie in Richtung der Abströmung emittiert ohne die untersuchte Schaufel zum Schwingen anzuregen.

Als zweiter Fall ist in Abbildung 4.14 die stromaufgerichtete Anregung dargestellt. In dieser Anordnung steigt die Amplitude des auf der Druckseite der angeregten Schaufel wirkenden instationären Drucks analog zu der saugseitigen Anregung mit zunehmender Abströmgeschwindigkeit an. Im Gegensatz zur saugseitigen Anregung bewirkt der Strömungseinfluss jedoch bereits bei  $Ma_2 = 0,2$  einen Anstieg der gemessenen Amplitude des instationären Drucks. Dieses Verhalten wird durch Abbildung 4.12 bestätigt, in der für  $Ma_2 = 0,2$  bei stromaufgerichteter Anregung ebenfalls eine größere gemessene Schwingungsamplitude gegenüber der stromaufgerichteten Anregung ohne Strömung ( $Ma_2 = 0$ ) zu beobachten ist.

Ein wesentlicher Unterschied der stromaufgerichteten Anregung gegenüber den übrigen untersuchten Anordnungen ist eine starke Zunahme der Amplitude des instationären Drucks bei  $Ma_2 = 0,4$  und  $\psi \approx -49,5^\circ$  über annähernd die komplette Druckseite des Schaufelprofils. Diese Überhöhung ist auf die bereits beschriebene Wirbelablösung in der Öffnung der akustischen Anregungseinheit direkt über der Schaufelspitze der untersuchten Profile zurückzuführen und ist somit konsistent mit den in Abbildung 4.12 dargestellten gemessenen Schwingungsamplituden.

Wie Freund et al. (2013) beschreiben, bestehen alle gemessenen Amplituden des instationären Drucks aus zwei verschiedenen Anteilen: Dem durch die akustische Anregung erzeugten Schalldruck und dem instationären Druck auf der Schaufeloberfläche, der infolge der Schaufelschwingung entsteht. Beide Anteile sind in ihrer Frequenz identisch, sodass sie sich nicht mit Hilfe einer FFT separieren lassen. Freund et al. (2013) weisen jedoch nach, dass der Hauptanteil des gemessenen instationären Drucks auf das von der akustischen Anregungseinheit erzeugte akustische Feld zurückzuführen ist. Sie nutzen hierfür einen Zustand, in dem die mit instationären Drucksensoren instrumentierten Schaufeln nicht direkt, sondern aufgrund der mechanischen Kopplung zwischen den einzelnen Schaufeln über die jeweils benachbarte Schaufel angeregt werden. Die in diesem Zustand auf der Schaufeloberfläche gemessene Amplitude des instationären Drucks beinhaltet einzig den Anteil, der durch die Schaufelschwingung induziert wird, denn die akustische Anregungsein-

heit befindet sich in der zugrunde liegenden Anordnung über einer der benachbarten Schaufeln. Wie Freund et al. (2013) zeigen, ist dieser Anteil gegenüber den in Abbildung 4.14 dargestellten Amplitudenmaxima gering. Demnach ergibt sich für die über die gesamte Druckseite des Profils gemittelten Werte ein Verhältnis von 1 (schwingungsinduzierte Druckamplitude) zu 8,84 (akustischer Schalldruck überlagert mit schwingungsinduzierter Druckamplitude).

Neben der Umlenkung des Schalls durch die Strömung muss bei der Untersuchung der akustisch anregbaren Schwingungsamplitude ein weiterer Effekt berücksichtigt werden. Dieser Effekt resultiert aus der Akustik und ist abhängig von der Dichte des Fluids, in dem der Schall erzeugt wird. Näherungsweise kann die akustische Anregungseinheit als ein Monopol angenommen werden, der eine Kugelwelle emittiert. Eine fundamentale Größe für die Schallerzeugung ist die akustische Impedanz  $Z_f$ , die für Kugelwellen nach

$$Z_f = \frac{p'}{u'} = \rho a \left( 1 - \frac{ia}{\omega_{AAS} r} \right)^{-1} \quad (4.4)$$

berechnet werden kann (Ehrenfried 2004). Die akustische Impedanz beschreibt das Verhältnis zwischen dem Schalldruck  $p'$  und der Schallschnelle  $u'$  und ist für den Fall einer Kugelwelle komplex. Der imaginäre Anteil der akustischen Impedanz wird dabei wesentlich durch den Abstand  $r$  zu der betrachteten akustischen Quelle beeinflusst. Ist die Fernfeldbedingung erfüllt, das heißt, ist der Abstand zur akustischen Quelle viel größer als die akustische Wellenlänge ( $r \gg \lambda$ ), sind der Schalldruck und die Schallschnelle in Phase und der imaginäre Anteil der akustischen Impedanz verschwindet. Für den Fall der akustischen Anregung ist die anzuregende Schaufel im Nahfeld der akustischen Quelle positioniert ( $r < \lambda$ ). Die akustische Impedanz muss folglich als komplex angenommen werden. Sowohl der reale als auch der imaginäre Anteil der akustischen Impedanz sind der Dichte des Fluids proportional, in dem der Schall erzeugt wird.

Für die am AETR durchgeführte Untersuchung des auf die Schaufeloberfläche wirkenden instationären Drucks können die Kreisfrequenz der akustischen Welle  $\omega_{AAS}$  und die Schallgeschwindigkeit  $a$  als konstant angenommen werden. Die Schallschnelle  $u'$  wird durch die Schwinggeschwindigkeit der Membranen der Druckkammerlautsprecher bestimmt und ist sowohl von der Anregungsfrequenz als auch vom Scheitelwert der periodischen Auslenkung der Membranen abhängig. Für eine konstante Anregungsfrequenz und eine konstante Spannungsversorgung der Druckkammerlautsprecher, die die Auslenkung der Membranen bestimmt, ist  $u'$  ebenfalls konstant. Die Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit im AETR erfolgt über die Steigerung des Druckverhältnisses  $\pi$  zwischen dem Ein- und Austritt der Kaskade. Der Austrittsdruck ist dabei durch den Umgebungsdruck  $p_u$  vorgegeben und somit näherungsweise konstant. Unter Berücksichtigung des idealen Gasgesetzes nimmt mit dem steigenden Druck in der Kaskade die Dichte  $\rho$  des Fluids ebenfalls zu. Dem Druck proportional wird die akustische Impedanz für  $\omega_{AAS}$ ,  $a$ ,  $r = \text{const.}$  größer und somit die Übertragung der kinetischen Energie der schwingenden Membranen auf das Fluid in Form von akustischer Energie effektiver. Nach Gleichung 4.4 nimmt der durch die akustische Anregungseinheit erzeugte Schalldruck für  $u' = \text{const.}$  infolge der ansteigenden akustischen Impe-

danz mit steigender Strömungsgeschwindigkeit zu. Die Änderung des auf die Schaufeloberfläche wirkenden Schalldrucks und darauf aufbauend die Änderung der anregbaren Schwingungsamplitude ist daher auf zwei Effekte zurückzuführen: der Umlenkung des Schalls durch die Strömung und die von der Strömungsgeschwindigkeit abhängige akustische Impedanz.

Zusammenfassend kann für die Untersuchung des Strömungseinflusses auf die akustische Anregung festgestellt werden, dass die Wahl des Anregungswinkels  $\varphi$  einen entscheidenden Einfluss auf die anregbare Schwingungsamplitude hat. Bei einer saugseitigen Anregung wird eine Steigerung der maximal anregbaren Schwingungsamplitude und somit eine höhere Flexibilität des akustischen Anregungssystems erreicht. Für die akustische Anregung von Schaufelschwingungen in Turbomaschinen wird daher die saugseitige Anregung empfohlen. Je nach Strömungsgeschwindigkeit kann mit dieser Anordnung die maximal anregbare Amplitude im Bereich zwischen  $Ma_2 = 0,1$  und  $Ma_2 = 0,5$  durch den Strömungseinfluss um bis zu 23% gesteigert werden.

### 4.3 Entwicklung der Ansteuerung für das akustische Anregungssystem

Für die akustische Anregung von Schaufelschwingungen im rotierenden System wird nach dem in Abbildung 4.1 dargestellten Konzept ein System zur Ansteuerung der auf den Umfang verteilten akustischen Anregungseinheiten benötigt. Die Entwicklung der Ansteuerung wird durch die in Kapitel 4 aufgeführten, allgemeinen Anforderungen an ein aeroelastisches Anregungssystem bestimmt. Ein wesentliches Kriterium ist die Möglichkeit zur Variation verschiedener Parameter, wie beispielsweise der Anregungsfrequenz, der Anregungsamplitude, und des Phasenversatzes zwischen den Anregungssignalen. Die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Ansteuerung basiert auf LabVIEW und ist in Abbildung 4.15 dargestellt. Zur Erzeugung der für die Druckkammerlautsprecher benötigten Sinussignale wird eine Multifunktions-I/O-Karte von National Instruments verwendet. Die Besonderheit dieser Karte sind sogenannte Field-Programmable Gate Arrays (FPGA), die individuell angeordnet, Operationen mit einer Taktrate von bis zu 500MHz und somit nahezu in Echtzeit durchführen. Für den Fall der akustischen Anregung erzeugt die Multifunktions-I/O-Karte bis zu acht analoge Sinussignale, dessen Frequenz, Amplitude und Phase von der Steuerungssoftware vorgegeben wird. Sowohl die Phase als auch die Amplitude der Signale lässt sich dabei für jedes Ausgangssignal individuell steuern. Diese Individualität bietet den wesentlichen Vorteil, dass die einzelnen akustischen Anregungseinheiten mit einem Phasenversatz zueinander angesteuert werden können. Die Möglichkeit zur Erzeugung eines phasenversetzten und somit rotierenden Signals birgt für die Anregung im rotierenden System großes Potential wie in Abschnitt 7.5 gezeigt wird.

Die erzeugten Sinussignale werden für die Druckkammerlautsprecher über handelsübliche Audio-Verstärker verstärkt. Jeder Audio-Verstärker verfügt über zwei Ausgänge. Bis zu einer maximalen Anzahl von acht Anregungseinheiten können somit mit einer Kombination aus einer Multifunktions-I/O-Karte und acht Verstärkern sowohl die in Abschnitt 4.2 untersuchte Variante I der akustischen Anregungseinheit mit einem Druckkammerlautsprecher als auch die Variante II mit zwei

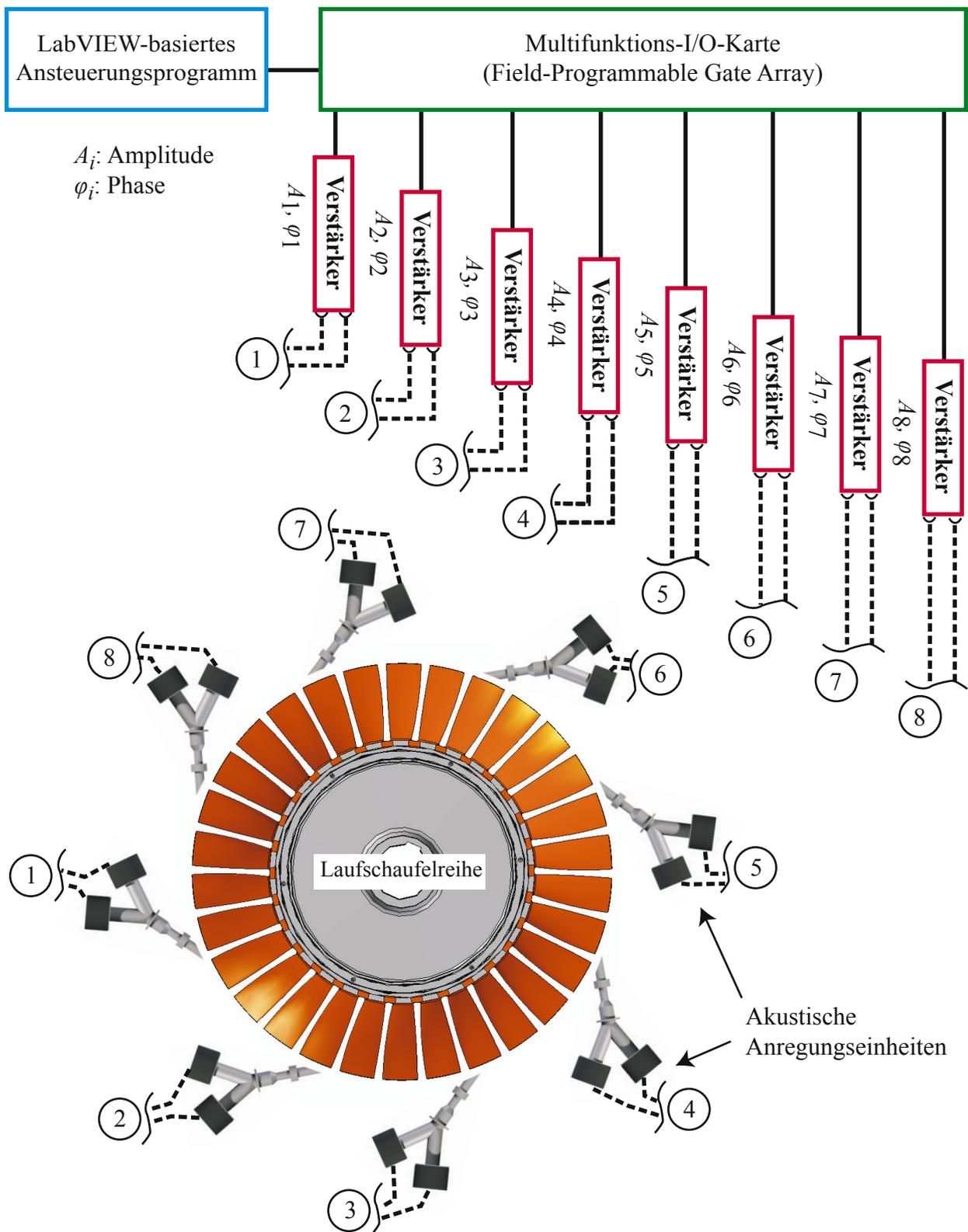


Abbildung 4.15: Ansteuerung des akustischen Anregungssystems

Druckkammerlautsprechern angesteuert werden.

Neben der Anregung bei einer festen Frequenz ermöglicht die entwickelte Ansteuerung eine Variation der Anregungsfrequenz mit Hilfe der Sweep-Funktion. Hierbei wird die Frequenz innerhalb fest vorgegebener Grenzen mit einem festgelegten Inkrement schrittweise erhöht. Diese Funktion wird insbesondere für die erstmalige Identifikation der Schaufeleigenfrequenzen benötigt. Für weitergehende Informationen ist eine ausführliche Beschreibung der verwendeten Ansteuerung in Meinzer (2011) zu finden. Zusätzlich stellen Meinzer et al. (2013) erste Ergebnisse der akustischen Anregung einer generischen Blisk mit Hilfe der entwickelten Ansteuerung vor.

Im Anschluss an den in diesem Abschnitt beschriebenen dritten Entwicklungsschritt des akustischen Anregungssystems folgt als vierter und finaler Schritt in der Entwicklung der Nachweis der akustischen Schaufelschwingungsanregung im rotierenden System. Sowohl dieser Nachweis als auch die Weiterentwicklung und Optimierung des akustischen Anregungssystems erfolgt unter Verwendung des Niedergeschwindigkeitsaxialverdichters, dessen Aufbau und Instrumentierung im folgenden Kapitel 5 beschrieben wird.

## 5 Niedergeschwindigkeitsaxialverdichter-Prüfstand

Der Niedergeschwindigkeitsaxialverdichter (NGAV) wurde Ende der achtziger Jahre von Traulsen (1989) ausgelegt und in Betrieb genommen. Der prinzipielle Aufbau des Prüfstandes ist in Abbildung 5.1 dargestellt. Wie dieser Abbildung zu entnehmen ist, wird der NGAV in einem geschlossenen Kreislauf betrieben. Das heißt, dass die vom NGAV verdichtete Luft nach der Aufbereitung wieder in den NGAV eintritt. Vor dem Wiedereintritt in den NGAV wird die Luft mit Hilfe eines Rippenrohrkühlers, der über ein Regelventil gesteuert und somit zur Einstellung der NGAV-Eintrittstemperatur genutzt werden kann, gekühlt sowie gleichgerichtet und gefiltert. Hierzu dienen sowohl Turbulenzsiebe und Filtermatten als auch eine Beruhigungskammer und ein Wabengleichrichter. Zur besseren Strömungsführung werden die Umlenkungen der Strömung innerhalb des Kreislaufs durch Umlenkbleche unterstützt. Der Betrieb im geschlossenen Kreislauf mit Zwischenkühlung ermöglicht zum einen eine hohe Genauigkeit bei der Einstellung stationärer Betriebspunkte und zum anderen ein verunreinigungsarmes Arbeitsfluid. Kontamination durch äußere Einflüsse wird durch den geschlossenen Kreislauf verhindert. Filtermatten reduzieren die Partikelbelastung der Luft zusätzlich. Insbesondere für sensible optische Messtechnik ergeben sich hierdurch ideale Versuchsbedingungen.

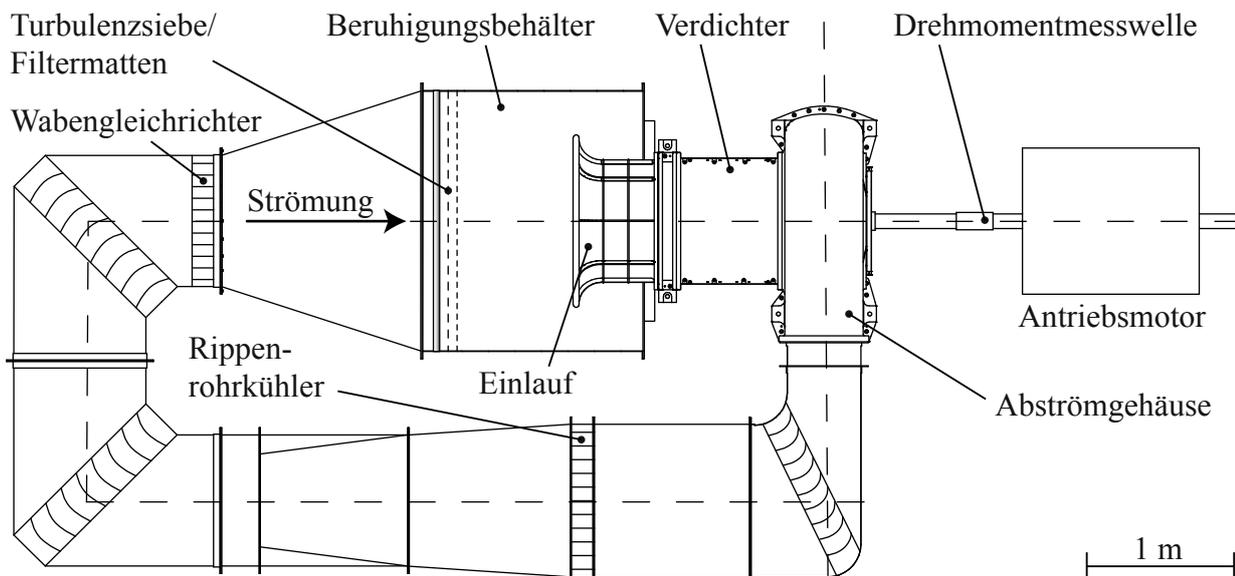
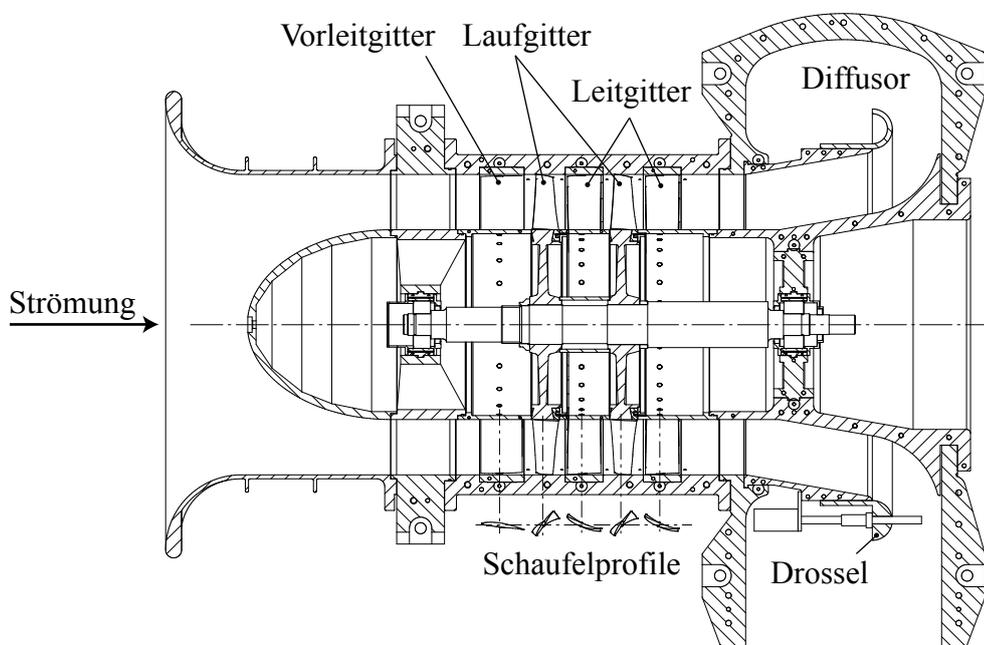


Abbildung 5.1: Aufbau des NGAV-Prüfstandes

Der NGAV wird mit einem Elektromotor mit 450kW maximaler Leistung angetrieben. Im Auslegungspunkt fördert der NGAV einen Massenstrom von 16,5kg/s bei einer Nenndrehzahl von  $3000 \text{ min}^{-1}$  und einem Totaldruckverhältnis von 1,08. Die Beschauflung des NGAV umfasst 2,5 Stufen. Sie besteht aus einem Vorleitgitter und aus zwei jeweils baugleichen Leit- und Laufgittern. Eine detaillierte Übersicht über den Aufbau des NGAV gibt Abbildung 5.2. Sowohl die Vorleit- als auch die Leit- und Laufreihe ist unter Verwendung der Profildfamilie NACA 65 ausgelegt. Die Strömung tritt über eine Bellmouth in den Verdichter ein. Innerhalb des Verdichters ist der Strömungsquerschnitt zylindrisch mit einer konstanten Kanalhöhe von 140mm. Ursprünglich ist die sich hieraus ergebende, vergleichsweise große Schaufelhöhe in Kombination mit dem großen Nabendurchmesser  $d_i$  durch das Erreichen einer möglichst hohen räumlichen Auflösung der Strömungseffekte im Bereich der Nabe und des Gehäuses motiviert (Traulsen 1989). Zusätzlich kann durch die beschriebenen Abmessungen ein großer Bereich der Strömung in der Höhe des Mittenschnitts als zweidimensional angenommen werden. Neben den Möglichkeiten, die sich für die grundlagenorientierte Forschung im Bereich der Verdichteraerodynamik ergeben, ist der NGAV prädestiniert für die Entwicklung von aeroelastischen Anregungssystemen. Das Höhen-zu-Seitenverhältnis der Laufschaufeln von 1,87 resultiert in einer vergleichsweise geringen Steifigkeit der Struktur und somit in einer hohen Schwingfähigkeit. Weiterhin sind alle Schaufeln des NGAV aus Aluminium gefertigt, das mit einem gegenüber Stahl geringeren E-Modul ebenfalls zu einer höheren anregbaren Schwingungsamplitude beiträgt. Der Radialspalt der Laufbeschaufelung ist  $< 1 \text{ mm}$  und entspricht damit auf die Schaufelhöhe bezogen einem Wert von  $\approx 0,7\%$ . Nach dem Verlassen der letzten Leitreihe des Verdichters wird das statische Druckniveau des Fluids in ei-



**Abbildung 5.2:** Aufbau des Niedergeschwindigkeitsaxialverdichters

**Tabelle 5.1:** Parameter und aerodynamische Kennzahlen des NGAV

Drehzahl $n$ im Auslegungspunkt	3000 min <sup>-1</sup>
Massenstrom $\dot{m}$ im Auslegungspunkt	16,5 kg/s
Totaldruckverhältnis $\pi_{\text{tot}}$ im Auslegungspunkt	1,08
Nabendurchmesser $d_i$	480 mm
Gehäuseinnendurchmesser $d_a$	760 mm
Anzahl Vorleitschaufeln	20
Anzahl Statorschaufeln	26
Anzahl Rotorschaufeln	30
Höhen-zu-Seiten-Verhältnis (Laufschaukel)	1,87
Reynoldszahl im Auslegungspunkt (relativ)	$2,7 \cdot 10^5$
Durchflusszahl im Auslegungspunkt	0,59
Schaufelarbeitzzahl im Auslegungspunkt	0,74

nem Diffusor angehoben. Den Abschluss des Diffusors bildet eine verstellbare Drossel, mit der der Gegendruck und somit der Betriebspunkt des NGAV variiert werden kann. Die Lagerung des NGAV-Rotors ist mit Hilfe eines anströmseitigen Loslagers und eines abströmseitigen zweireihigen Festlagers realisiert. Beide Lager werden durch eine Öлтаuchschmierung geschmiert. Die wesentlichen Parameter sowie die aerodynamischen Kennzahlen des NGAV sind in Tabelle 5.1 zusammengefasst.

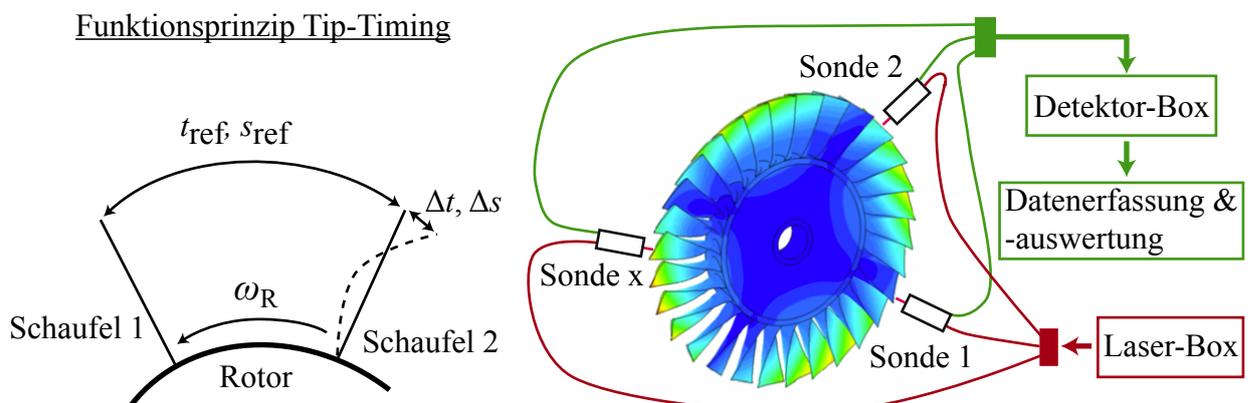
## 5.1 Instrumentierung

Der NGAV ist sowohl hinsichtlich konventioneller Messtechnik zur Vermessung der Strömung und globaler Betriebsparameter als auch in Hinblick auf aeroelastische Untersuchungen umfangreich instrumentiert. Die Bestimmung des Massenstroms erfolgt anhand des Druckabfalls über die Bellmouth der nach Griebel und Rieß (2003) mit dem Massenstrom korreliert werden kann. Die Erfassung der Drehzahl des NGAV erfolgt über eine Kombination aus einer im Rotorstrang integrierten, genuteten Scheibe und einem über der Scheibe angeordneten kapazitiven Sensor. Am Ein- und Ausstritt des NGAV befinden sich Prandtl- und Temperatursonden, die zur Bestimmung des Totaldruckverhältnisses und zur Bestimmung der Ein- und Austrittstemperatur verwendet werden. Das Gehäuse des NGAV weist eine Vielzahl von Bohrungen und Traversierschlitzen auf, die beispielsweise für die Vermessung des innerhalb der einzelnen Stufen erreichten Druckaufbaus und für die Vermessung des Strömungsfeldes mit Hilfe von pneumatischen und Hitzdrahtsonden genutzt werden. Zur Erfassung des vom Elektromotor übertragenden Drehmoments ist eine Drehmomentmesswelle in die Antriebswelle integriert (siehe Abbildung 5.1).

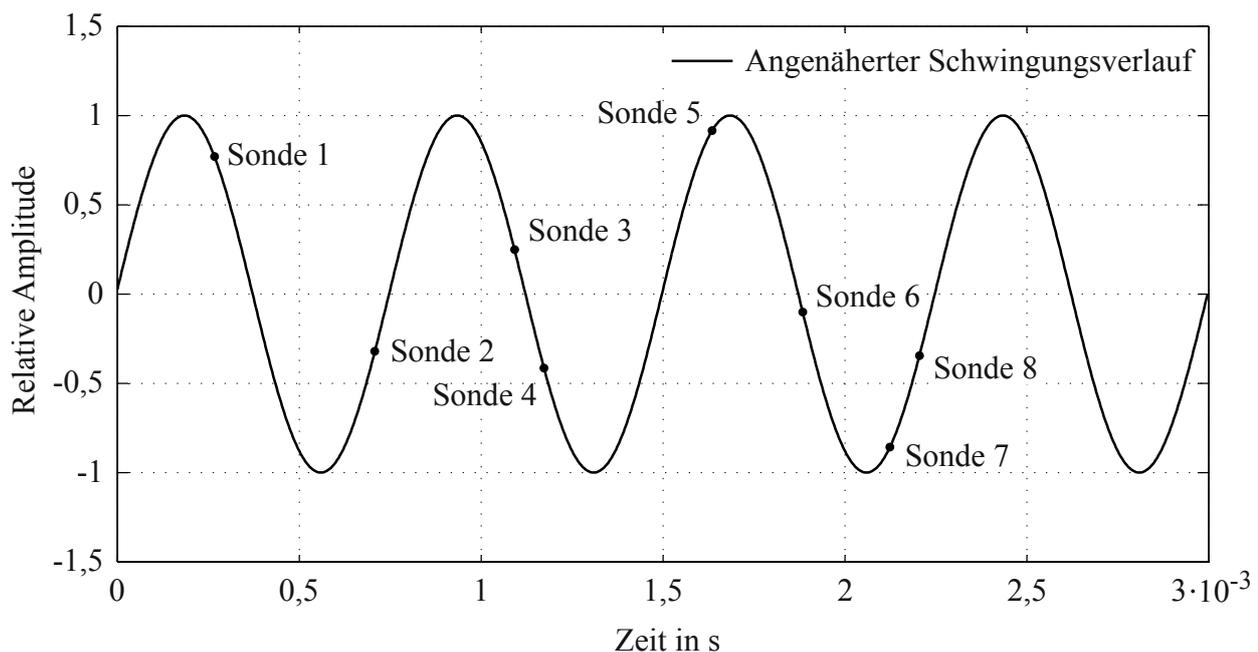
Für die Untersuchung aeroelastischer Effekte steht am NGAV ein Schleifring zur Übertragung elektrischer Signale vom stationären in das rotierende System und ein optisches Tip-Timing-

System zur Messung der Schwingungen der Rotorschaukeln zur Verfügung. Mit Hilfe des Schleifings als Signalübertrager können Schwingungen der Laufbeschaufelung zum einen anhand von Dehnungsmessstreifen (DMS) gemessen und zum anderen unter Verwendung von Piezoaktuatoren angeregt werden. Das piezoelektrische Anregungssystem wurde von Siemann et al. (2009) entwickelt und ermöglicht die Anregung einzelner Laufschaufeln des NGAV. Zum Zeitpunkt der vorliegenden Arbeit sind drei Schaufeln der ersten Laufreihe mit Piezoaktuatoren instrumentiert. Piezoaktuatoren führen bei Beaufschlagung mit einer Wechselspannung eine periodische Bewegung aus. Die Frequenz dieser Bewegung entspricht dabei der Frequenz der Wechselspannung, mit der der Piezoaktor beaufschlagt wird. Der verwendete Typ der Piezoaktuatoren dehnt sich aus und kontrahiert anschließend wieder. Solange eine Wechselspannung anliegt, führen die Piezoaktuatoren beide Formänderungen im Wechsel aus und bewegen sich somit periodisch. Für den Fall, dass die Anregungsfrequenz mit der ersten Eigenfrequenz der Laufschaufel zusammen fällt, ist die Resonanzbedingung erfüllt und die Laufschaufeln werden in der ersten Biegemode zum Schwingen angeregt.

Die Schaufelschwingungsmessung mit DMS dient der experimentellen Verifikation eines optischen Tip-Timing-Systems. Diese Messtechnik besteht im Wesentlichen aus acht optischen Sonden, aus einer Laser- und einer Detektor-Box sowie aus einem System zur Datenerfassung und -auswertung. Das Tip-Timing-System basiert auf dem Grundprinzip der Reflexion. Das Funktionsprinzip und der grundsätzliche Aufbau eines Tip-Timing-Systems ist in Abbildung 5.3 dargestellt. Zur Erfassung der Schaufelschwingungen werden die optischen Sonden an verschiedenen Umfangspositionen direkt über den Laufschaufeln im Gehäuse des NGAV montiert. Die optischen Sonden emittieren einen mit Hilfe eines Diodenlasers erzeugten, radial gerichteten Laserstrahl. Passiert eine Laufschaufel den Laserstrahl, wird dieser reflektiert und mit Hilfe einer Photodiode registriert. Sowohl die Übertragung des erzeugten Laserstrahls als auch des reflektierten Lichts erfolgt mit Hilfe von Lichtleitern, die in die optischen Sonden integriert sind. Die Dauer, die die Schaufeln für eine Umdrehung benötigen, ist hauptsächlich eine Funktion der Drehzahl. Jedoch



**Abbildung 5.3:** Aufbau und Funktionsprinzip des optischen Tip-Timing-Systems



**Abbildung 5.4:** Unter Verwendung eines Tip-Timing-Systems angenäherter Schwingungsverlauf

verzögert oder verfrüht sich der Schaufeldurchgang im Falle einer ausgelenkten Schaufel wie sie beispielsweise bei einer Schaufelschwingung auftritt um  $\Delta t$  (siehe Abbildung 5.3). Anhand dieses Zeitversatzes wird unter Verwendung des Radius, auf dem die Schaufelspitzen der Laufschaufeln rotieren, die aktuelle Auslenkung der Schaufelspitze berechnet. Über die Aneinanderreihung mehrerer Messwerte kann anschließend der Verlauf der Auslenkung der Schaufel in Abhängigkeit von der Zeit rekonstruiert werden. Zur Bestimmung der Amplitude und Frequenz der Schwingung werden die gemessenen Daten wie in Abbildung 5.4 gezeigt mit einer Sinusfunktion angenähert. Für eine möglichst genaue Annäherung wird beispielsweise die Methode der kleinsten Fehlerquadrate verwendet. Für die detaillierte Auswertung der gemessenen Schwingungsamplituden stehen verschiedene Auswertungsverfahren zur Verfügung. Eine ausführliche Beschreibung dieser Auswertungsfunktionen ist in Anhang D zu finden.

Um die optischen Sonden vor Verschmutzung und Überhitzung zu schützen, werden diese mit Spülluft versorgt, die über kleine Bohrungen am Sondenkopf ausströmt. Der Massenstrom der Spülluft beträgt für alle Sonden zusammen bei den in dieser Arbeit vorgestellten Messungen  $1,46 \pm 0,12 \text{ g/s}$  bei einem Konfidenzintervall von 95%. Im Auslegungspunkt des NGAV entspricht der Massenstrom der Spülluft 0,0089% des Hauptmassenstroms und ist somit gegenüber diesem vernachlässigbar.

Aufgrund des hohen Überdrucks der Spülluft gegenüber der Hauptströmung von 2,45 bar strömt die Kühlluft mit einer hohen Geschwindigkeit aus. Die Messung der Ausströmgeschwindigkeit mit Hilfe eines Prandtl-Rohres ergibt einen Wert von  $162,27 \pm 0,5 \text{ m/s}$  bei einem Konfidenzintervall

von 95% in einem Abstand von 4,5 mm zum Sondenkopf. Zur Charakterisierung des Impulses der ausgeblasenen Spülluft wird das aus der Untersuchung der Filmkühlung bekannte Impulsverhältnis berechnet. Dieses Verhältnis ergibt sich nach Wolff (2003) zu

$$I = \frac{\rho_{\text{SL}} c_{\text{SL}}^2}{\rho_{\text{H}} c_{\text{H}}^2} \quad (5.1)$$

Hierbei sind die Werte mit dem Index SL auf die Spülluft und die Werte mit dem Index H auf die Hauptströmung bezogen. Für den Auslegungspunkt des NGAV ergibt sich ein Impulsverhältnis von 7,94 beziehungsweise 8,38 am Eintritt der Laufreihe und ein Impulsverhältnis von 5,02 beziehungsweise 5,12 am Austritt der zweiten Laufreihe. Der jeweils niedrigere Wert bezieht sich dabei auf die Strömungsbedingungen in der ersten Laufreihe, der höhere Wert bezieht sich auf die Strömungsverhältnisse in der zweiten Laufreihe. Nach Wolff (2003) wird die Grenzschicht von dem Spülluftmassenstrom durchstoßen, wenn das Impulsverhältnis  $I$  größer als eins ist. Bedingt durch ihren hohen Impuls beeinflusst die Spülluft demnach bei aktiver Spülluftausblasung die Hauptströmung des NGAV. Der Einfluss ist jedoch aufgrund des kleinen Massenstroms und der daraus resultierenden schnellen Ausmischung lokal begrenzt und wird für die in dieser Arbeit untersuchten physikalischen Zusammenhänge der akustischen Anregung im rotierenden System vernachlässigt.

Die beiden am NGAV verfügbaren Systeme zur Erfassung von Schaufelschwingungen bringen verschiedene Vor- und Nachteile mit sich, die im Folgenden diskutiert werden. Die wesentlichen Vorteile des Tip-Timing-Systems gegenüber DMS sind zum einen die Erfassung der Schwingungsantwort aller Laufschaufeln einer Stufe und zum anderen die Berührungslosigkeit der Messtechnik. Die Anzahl der für die Instrumentierung der Schaufeln verfügbaren DMS ist durch die Anzahl der Kanäle des Schleifrings limitiert. Am NGAV können daher nur einzelne Schaufeln einer Rotorstufe mit DMS instrumentiert werden. Weiterhin stellt die Instrumentierung einer Schaufel mit DMS einen Eingriff in die mechanischen Eigenschaften der Struktur wie beispielsweise die Masse, die Dämpfung oder die Steifigkeit dar. Die somit aus der Instrumentierung mit DMS resultierende „Verstimmung“ der Struktur kann zu einer Verfälschung der Messergebnisse führen und sollte wenn möglich in der Auswertung berücksichtigt werden. Ein Vorteil der DMS-Schwingungsmessung gegenüber dem Tip-Timing liegt in der höheren Abtastrate. Während das Tip-Timing-System auf einen Messwert pro Umdrehung pro Sonde begrenzt ist, ist die maximale Abtastrate von DMS von der Datenerfassung abhängig und liegt je nach Anwendung im einstelligen bis dreistelligen kHz-Bereich.

Aktuell können am NGAV-Prüfstand Tip-Timing-Messungen sowohl an der ersten als auch an der zweiten Laufreihe durchgeführt werden. Auf zwei baugleichen Ausführungen des Gehäuses befinden sich insgesamt 24 Bohrungen für die Montage von Tip-Timing Sonden. Zur Erfassung unterschiedlicher Moden und zur besseren Charakterisierung der Schwingzustände kann die Auslenkung der Laufschaufeln der zweiten Laufreihe zum einen in der Nähe der Hinterkante und zum anderen in der Nähe der Vorderkante des Schaufelprofils gemessen werden. Die Instrumen-

tierung der ersten Laufreihe umfasst 8 Tip-Timing Bohrungen in der Nähe der Hinterkante. Um eine Reflexion des Laserlichts durch die Laufschaufeln auch bei einer axialen Verschiebung des Rotors im Betrieb sicherzustellen, sind die Tip-Timing Sonden in der ersten Laufreihe axial um 5 mm von der Profilhinterkante hin zur Profilmittle versetzt. Aufbauend auf den Erfahrungen, die anhand der Messungen an der ersten Laufreihe gesammelt werden konnten, wurde der axiale Versatz bei der Instrumentierung der zweiten Laufreihe auf 4 mm reduziert. Die Umfangspositionen der jeweiligen Sonden werden unter Berücksichtigung der erwarteten drehzahlsynchronen Anregungen und unter Berücksichtigung der berechneten Eigenfrequenzen der NGAV-Laufschaufeln bestimmt. Für die Festlegung der finalen Sondenpositionen in Umfangsrichtung wird ein spezielles Optimierungsprogramm verwendet. Dieses Programm identifiziert in einem ersten Schritt mögliche Kombinationen aus Resonanzen, die in einem Betriebspunkt gleichzeitig auftreten können. Mit dieser Information und nach Vorgabe weiterer Eingabeparameter, wie zum Beispiel der Bereiche, die für die Sondenpositionierung zur Verfügung stehen, optimiert das Programm die Umfangspositionen der einzelnen Sonden. Dabei werden verschiedene Anordnungen der Sonden mit Koeffizienten hinsichtlich der Sensitivität gegenüber Rauschen bewertet. Letztendlich wird die Anordnung mit der geringsten Sensitivität gegenüber Störeinflüssen gewählt. Insgesamt werden zur Festlegung der optimalen Sondenpositionen für jede axiale Position 2.000.000 Optimierungsdurchläufe durchgeführt. Eine Übersicht über alle nach diesem Verfahren ermittelten Sondenpositionen ist in Anhang A hinterlegt.

Aufgrund des Messprinzips des Tip-Timing-Systems, nämlich der Registrierung des verzögerten oder verfrühten Schaufeldurchlaufs in Umfangsrichtung, wird der axiale Anteil der Schaufelschwingung nicht eindeutig erfasst. Dadurch entspricht die vom Tip-Timing-System gemessene Schwingungsamplitude nicht der realen Schwingungsamplitude. Der geometrische Zusammenhang zwischen der axialen und der tangentialen Komponente der Schaufelschwingung und der vom Tip-Timing-System gemessenen Auslenkung der Schaufel ist in Abbildung 5.5 dargestellt. Anhand dieser Abbildung wird deutlich, dass der Unterschied zwischen der realen und der vom Tip-Timing-System gemessenen Amplitude auf die Staffelung der Schaufeln zurückgeführt werden kann. Die reale Schwingungsamplitude  $A_r$  sowie deren Komponenten in axialer und in Umfangsrichtung  $A_{r_z}$  und  $A_{r_\phi}$  können auf Basis der vom Tip-Timing-System gemessenen Amplitude  $A_{TT}$  anhand der geometrischen Beziehungen

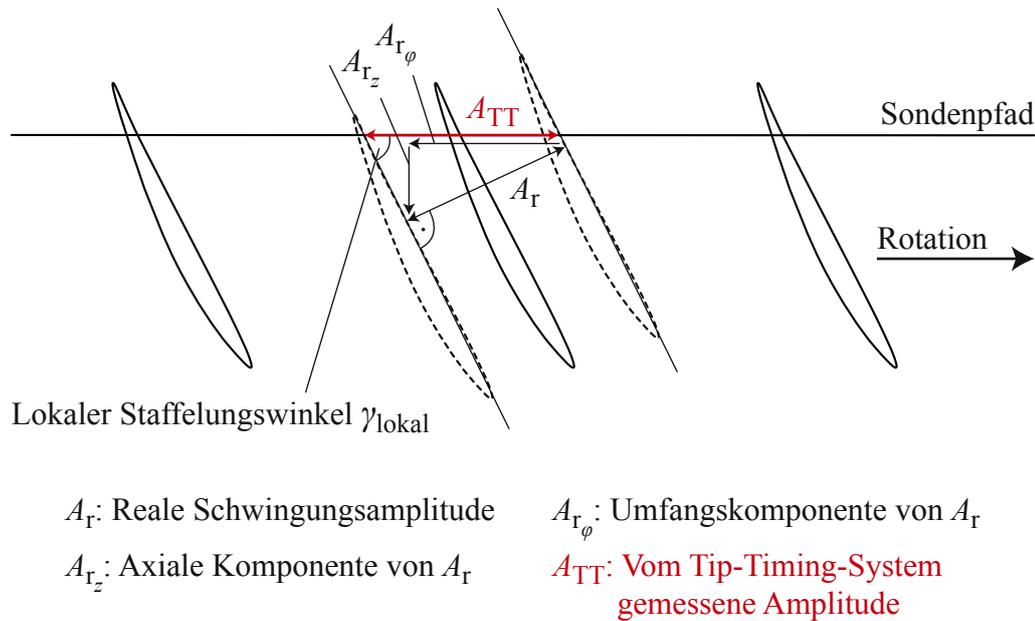
$$A_r = A_{TT} \sin(\gamma_{\text{lokal}}) \quad (5.2)$$

$$A_{r_z} = A_r \sin\left(\frac{\pi}{2} - \gamma_{\text{lokal}}\right) \quad (5.3)$$

$$A_{r_\phi} = A_r \cos\left(\frac{\pi}{2} - \gamma_{\text{lokal}}\right) \quad (5.4)$$

mit Hilfe des lokalen Staffelungswinkels  $\gamma_{\text{lokal}}$  berechnet werden. Dieser Winkel wird auf Basis der axialen Positionierung der Tip-Timing Sonden mit Hilfe des CAD-Modells der untersuchten Laufschaufel bestimmt. Die exakte Positionierung der Tip-Timing Sonden hinsichtlich der axialen Koordinate ist demnach für die Berechnung der realen Schwingungsamplitude von zentraler

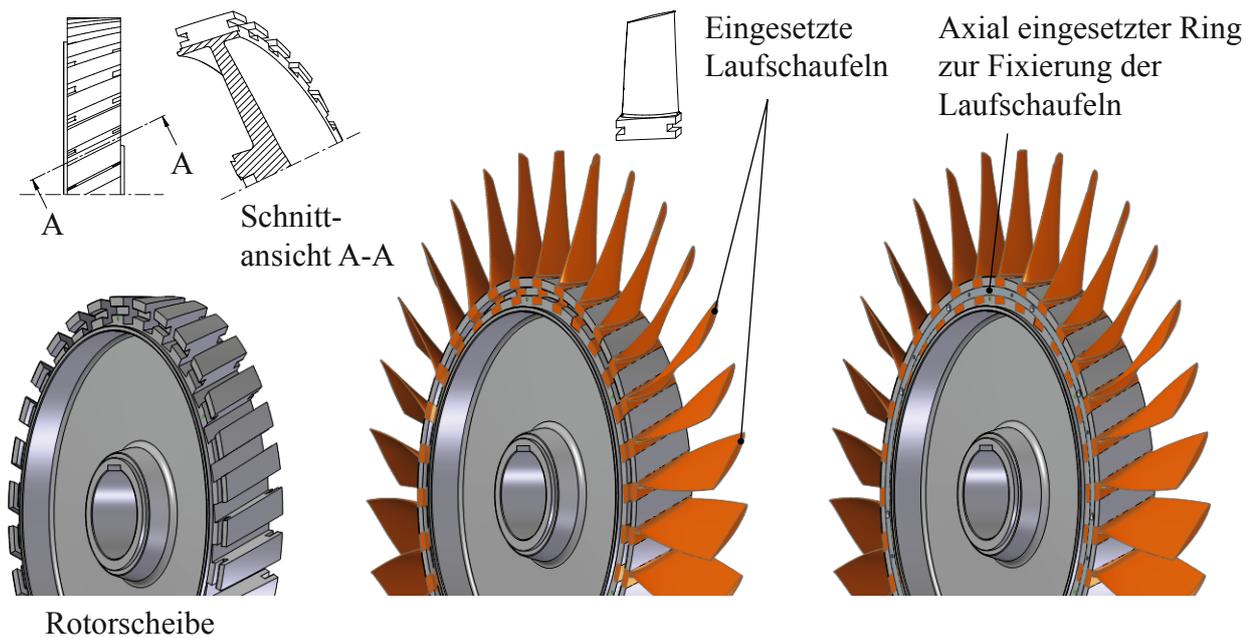
Bedeutung. Weiterhin werden in der Regel Umrechnungsfaktoren für die während des Schwingvorgangs in der Laufschaufel maximal auftretende Spannung bestimmt. Die Ermittlung dieser Umrechnungsfaktoren basiert auf FEM-Berechnungen und der Kenntnis der axialen Position der Tip-Timing Messung. Generell sind für höhere Modenordnungen größere Gradienten in dem Verlauf der an der Schaufelspitze auftretenden Schwingungsamplituden zu erwarten. Die exakte axiale Positionierung der Tip-Timing Sonden gewinnt folglich mit aufsteigender Modenordnung zusätzlich an Bedeutung.



**Abbildung 5.5:** Geometrischer Zusammenhang zwischen der realen und der vom Tip-Timing-System gemessenen Schwingungsamplitude nach Agilis Measurement Systems (2010)

## 5.2 Aeroelastische Eigenschaften des Niedergeschwindigkeitsaxialverdichters

Zur Charakterisierung des Schwingverhaltens der NGAV-Laufschaufeln wird eine Modalanalyse bei verschiedenen Betriebspunkten durchgeführt. Die zugrundeliegenden mechanischen Gleichungen werden dabei nach dem Finite Elemente Verfahren (FEM) unter Verwendung von ANSYS Mechanical gelöst. Für die räumliche Diskretisierung der Struktur werden Tetraeder verwendet. Das Netz umfasst insgesamt 281.474 Elemente beziehungsweise 403.744 Knoten, wobei insbesondere im Übergang zwischen dem Schaufelblatt und dem Schaufelfuß eine hohe Netzaufösung gewählt wird. Diese dient zur möglichst genauen Modellierung der an dieser Stelle erwarteten



**Abbildung 5.6:** Konstruktive Umsetzung der Verbindung zwischen Schaufelfuß und Rotorscheibe am NGAV

maximalen Werte der im Material auftretenden Spannungen. Als Randbedingungen dienen sowohl die Materialeigenschaften des Laufschaufel-Werkstoffs AlZnMgCu1,5 (EN AW-7075) nach Traulsen (1989), die bei den verschiedenen Betriebspunkten herrschende Fliehkraft und Temperatur sowie eine feste Einspannung der Laufschaufel am Schaufelfuß. Letztere Randbedingung stellt lediglich eine Näherung der realen Verhältnisse dar, da aufgrund der in Abbildung 5.6 dargestellten Konstruktion der Verbindung zwischen der Laufschaufel und der Rotorscheibe nicht von einer definierten Einspannung des Schaufelfußes ausgegangen werden kann. Die realen Bedingun-

**Tabelle 5.2:** Berechnete Eigenfrequenzen der NGAV-Laufschaufeln

Eigenmode	Drehzahl	Eigenfrequenz in Hz			
		0 min <sup>-1</sup>	1000 min <sup>-1</sup>	2000 min <sup>-1</sup>	3000 min <sup>-1</sup>
1. Biegemode (1F)		358	359	363	370
2. Biegemode (2F)		1416	1416	1418	1422
1. Torsionsmode (1T)		1640	1641	1643	1647
1. Axiale Biegemode (1E/F)		2738	2738	2740	2743
3. Biegemode (3F)		3877	3878	3880	3884
2. Torsionsmode (2T)		4518	4520	4524	4530

gen der Einspannung des Schaufelfußes sind zum einen aufgrund von Fertigungstoleranzen von Schaufel zu Schaufel unterschiedlich und ändern sich zum anderen in Folge der mit der Drehzahl ansteigenden Fliehkraft. Die beschriebenen Effekte führen zu einer für jede Schaufel individuellen Verstimmung der Einspannbedingungen, die sich auf die Steifigkeit und Dämpfung der Laufschaufeln auswirkt und in der Auswertung berücksichtigt werden muss.

Die mit Hilfe der Modalanalyse berechneten ersten sechs Eigenfrequenzen der NGAV-Laufschaufel sind in Abhängigkeit von der Drehzahl in Tabelle 5.2 zusammengefasst. Die zugehörigen Eigenvektoren sind in Abbildung 5.7 dargestellt.

Eine wichtige Kennzahl für die Aeroelastik ist die reduzierte Frequenz  $k$ , die mit

$$k = \frac{2\pi f_s c}{U} = 2\pi \frac{c}{U} \frac{1}{f_s} \quad (5.5)$$

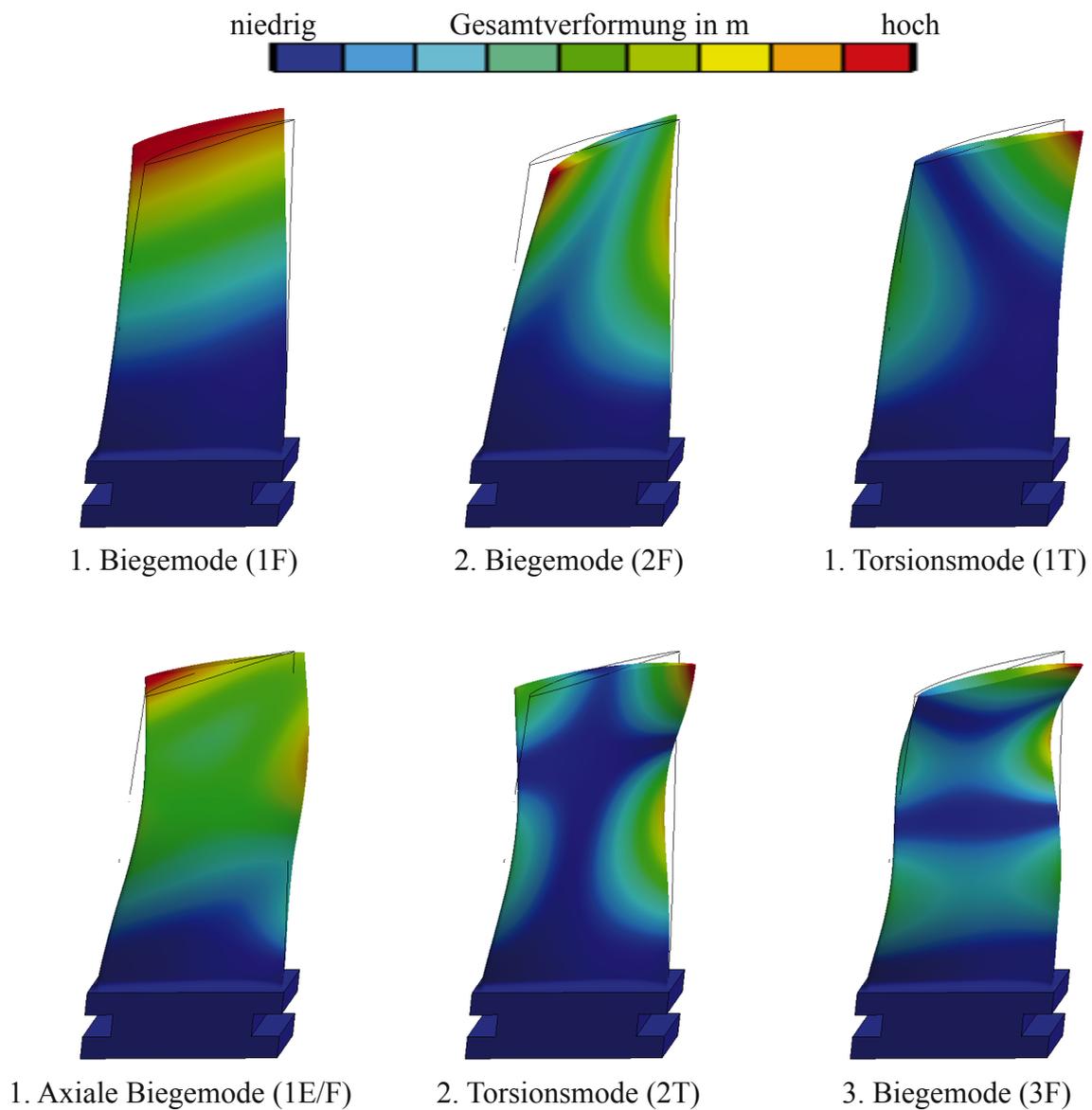
berechnet wird und das Verhältnis zwischen der Zeit, die ein Partikel der Strömung zum Passieren der Schaufel benötigt und der Periodendauer einer Schaufelschwingung beschreibt. Sie ist sowohl von der Strömungsgeschwindigkeit  $U$  als auch von der Sehnenlänge  $c$  und der Schwingfrequenz der Schaufel  $f_s$  abhängig und kann unter anderem als Indikator für die Anfälligkeit gegenüber Flutter verwendet werden. Beispielsweise zeigen die numerischen Untersuchungen einer Niederdruckturbine von Panovsky und Kielb (2000), dass unabhängig von der Schwingform für  $k \leq 0,2$  aeroelastische Instabilität auftritt. Für die Betrachtung des aeroelastischen Verhaltens eines Verdichters muss neben der reduzierten Frequenz die Inzidenz  $i$  als weiterer wesentlicher Einflussfaktor auf die aeroelastische Stabilität berücksichtigt werden. Weiterführende Ausführungen hierzu sind in Dowell et al. (2004) zu finden. Die reduzierten Frequenzen für die ersten sechs Eigenmoden der NGAV-Laufschaufeln sind für  $3000 \text{ min}^{-1}$  in Tabelle 5.3 zusammengefasst. Der geringste Wert für die reduzierte Frequenz wird für die erste Eigenmode erreicht und liegt bei 2,14.

Die in diesem Abschnitt tabellierten reduzierten Frequenzen, die in Tabelle 5.1 in Kapitel 5 zusammengefassten aerodynamischen Kennzahlen des NGAV und die in Abschnitt 5.1 berechneten Im-

**Tabelle 5.3:** Reduzierte Frequenzen im NGAV-Auslegungspunkt bei  $3000 \text{ min}^{-1}$

Eigenmode	Drehzahl	Reduzierte Frequenz
		$3000 \text{ min}^{-1}$
1. Biegemode (1F)		2,14
2. Biegemode (2F)		8,22
1. Torsionsmode (1T)		9,52
1. Axiale Biegemode (1E/F)		15,86
3. Biegemode (3F)		22,46
2. Torsionsmode (2T)		26,19

pulsverhältnisse basieren auf den von Wolff et al. (2014) vorgestellten numerischen Simulationen. Die von Wolff et al. (2014) vorgestellten Arbeiten umfassen neben der numerischen Simulation der Strömungsverhältnisse im NGAV in verschiedenen Betriebspunkten, umfangreiche Messungen anhand von stationär messenden Strömungssonden. Die Messwerte dienen Wolff et al. (2014) zur Validierung der CFD-Berechnungen.



**Abbildung 5.7:** Eigenvektoren der ersten sechs Eigenmoden der NGAV-Laufbeschaufelung bei  $3000 \text{ min}^{-1}$



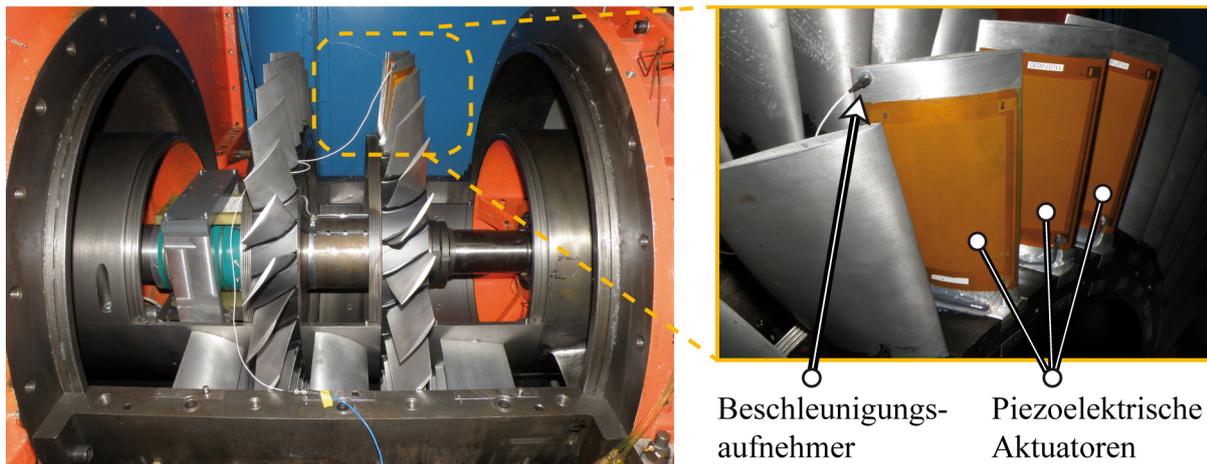
## 6 Validierung des Tip-Timing-Systems

Das am NGAV eingesetzte Tip-Timing-System ist ein wichtiger Bestandteil der im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Instrumentierung. Um die Genauigkeit der mit Hilfe dieses Systems gemessenen Schwingungsamplituden sicherzustellen, wird das System validiert. Als Referenz dienen auf den Laufschaufeln aufgebrachte DMS, deren Signal, wie in Abschnitt 5.1 beschrieben ist, über einen Schleifring übertragen wird. Zur Anregung der Laufschaufeln wird das ebenfalls in Abschnitt 5.1 beschriebene piezoelektrische Anregungssystem verwendet.

Der Inhalt dieses Kapitels gliedert sich in drei Abschnitte. Zunächst wird im ersten Abschnitt die Kalibrierung der DMS beschrieben. Der sich daran anschließende Abschnitt beschreibt die verwendete Methode zur Synchronisation der Messdaten des Tip-Timing-Systems mit den Messdaten der DMS. Im letzten Abschnitt werden die wesentlichen Ergebnisse der Validierung zusammengefasst. Einen ausführlichen Überblick über die durchgeführte Validierung des Tip-Timing-Systems gibt Wolff (2012).

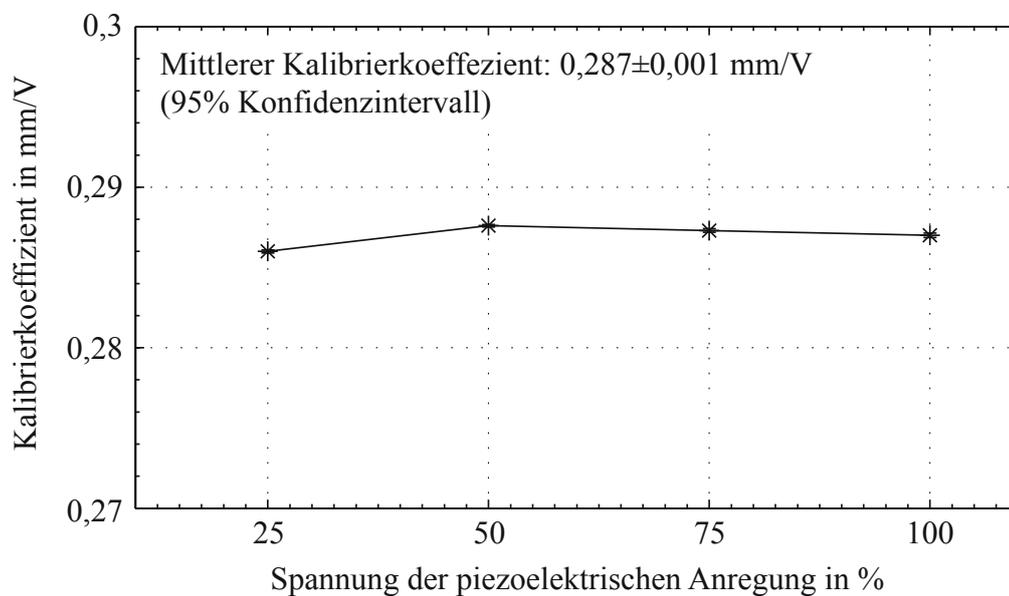
### 6.1 Kalibrierung der Dehnungsmessstreifen

Insgesamt sind drei Laufschaufeln des NGAV mit jeweils einem Vollbrücken-DMS instrumentiert.



**Abbildung 6.1:** Aufbau zur Kalibrierung der Dehnungsmessstreifen mit Hilfe eines Beschleunigungsaufnehmers

Die verwendete Messkette beinhaltet zur Verstärkung und Aufbereitung des elektrischen Signals einen Tiefpassfilter und einen Verstärker. Die Eckfrequenz des Tiefpassfilters beträgt 20kHz. Die über die Brückenschaltung der DMS abfallende Spannung wird mit einem Faktor von 1000 verstärkt. Die Wandlung zwischen analogem und digitalem Signal erfolgt unter Verwendung eines A/D-Wandlers von National Instruments bei einer Abtastrate von 60kHz. Bevor die Dehnungsmessstreifen zur Messung der Schwingungsamplitude der Laufschaufeln und somit zum Abgleich mit dem Tip-Timing-System genutzt werden können, müssen die jeweiligen Kalibrierkoeffizienten bestimmt werden. Diese Koeffizienten beschreiben den Zusammenhang zwischen der über den DMS abfallenden Spannung und der Amplitude der schwingenden Schaufel an einer definierten Position. Prinzipiell kann für jede Position auf der Schaufel und für jede Eigenmode der Laufschaufel ein Kalibrierfaktor bestimmt werden. Vor dem Hintergrund der Vergleichbarkeit mit dem Tip-Timing-System beschränkt sich in diesem Fall jedoch die Kalibrierung auf die Messposition des Tip-Timing-Systems. Für die Messung der Schwingungsamplitude der Schaufeln werden für die Kalibrierung verschiedene Messtechniken verwendet. Neben einem Laservibrometer kommt ein Beschleunigungsaufnehmer zum Einsatz. Ein exemplarischer Versuchsaufbau für die Kalibrierung ist in Abbildung 6.1 dargestellt. In dem dargestellten Fall ist die erste der mit piezoelektrischen Aktuatoren instrumentierten Laufschaufeln mit einem Beschleunigungsaufnehmer bestückt. Die für den Beschleunigungsaufnehmer verwendete Messposition entspricht dabei der Messposition des Tip-Timing-Systems, das in diesem Fall mit einem geringen axialen Versatz von 5 mm zur Hinterkante der Laufschaufel ausgerichtet ist. Um eine möglichst geringe Beeinflussung der mechanischen Eigenschaften der Laufschaufel zu erreichen, wird ein Sensor mit einer Masse



**Abbildung 6.2:** DMS-Kalibrierkoeffizient der mittleren instrumentierten Schaufel in Abhängigkeit von der anregenden Kraft

von 0,2g verwendet. Weiterführende Informationen können dem in Anhang B hinterlegten Datenblatt des Sensors entnommen werden. Für die Befestigung des Sensors auf der Schaufel wird eine spezielle Knetmasse verwendet.

Für die Bestimmung der Kalibrierkoeffizienten wird über die Regulierung der Spannung, mit der die piezoelektrischen Aktuatoren beaufschlagt werden, die Anregungskraft variiert und somit verschiedene Schwingzustände der Schaufel eingestellt. Die Kalibrierung erfolgt bei stillstehendem Rotor für die erste Biegemode der Schaufeln. Die Spannung der piezoelektrischen Aktuatoren wird dabei zwischen 25% und 100% in 25%-Schritten variiert. Um die statistische Sicherheit zu erhöhen, werden für jedes Anregungsniveau zehn Wiederholungsmessungen bei einer Messdauer von 10s durchgeführt. Die für die Bestimmung des Kalibrierkoeffizienten benötigten Auslenkungen der Schaufeln werden anhand der gemessenen Beschleunigungen durch zweifache Integration nach

$$a(t) = \hat{a}e^{i\omega_S t} \quad (6.1)$$

$$v(t) = \int a(t)dt = \frac{\hat{a}}{i\omega_S} e^{i\omega_S t} \quad (6.2)$$

$$s(t) = \int v(t)dt = \frac{\hat{a}}{-\omega_S^2} e^{i\omega_S t} \quad (6.3)$$

$$|\hat{s}| = \frac{\hat{a}}{\omega_S^2} \quad (6.4)$$

berechnet. Die anhand der Auswertung der gemessenen Signalverläufe festgestellte Periodizität der Beschleunigung ist dabei Grundvoraussetzung für die Gültigkeit dieser Berechnung. Die besten Kalibrierergebnisse werden für die mittlere der mit piezoelektrischen Aktuatoren instrumentierten Schaufeln unter Verwendung des Beschleunigungsaufnehmers erreicht. Die Ergebnisse dieser Kalibrierung sind in Abbildung 6.2 dargestellt. In dieser Abbildung ist der berechnete Kalibrierkoeffizient in Abhängigkeit von der Anregungskraft aufgetragen. Die Annahme einer linearen Abhängigkeit zwischen der Auslenkung der Schaufel und der DMS-Spannung wird durch die geringe Abweichung des Kalibrierkoeffizienten von  $\pm 0,001$  mm/V bei einem Konfidenzintervall von 95% bestätigt. Basierend auf diesen Ergebnissen wird für die Validierung des Tip-Timing-Systems die mittlere der drei instrumentierten Schaufeln verwendet.

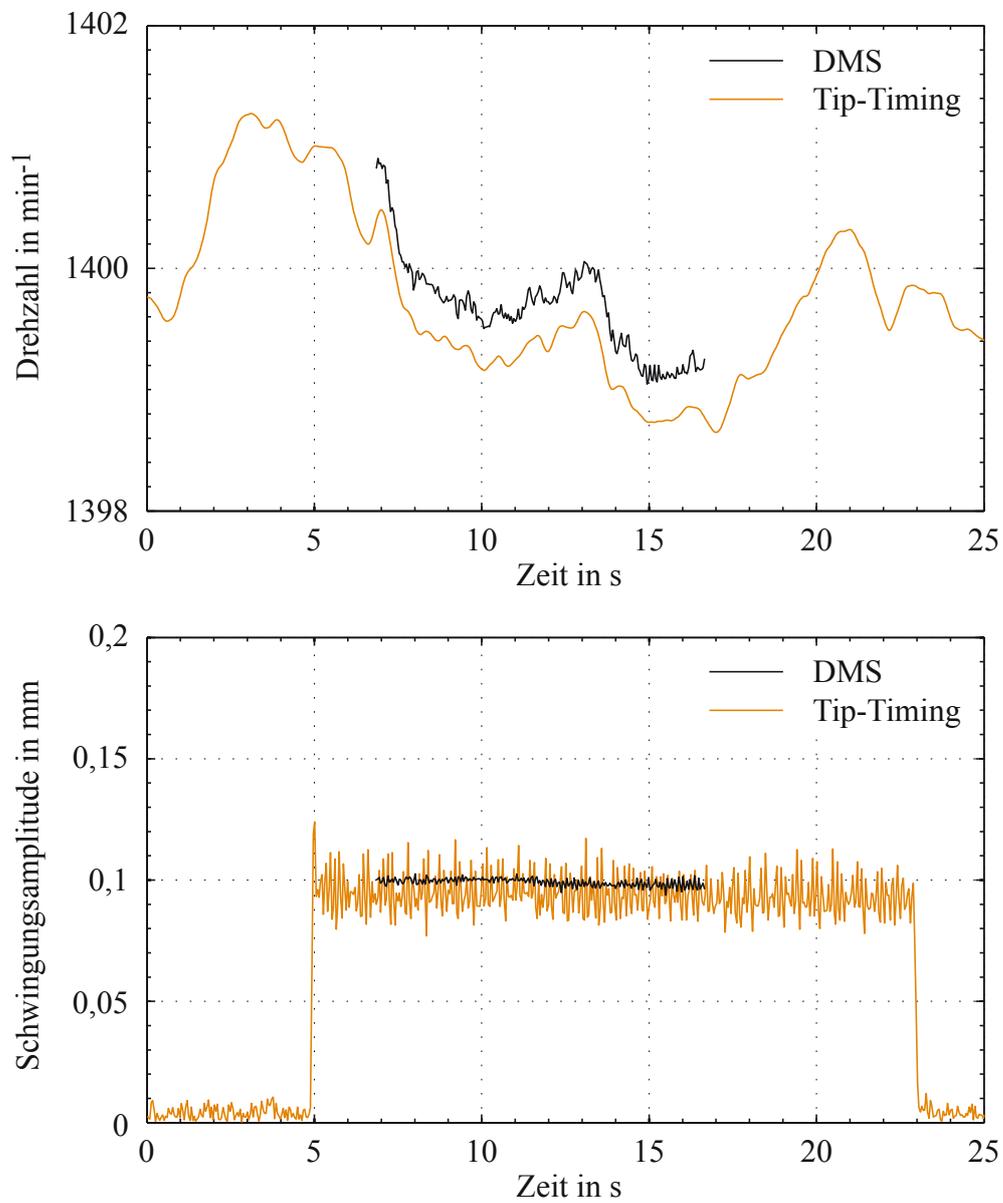
## 6.2 Synchronisation der Messdaten

Die Messdaten der beiden Systeme zur Schwingungsmessung werden mit unterschiedlichen Zeitbasen aufgenommen. Um sicherzustellen, dass die Schwingungsamplituden der beiden Messsysteme zu einem und demselben Zeitpunkt miteinander verglichen werden, müssen die Messdaten miteinander synchronisiert werden. Hierzu wird jeweils simultan zur DMS-Messung und zur Tip-Timing Messung die Drehzahl erfasst. Während für die DMS-Messung die in dem Rotorstrang des NGAV integrierte Vorrichtung zur Erfassung der Drehzahl verwendet wird, ist die Dreh-

zahl aufgrund der Funktionsweise des Tip-Timing-Systems fester Bestandteil jeder Tip-Timing Messung. Typischerweise stellt sich während des Betriebes des NGAV ein um einen Mittelwert schwankender Drehzahlverlauf ein. Die Schwankung der Drehzahl resultiert sowohl aus einem schwankenden Antriebsmoment als auch aus einem schwankendem mechanischem Widerstand, den der Rotor gegenüber dem Antrieb aufbringt. Die Charakteristik des Drehzahlverlaufes dient als Basis für die Synchronisation der Messdaten. Die mit den beiden Messsystemen verknüpften Drehzahlverläufe werden hierfür miteinander korreliert. Bevor eine Kreuzkorrelation der beiden Signale durchgeführt werden kann, müssen zunächst die Abtastfrequenzen der beiden Signale aneinander angepasst werden. Hierfür wird die Abtastfrequenz der DMS-Messdaten reduziert. Diese Reduktion erfolgt anhand der Mittelung der DMS-Messdaten über ein Zeitintervall, das dem Abstand zwischen zwei Messpunkten des Tip-Timing-Systems entspricht. Weiterhin wird das zur DMS-Messung zugehörige Drehzahlsignal zur Verbesserung der Signalqualität mit Hilfe eines Tiefpassfilters gefiltert. Nach erfolgreicher Signalaufbereitung kann der Zeitversatz, der zwischen den beiden Messreihen existiert und für einen Vergleich kompensiert werden muss, mit Hilfe einer Kreuzkorrelation bestimmt werden. Als Kriterium für die Bestimmung des gesuchten Zeitversatzes wird der Korrelationskoeffizient verwendet. Dieser nimmt für den Zeitversatz seinen Maximalwert an, für den die höchste Übereinstimmung zwischen den beiden Drehzahlsignalen erreicht wird. Exemplarische Verläufe sowohl der beiden Drehzahlsignale als auch der redundant gemessenen zeitabhängigen Amplitude der Schaufelschwingung nach erfolgreicher Kompensation des Zeitversatzes sind in Abbildung 6.3 dargestellt.

Sowohl das synchron zur DMS-Messung erfasste als auch das Tip-Timing-Drehzahlsignal weisen einen charakteristischen Verlauf auf, der sich für die Synchronisation der gemessenen Daten nutzen lässt: Nach erfolgreicher Kompensation des Zeitversatzes zwischen den DMS- und den Tip-Timing-Messungen ist als einziger Unterschied zwischen den beiden Drehzahlverläufen ein geringer Offset zu beobachten. Unter Voraussetzung der nun einheitlichen Zeitbasis schwanken die gemessenen Drehzahlen synchron. Aufgrund des zufälligen Charakters der Drehzahlschwankung ist ein Wiederholung des Drehzahlverlaufs oder einzelner Abschnitte dessen ausgeschlossen. Eine mögliche Fehlsynchronisation aufgrund eines sich wiederholenden Drehzahlverlaufs ist somit ebenfalls auszuschließen. Der geringe Offset von circa  $0,4 \text{ min}^{-1}$  zwischen den beiden Drehzahlverläufen ist auf die durch die Messunsicherheit beider Systeme limitierte Messgenauigkeit zurückzuführen. Da die Synchronisation der Daten anhand der Drehzahlverläufe und nicht anhand der absoluten Werte erfolgt, ist dieser Offset für die nach der beschriebenen Methodik durchgeführten Synchronisation irrelevant. Die Synchronisation der Messdaten mit Hilfe der Korrelation der Drehzahlverläufe erweist sich somit als eine effektive und robuste Vorgehensweise.

Nach der erfolgreichen Synchronisation der Messdaten zeigen die Amplitudenverläufe in Abbildung 6.3 eine gute Übereinstimmung. Die Quantifizierung der Abweichung zwischen den beiden gemessenen Amplitudenverläufen und der darauf aufbauende Rückschluss auf die Messgenauigkeit des Tip-Timing-Systems ist Gegenstand des nachfolgenden Abschnitts 6.3.



**Abbildung 6.3:** Exemplarische Drehzahl- (oben) und Amplitudenverläufe (unten) nach der Synchronisation der Zeitbasis

### 6.3 Messgenauigkeit des Tip-Timing-Systems

Die Messgenauigkeit des Tip-Timing-Systems wird anhand von Messungen bei konstanten Drehzahlen zwischen 1200 und 2400  $\text{min}^{-1}$  bestimmt. Die Spannung der piezoelektrischen Aktuatoren wird bei jeder Drehzahl zwischen 50 und 100% variiert. Insgesamt ergeben sich so für die Validierung 17 Messpunkte, in denen die gemessenen DMS- und Tip-Timing-Amplituden miteinander verglichen werden. Analog zu der Kalibrierung des DMS beträgt die Messdauer bei angeregter Schaufel für jeden Messpunkt 10s. Als Basis für die Bestimmung der Messgenauigkeit des Tip-Timing-Systems sollen über die gesamte Messdauer gemittelte Werte dienen. Dazu wird das mit Hilfe des DMS gemessene Zeitsignal unter Verwendung einer FFT in den Frequenzbereich transformiert. Als Fensterfunktion wird ein Hanning-Fenster verwendet. Das mit Hilfe der FFT berechnete Spektrum liefert in Kombination mit dem zuvor bestimmten Kalibrierkoeffizienten die gemittelte Amplitude der Schaufelschwingung. Die Auswertung der vom Tip-Timing-System gemessenen Amplitude der Schaufelschwingung ist in mehrere Schritte unterteilt. Zunächst wird die Schwingfrequenz der angeregten Schaufel bestimmt. Hierzu wird das zeitabhängige Schwingungssignal anhand einer FFT in den Frequenzbereich überführt. Die FFT liefert sowohl einen Wert für die Frequenz als auch für die Amplitude der Schaufelschwingung. Die Genauigkeit der FFT hängt jedoch von der Anzahl der für diese Operation verwendeten Messwerte ab. Die Anzahl der Messwerte zur Bestimmung der charakteristischen Größen der Schwingung kann somit nicht beliebig reduziert werden. Um dennoch eine hohe zeitliche Auflösung der Schwingungsamplitude zu erzielen, dient die über die FFT bestimmte Schwingfrequenz als Eingangsparameter für einen weiteren Auswertungsschritt. Unter Verwendung der Methode der kleinsten Fehlerquadrate werden die vom Tip-Timing-System gemessenen Auslenkungen der Schaufeln mit einer Sinusfunktion angenähert. Die über die FFT bestimmte Schwingfrequenz ist dabei ein wichtiger Eingangsparameter, denn sie ist die Startlösung für die Frequenz der für die Annäherung verwendeten Sinusfunktion. Dieses Vorgehen ermöglicht die Bestimmung der Frequenz und der Amplitude der gemessenen Schaufelschwingung mit einer Datendichte von einem Messwert pro Umdrehung. Analog zur DMS-Messung werden die so bestimmten Amplituden- und Frequenzwerte über die gesamte Messdauer gemittelt.

Bevor die anhand der beiden Messtechniken gemessenen Schwingungsamplituden miteinander verglichen werden können, müssen die Messergebnisse des Tip-Timing-Systems anhand des lokalen Staffelungswinkels nach dem in Abschnitt 5.1 beschriebenen Verfahren korrigiert werden. Nach erfolgreicher Korrektur führt der Vergleich zwischen den gemessenen Schwingungsamplituden auf ein dimensionsloses Verhältnis der gemessenen Tip-Timing-Amplitude zu der anhand des DMS gemessenen Schwingungsamplitude von  $0,97 \pm 0,07$  bei einem Konfidenzintervall von 95%. Unter Berücksichtigung der aus der Kalibrierung der DMS resultierenden Fehlergrenzen nach der Gauß'schen Fehlerfortpflanzung ergibt sich für den schlechtesten möglichen Fall aufgrund der hohen Genauigkeit der Kalibrierung ebenfalls eine Übereinstimmung von  $0,97 \pm 0,07$  bei einem Konfidenzintervall von 95%. Der Vergleich der durch die beiden Messsysteme erfassten Frequenzen der Schaufelschwingung ergibt für die Vorhersagegenauigkeit des Tip-Timing-Systems im

Bezug auf die Schwingungsfrequenz eine maximale Abweichung von  $\pm 0,4$  Hz bei einem Vertrauensbereich von 95%. Der DMS dient in diesem Fall erneut als Referenz. Basierend auf dem Verhältnis zwischen der Anzahl der ausgewerteten Messpunkte und der Abtastrate von 10:1 kann die Schwingfrequenz mit Hilfe der FFT mit einer Genauigkeit von  $\pm 0,1$  Hz bestimmt werden.

Der Vergleich der DMS- und der Tip-Timing-Messungen belegt, dass für die Tip-Timing-Messungen der ersten Biegemode der Laufschaufel am NGAV bei verschiedenen Drehzahlen eine sehr hohe Messgenauigkeit erreicht werden kann. Insbesondere unter Berücksichtigung der hohen Anforderungen, die ein Tip-Timing-System zur exakten Messung des in Abschnitt 5.1 beschriebenen schwingungsbedingten Zeitversatzes  $\Delta t$  erfüllen muss, ist die erzielte Messgenauigkeit als sehr gut einzuordnen. Als Beispiel für die hohen Anforderungen wird der schwingungsbedingte Zeitversatz betrachtet, der sich im Auslegungspunkt des NGAV für den Fall einer schwingungsbedingten Auslenkung der Schaufel von 0,5 mm beim Passieren einer Tip-Timing Sonde ergibt. Der Zeitversatz  $\Delta t$  beträgt in diesem Fall  $4 \cdot 10^{-6}$  s. Sowohl die Abtastfrequenz als auch der Auswertungsalgorithmus des Tip-Timing-Systems müssen demnach dahingehend optimiert sein, dass Zeitintervalle im Bereich  $1 \cdot 10^{-6}$  s beziehungsweise für Auslenkungen  $\leq 0,1$  mm im Bereich  $1 \cdot 10^{-7}$  s exakt aufgelöst werden können.

Weiterhin ist bei dem Vergleich zwischen den Tip-Timing-Messungen und den Messungen mit DMS zu berücksichtigen, dass die Kalibrierung der DMS bei stillstehendem Rotor erfolgt. Fliehkraftbedingte Einflüsse werden daher bei der Kalibrierung der DMS nicht berücksichtigt und fließen als Störfaktor in den Vergleich zwischen Tip-Timing-System und DMS mit ein.

Die in diesem Abschnitt vorgestellten Ergebnisse bilden eine der wesentlichen Grundlagen für das nächste Kapitel. Darin wird aufbauend auf den vielversprechenden Ergebnissen zur Messgenauigkeit des Tip-Timing-Systems diese Messtechnik für die Erfassung der akustisch angeregten Schaufelschwingungen eingesetzt. Sie bilden somit die Grundlage für den Nachweis der akustischen Anregung von Schaufelschwingungen im rotierenden System sowie für die anschließende Weiterentwicklung des akustischen Anregungssystems.

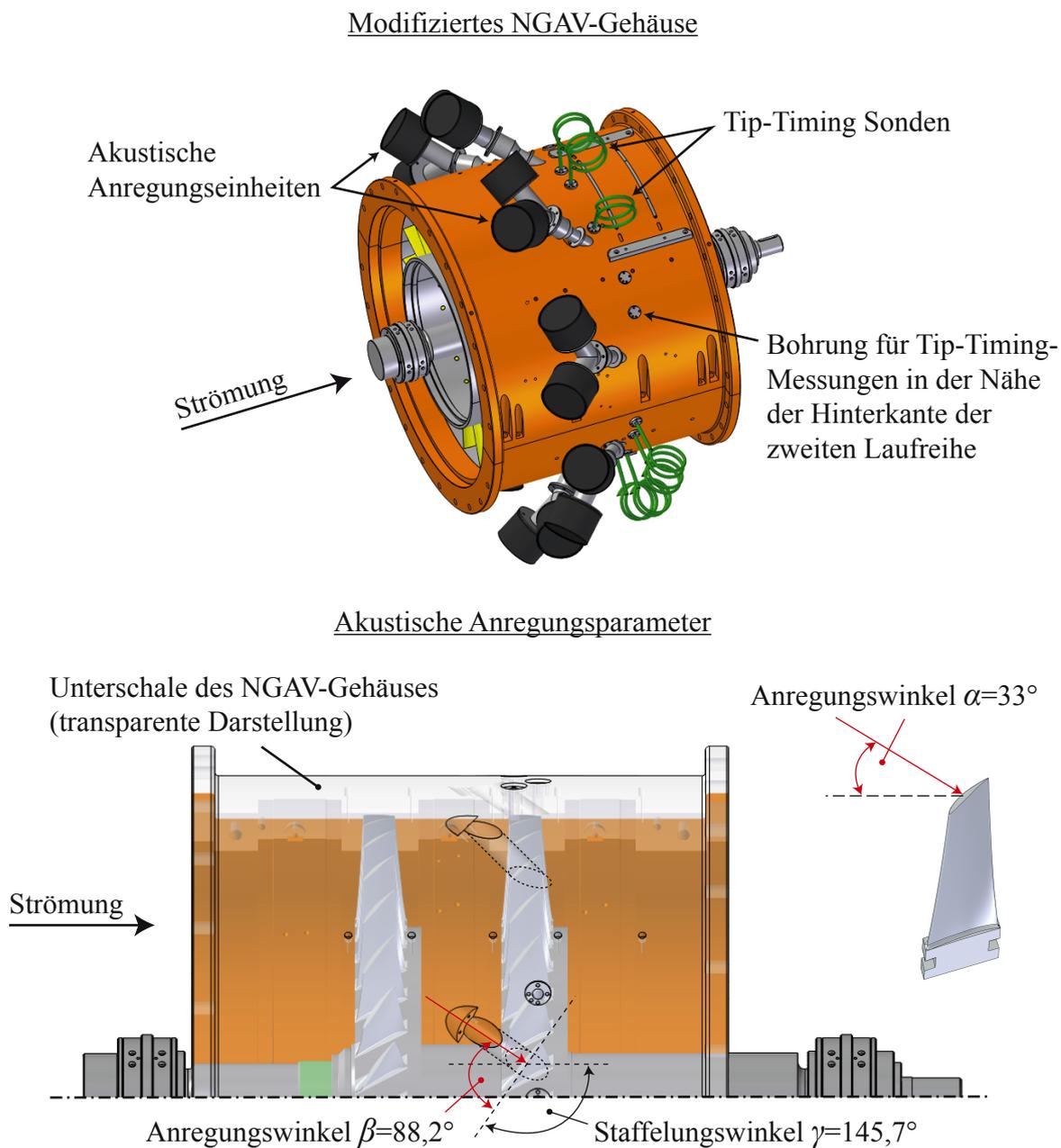


## 7 Akustische Schwingungsanregung von Turbomaschinenschaufeln

Die folgenden Ausführungen sind in sechs Abschnitte gegliedert. Zunächst wird im ersten Abschnitt der Aufbau und die wesentlichen Parameter des für die Untersuchungen am Niedergeschwindigkeitsaxialverdichter (NGAV) adaptierten akustischen Anregungssystems beschrieben. Im zweiten Abschnitt wird die für die Untersuchungen am NGAV ausgelegte Horngeometrie der akustischen Anregungseinheiten vorgestellt und akustisch vermessen. Aufbauend auf diesen Ergebnissen wird weiterhin die Notwendigkeit einer Kalibrierung des akustischen Anregungssystems diskutiert. Anschließend erfolgt im dritten Abschnitt dieses Kapitels der erstmalige Nachweis der Einsetzbarkeit eines akustischen Systems zur Anregung von Schaufelschwingungen im rotierenden System. Weiterhin werden das Potential und die Grenzen der akustischen Anregung anhand von Messergebnissen diskutiert. Im vierten Abschnitt wird der physikalische Zusammenhang zwischen dem durch das Anregungssystem erzeugten akustischen Feld und der Schwingung der Laufschaufeln des NGAV erläutert. Aufbauend auf diesem physikalischen Verständnis wird im fünften Abschnitt eine Methode zur Variation des akustisch angeregten Knotendurchmessers vorgestellt. Der abschließende sechste Abschnitt dieses Kapitels diskutiert den Einfluss des akustischen Anregungssystems auf das aeroelastische Verhalten der untersuchten Beschaukelung. Wesentliche Inhalte dieses Kapitel, insbesondere der Abschnitte 7.3, 7.4 und 7.5, sind in Freund et al. (2014) zusammengefasst.

### 7.1 Aufbau und Parameter der akustischen Schaufelschwingungsanregung im rotierenden System

Der Einsatz des akustischen Anregungssystems am NGAV erfordert zunächst eine Modifikation des Verdichtergehäuses. Wie in Abbildung 7.1 dargestellt, sieht das in dieser Arbeit verfolgte Konzept die Integration der akustischen Anregungseinheiten in das Verdichtergehäuse vor. Die Anzahl und Anordnung der Anregungseinheiten ist dabei verschiedenen Randbedingungen unterworfen. Zum einen kann die zur Verfügung stehende Anregungskraft und somit die anregbare Amplitude mit einer möglichst hohen Anzahl an verwendeten Anregungseinheiten maximiert werden. Zum anderen ist aufgrund des zur Verfügung stehenden Bauraums die Anzahl der Anregungseinheiten limitiert, die im Verdichtergehäuse integriert werden können. Aufbauend auf den in Abschnitt 4.2.2 vorgestellten Ergebnissen wird für die Versuche eine saugseitige akustische Anregung gewählt. Diese Anordnung verspricht eine hohe Schwingungsamplitude bei akustischer Anregung über einen breiten Mach-Zahl-Bereich. Die Annahme der Übertragbarkeit der optima-



**Abbildung 7.1:** Modifiziertes NGAV-Gehäuse für die Erprobung und Optimierung des akustischen Anregungssystems

len Anordnung des akustischen Anregungssystems von einem Turbinen- auf ein Verdichterprofil basiert dabei auf den ebenfalls in Abschnitt 4.2.2 identifizierten physikalischen Zusammenhängen. Ein grundlegender Effekt, der zu einer höheren, akustisch anregbaren Schwingungsamplitude der Schaufeln führt, ist demnach die Umlenkung der Schallausbreitung, die wesentlich durch die Richtung und die Geschwindigkeit der Strömung beeinflusst wird. Während die Strömungsgeschwindigkeit aufgrund der Verzögerung in Verdichtergittern geringer ist, verläuft die Strömung sowohl in Turbinen- als auch in Verdichterprofilen in erster Näherung tangential zu der Skelettlinie der Profile. Die im Verdichter zu erwartende Umlenkung der Schallausbreitung ist demnach aufgrund der geringeren Strömungsgeschwindigkeit geringer, lässt jedoch für die akustisch anregbare Amplitude bei einer saugseitigen Anregung weiterhin den größten Wert erwarten. Die Verzögerungswirkung eines Verdichtergitters hat zudem grundsätzlich einen Anstieg des statischen Drucks und somit der Dichte zur Folge. Wie in Abschnitt 4.2.2 anhand von Gleichung 4.4 gezeigt wird, steigt damit einhergehend die akustische Impedanz und somit die Effizienz der akustischen Anregungseinheiten. Aufgrund des geringen Totaldruckverhältnisses, das der NGAV während des Betriebes aufbaut, ist dieser Einfluss für die akustische Anregung im NGAV jedoch nur von untergeordneter Bedeutung.

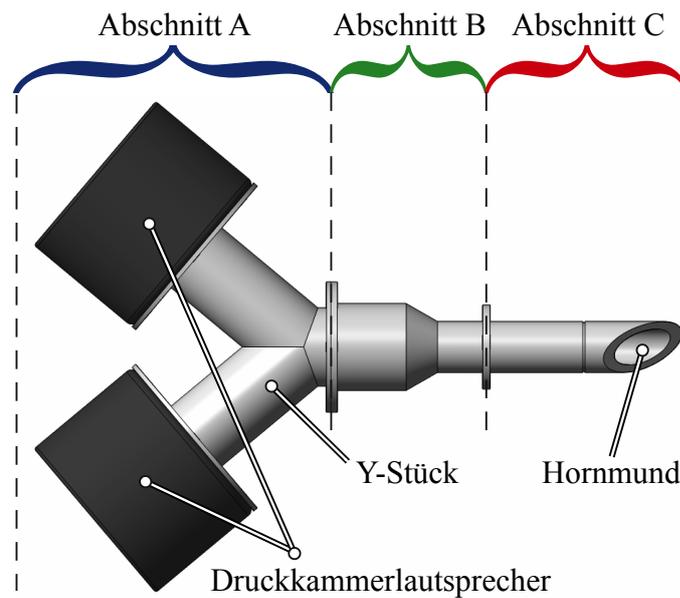
Unter Berücksichtigung der geometrischen Abmessungen der Anregungseinheiten und der bedingt durch die Teilfuge des NGAV Gehäuses für die Positionierung der Anregungseinheiten nicht geeigneten Bereiche wird das für den NGAV adaptierte akustische Anregungssystem mit acht Anregungseinheiten ausgestattet. Dies stellt für die genannten konstruktiven Randbedingungen die maximal mögliche Anzahl an akustischen Anregungseinheiten dar und stellt somit einen möglichst hohen für die Anregung der Laufschaufeln zur Verfügung stehenden Schalldruck sicher. Die in Abschnitt 4.1.2 festgestellte Abhängigkeit zwischen dem Anregungswinkel  $\alpha$  und der anregbaren Schwingungsamplitude findet in dem Aufbau am NGAV insofern Berücksichtigung, als dass die Anregungseinheiten mit dem konstruktiv minimal möglichen Wert für  $\alpha$  von  $33^\circ$  angeordnet werden. Restriktiv sind in diesem Fall die Stützen, von denen das NGAV Gehäuse gestützt wird. Für  $\alpha < 33^\circ$  kollidieren die Anregungseinheiten mit der Abstützung des NGAV, eine Montage der Anregungseinheiten ist daher für  $\alpha < 33^\circ$  nicht möglich. Einen Überblick über die konstruktive Umsetzung der für die akustische Anregung notwendigen Modifikation des NGAV-Gehäuses ist in Abbildung 7.1 dargestellt. Die Öffnungen der akustischen Hörner befinden sich direkt über den Schaufelspitzen der zweiten Laufreihe des NGAV und sind mit jeweils dem gleichen Abstand zueinander über den Umfang verteilt. Mit dieser Anordnung wird sichergestellt, dass die Laufschaufeln des NGAV im idealen Fall eine über den Umfang gleichmäßige Anregung erfahren. Unregelmäßigkeiten stellen sich lediglich aufgrund fertigungsbedingter und elektrischer Toleranzen der akustischen Anregungseinheiten ein. Diese führen zu Amplituden- und Phasenabweichungen zwischen den von den einzelnen Anregungseinheiten erzeugten akustischen Signalen. Die Untersuchung und Quantifizierung dieser Abweichungen ist wesentlicher Bestandteil des folgenden Abschnitts 7.2. Die Positionierung der Anregungseinheiten direkt über der Laufbeschaufelung ermöglicht, wie in Abschnitt 4.2.2 gezeigt wird, eine direkte und effektive Anregung der Laufbeschaufelung. Der geringe Abstand zwischen den Hornmündern und der Laufschaufel, der

dem Radialspalt der Beschaufelung entspricht, stellt beim Einsatz des akustischen Anregungssystems im NGAV sicher, dass ein möglichst hoher Schalldruck zur Anregung der Laufschaufeln zur Verfügung steht. Eine weitere Verringerung des Abstandes zwischen den Hornmündern und den Laufschaufeln könnte nur durch nicht länger bündig mit der Außenkontur des Strömungskanals abschließende Hörner erreicht werden. Stattdessen würden die Hörner in diesem Fall in den Strömungskanal hineinragen. Aufgrund der Gefahr eines Anstreichens der Laufschaufeln sowie der Beeinflussung der Aerodynamik durch die hervorstehenden Hörner wird diese Anordnung jedoch nicht berücksichtigt.

## 7.2 Akustische Vermessung der am NGAV eingesetzten Anregungseinheiten

Die akustische Horngeometrie, die für die Versuche am NGAV verwendet wird, ist auf Grundlage der beschriebenen Kriterien und erarbeiteten Erkenntnisse aus Abschnitt 4.1.1 ausgelegt und in Abbildung 7.2 dargestellt. Analog zu den in Abschnitt 4.1.1 untersuchten Horngeometrien besteht das verwendete akustische Horn ebenfalls aus drei Abschnitten. Zur Erreichung eines möglichst hohen Schalldrucks wird eine Variante mit zwei Druckkammerlautsprechern pro Anregungseinheit verwendet. Die Auslegung des für die Kombination der beiden akustischen Quellen notwendigen Y-Stücks folgt dabei den in Abschnitt 4.1.1 beschriebenen Kriterien. Wie in Abschnitt 4.3 beschrieben, wird jede einzelne akustische Anregungseinheit separat über einen Kanal der Multifunktions-I/O-Karte mit anschließender Verstärkung über einen Verstärker angesteuert. Aufgrund von elektrischen und fertigungsbedingten Toleranzen sind die akustischen Signale der einzelnen Anregungseinheiten hinsichtlich Amplitude und Phase nicht identisch, sondern unterscheiden sich voneinander. Die Amplitude der anregenden Kraft ist somit über den Umfang nicht homogen, sondern weist Unterschiede von Anregungseinheit zu Anregungseinheit auf. Zur Quantifizierung dieser Unterschiede wird jede Versuchseinheit mit Hilfe eines einfachen Versuchsaufbaus in einem reflexionsarmen Raum vermessen. Dieser Versuchsaufbau besteht im Wesentlichen aus einem Tisch mit jeweils einer Aufnahme für eine akustische Anregungseinheit und für ein Mikrofon, das für die Erfassung des Schalldrucksignals der zu vermessenden akustischen Anregungseinheit benötigt wird. Die Halterung des Mikrofons ist dabei linear verfahrbar und ist dahingehend ausgeführt, dass der Austritt der akustischen Anregungseinheit und das Mikrofon konzentrisch zueinander angeordnet sind. Der beschriebene Versuchsaufbau ist in Anhang C in Abbildung C.4 dargestellt.

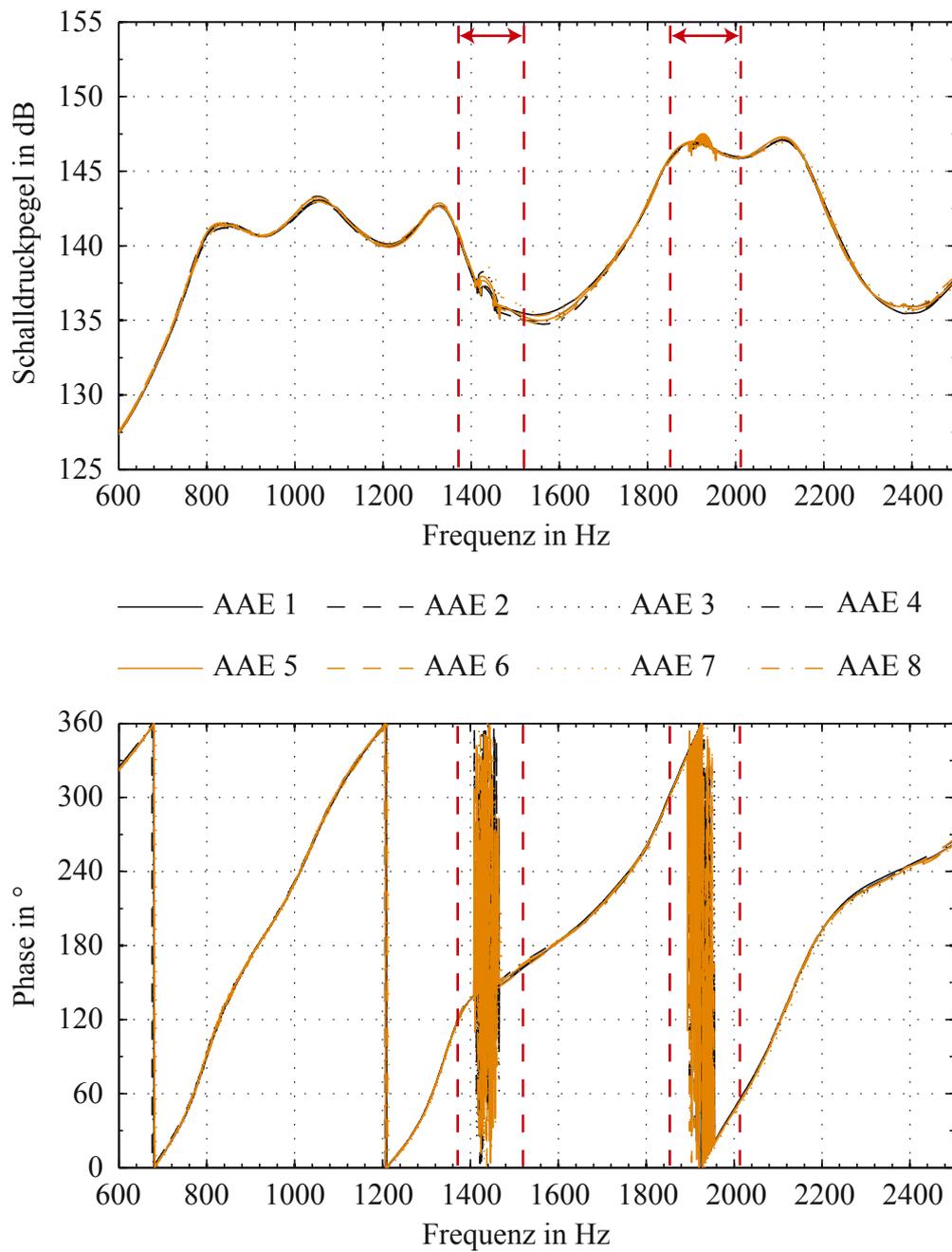
Für die akustische Vermessung der Anregungseinheiten wird ein 1/4"-Freifeldmikrofon von Brüel & Kjær mit einem Dynamikbereich von 59-164dB verwendet. Über die lineare Verstellvorrichtung wird das Mikrofon in einem definierten Abstand von 28mm zum Hornmund positioniert. Die akustische Vermessung der Anregungseinheiten erfolgt für jede einzelne Einheit automatisiert in dem Frequenzbereich von 600Hz bis 2500Hz mit einer inkrementellen Erhöhung der Frequenz um 1 Hz. Die Freifeldkorrektur des verwendeten Messmikrofons ist analog zu den in



**Abbildung 7.2:** Horngeometrie der am NGAV verwendeten akustischen Anregungseinheiten

Abschnitt 4.1.1 vorgestellten Messungen im untersuchten Frequenzbereich vernachlässigbar. Die Abtastrate bei der Erfassung des Schalldrucks beträgt 50kHz bei einer Sampleanzahl von 10kS pro Frequenzschritt. Um die Einflüsse und die Toleranzen eindeutig und reproduzierbar bestimmen zu können, wird das für die Ansteuerung der Anregungseinheiten benötigte Equipment, wie beispielsweise der Verstärker und die Verkabelung, den einzelnen Anregungseinheiten zugeordnet und eine zuordnungsgetreue Verwendung der Komponenten für alle folgenden Untersuchungen sichergestellt. Zur Bestimmung der Phase wird ein Referenzsignal, das ebenfalls mit Hilfe der Multifunktions-I/O-Karte erzeugt wird, simultan erfasst. In Abbildung 7.3 sind die erzeugten Schalldruckpegel der einzelnen Anregungseinheiten in Abhängigkeit von der Frequenz dargestellt. Der Effektivwert der für die Ansteuerung der Druckkammerlautsprecher verwendeten Spannung beträgt in diesem Fall 50% des maximal zulässigen Wertes.

Sowohl für den frequenzabhängigen Schalldruck als auch für die Phase ist zu erkennen, dass die Abweichungen zwischen den einzelnen Anregungseinheiten gering sind. Ausnahmen bilden zwei Frequenzbänder zwischen 1371 Hz und 1549 Hz sowie zwischen 1849 Hz und 2009 Hz, die starke Unregelmäßigkeiten insbesondere im Phasengang aufweisen. In diesen Bereichen befinden sich Resonanzfrequenzen der für die Positionierung des Mikrofons notwendigen Vorrichtung. Aufgrund der hohen Schalldrücke wird deren Struktur zum Schwingen angeregt. Hierdurch ergibt sich zum einen eine Überhöhung des Schalldrucks durch den durch die Struktur abgestrahlten Körperschall. Zum anderen ist der Phasengang in diesen Frequenzbändern zufällig, da die Position des Mikrofons während der Schwingung der Struktur variiert. Für die weitere Auswertung werden demnach diese in Abbildung 7.3 mit gestrichelten Linien begrenzten Bereiche nicht berücksich-



**Abbildung 7.3:** Vergleich der Amplitude und der Phase der Schalldrucksignale der einzelnen akustischen Anregungseinheiten (AAE) in Abhängigkeit von der Frequenz bei 50% der maximalen Eingangsspannung

tigt. Für alle Anregungseinheiten weisen die Schalldruckverläufe die bereits in Abschnitt 4.1.1 identifizierten Überhöhungen infolge der Resonanzen der Horngeometrie auf. Der für die Schwingungsanregung zur Verfügung stehende Schalldruck ist somit von der Anregungsfrequenz abhängig.

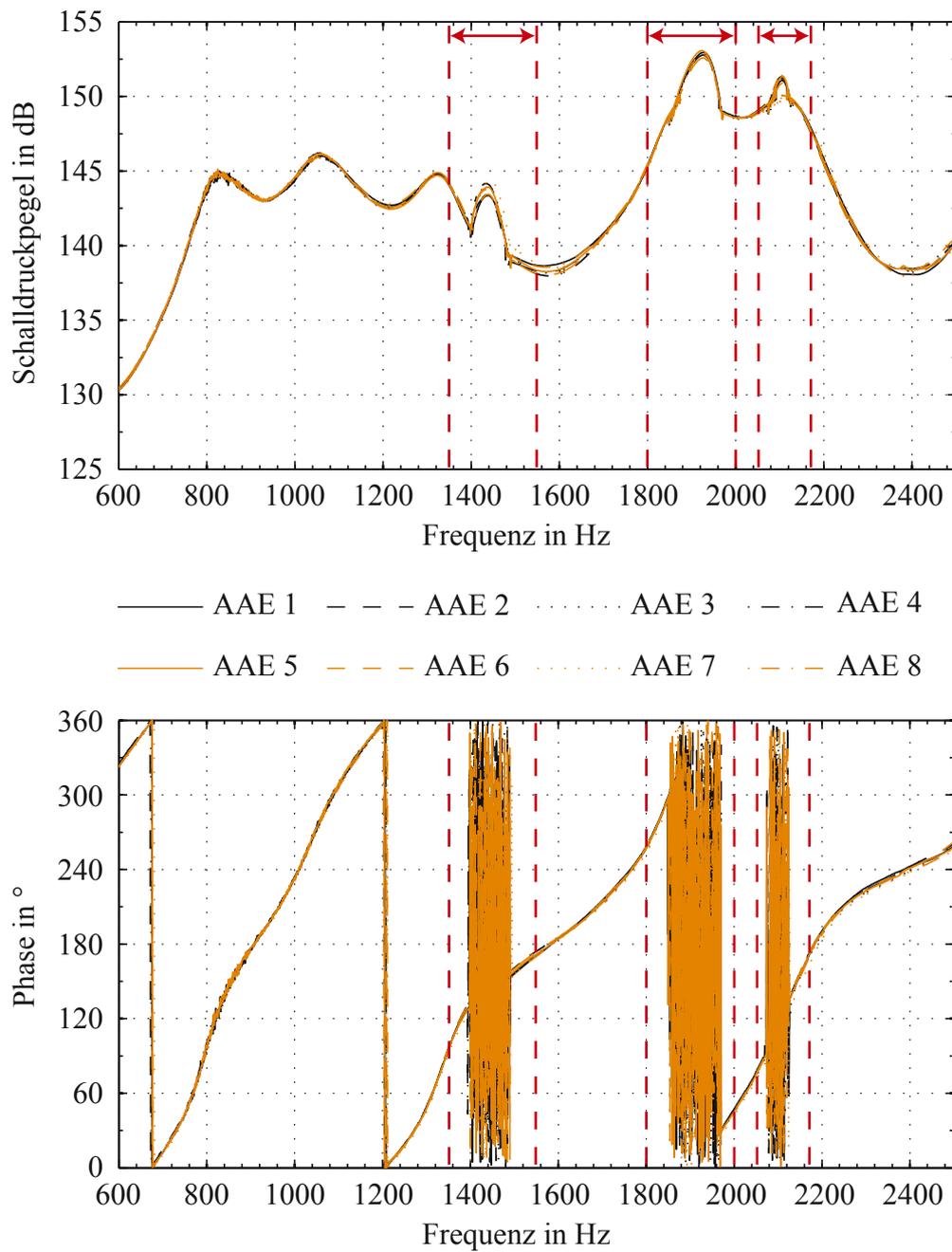
Die Phasendifferenz zwischen dem gemessenen akustischen und dem Referenzsignal nimmt mit zunehmender Frequenz kontinuierlich zu. Dieses Verhalten ist in der Physik der Akustik begründet. Der Phasenversatz zwischen dem Referenzsignal und dem akustischen Signal an der Messposition des Mikrofons wird durch den Abstand zwischen den akustischen Anregungseinheiten und der Position des Mikrofons sowie durch die akustische Wellenlänge bestimmt. Während der Abstand zwischen den akustischen Anregungseinheiten und dem Mikrofon konstant bleibt, nimmt die Länge der akustischen Welle  $\lambda$  mit zunehmender Frequenz ab. Folglich entspricht die Distanz zwischen der akustischer Anregungseinheit und dem Mikrofon einem größeren Abschnitt der Wellenlänge  $\lambda$  und somit einer größeren Phase. Bei einer konstanten Phase des Referenzsignals müsste demnach der Phasenversatz zwischen den beiden Signalen nach

$$\varphi = 360^\circ \frac{\Delta x}{\lambda} - \varphi_{\text{Ref}} = 360^\circ \frac{f \Delta x}{a} - \varphi_{\text{Ref}} \quad (7.1)$$

mit ansteigender Frequenz linear zunehmen. In Gleichung 7.1 repräsentiert  $\Delta x$  den Abstand zwischen den Membranen der Lautsprecher und der Messposition des Mikrofons.  $f$  ist die Frequenz des akustischen Signals,  $a$  die Schallgeschwindigkeit und  $\varphi_{\text{Ref}}$  die Phase des Referenzsignals. Wie in Abbildung 7.3 zu beobachten ist, ist der Anstieg der Phase jedoch nicht linear. Die Abweichung der Phasenverläufe von einem idealen linearen Verlauf ist auf die Einflüsse der Übertragungswege der elektrischen und der akustischen Signale sowie auf den Wandlungsprozess von einem elektrischen in ein akustisches Signal durch die Membranen der Lautsprecher zurückzuführen.

Wird der Effektivwert der Spannungsversorgung der Druckkammerlautsprecher auf 75% des maximal zulässigen Wertes erhöht, ergeben sich die in Abbildung 7.4 dargestellten Schalldruckpegel. Im Gegensatz zu der akustischen Vermessung bei 50% des maximalen Effektivwertes sind aufgrund des erhöhten Schalldrucks in diesem Fall drei Frequenzbänder, in denen Resonanzen der Vorrichtung zur Aufnahme des Mikrofons auftreten, zu beobachten. Diese Bereiche ausgenommen, lassen sich auch für diesen Betriebspunkt des akustischen Anregungssystems nur geringe Abweichungen hinsichtlich des Schalldruckpegels und der Phase zwischen den einzelnen Anregungseinheiten feststellen. Im Vergleich zu der Ansteuerung mit 50% des maximalen Effektivwertes kann eine Erhöhung des für die akustische Anregung zur Verfügung stehenden Schalldruckpegels über den gesamten Frequenzbereich festgestellt werden. Der Verlauf der Phase ist unter Vernachlässigung der Resonanzen nahezu identisch.

Um die Abweichungen zwischen den einzelnen Anregungseinheiten für beide Betriebspunkte zu quantifizieren, wird die frequenzabhängige Standardabweichung des Schalldruckpegels und der Phase gebildet. Sowohl die Mittel- als auch die maximalen Werte der Standardabweichung sind in Tabelle 7.1 zusammengefasst.  $A_{\text{eff,max}}$  bezeichnet in diesem Fall den Effektivwert der maximal



**Abbildung 7.4:** Vergleich der Amplitude und der Phase der Schalldrucksignale der einzelnen akustischen Anregungseinheiten (AAE) in Abhängigkeit von der Frequenz bei 75% der maximalen Eingangsspannung

zulässigen Steuerspannung. Zusätzlich zu den beiden untersuchten Betriebspunkten wird die Reproduzierbarkeit der Vermessung der akustischen Anregungseinheiten untersucht. Hierfür wird die Vermessung einer einzelnen Anregungseinheit insgesamt fünfmal wiederholt. Anschließend wird die Standardabweichung der Wiederholungen gebildet. Die Werte der auf Grundlage der Wiederholungsmessung gebildeten Standardabweichung sind ebenfalls in Tabelle 7.1 hinterlegt. Die in dieser Tabelle zusammengefassten Werte bestätigen den ersten Eindruck, dass die Abweichungen zwischen den einzelnen Anregungseinheiten in den Abbildungen 7.3 und 7.4 gering sind. Die für die beiden untersuchten Betriebspunkte gemessenen Unterschiede sind im schlechtesten Fall um einen Faktor von 2,17 höher als die erreichbare Reproduzierbarkeit der Messungen. Die Erhöhungen der maximalen Abweichungen der erzeugten Schalldruckpegel sind für beide Betriebspunkte gegenüber dem auf Basis der Wiederholungsmessungen berechneten Wert gering.

Die größten Abweichungen werden für die Phase festgestellt. Im Vergleich zu dem Schalldruckpegel, weist jedoch die Phase bereits im Rahmen der Wiederholungsmessungen größere absolute Werte sowohl für die mittlere als auch für die maximale Standardabweichung auf. Dies ist in einem gegenüber dem Schalldruckpegel größeren Fehler begründet, mit dem die Messung der Phase behaftet ist. Dieser Messfehler führt dazu, dass die Reproduzierbarkeit der gemessenen Phase gegenüber dem gemessenen Schalldruckpegel geringer ist und somit die Abweichungen der Phase zwischen den einzelnen Anregungseinheiten höher sind.

Basierend auf den in Tabelle 7.1 zusammengefassten Ergebnissen ist der für die Schwingungsanregung zur Verfügung stehende Schalldruckpegel für jede einzelne Anregungseinheit mit  $\pm 0,27$  dB bei einem Konfidenzintervall von 95% nahezu identisch. Dies gilt sowohl für eine Spannungsversorgung der akustischen Anregungseinheiten mit 50% als auch mit 75% der maximalen effektiven Spannung.

Größere Unterschiede werden für die Phasenlage gemessen. Den Einfluss einer nicht identischen und somit „verstimmten“ Phasenlage auf das erzeugte akustische Feld zeigt Tapken (2010). Wie bereits in Abschnitt 2.3 beschrieben, führt eine Verstimmung der Phasenlage zu sogenannten

**Tabelle 7.1:** Mittlere und maximale Standardabweichung des Schalldruckpegels und der Phase für verschiedene Versuchsreihen

Messreihe	Betrachtete Größe	Mittlere Standardabweichung	Maximale Standardabweichung
50% von $A_{\text{eff,max}}$	Schalldruckpegel	0,14 dB	0,28 dB
	Phase	1,56°	3,62°
75% von $A_{\text{eff,max}}$	Schalldruckpegel	0,14 dB	0,29 dB
	Phase	1,60°	4,77°
Wiederholungsmessungen	Schalldruckpegel	0,07 dB	0,21 dB
	Phase	0,86°	2,20°

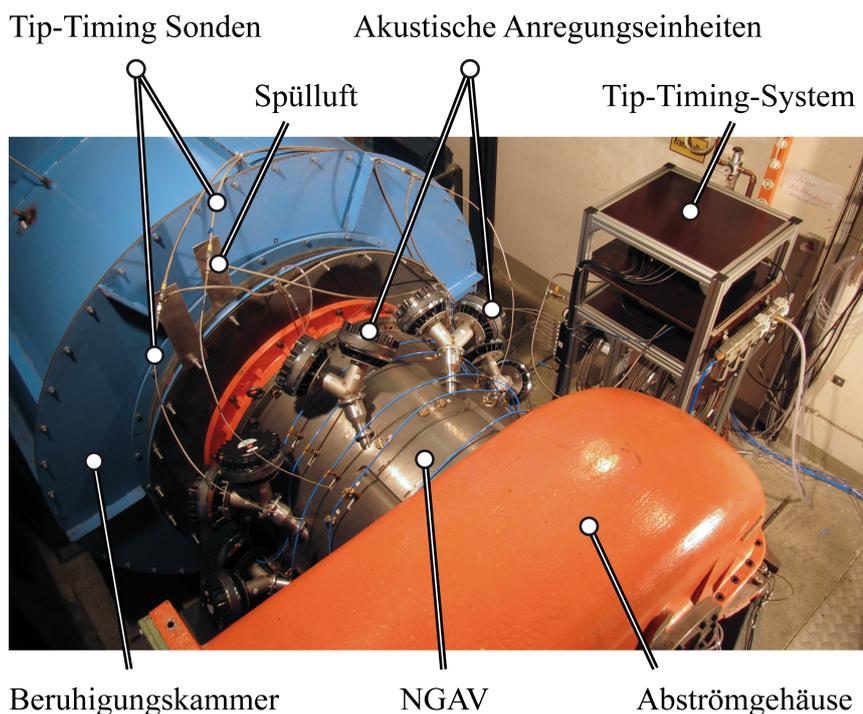
Spillover-Moden. Für akustische Systeme, die zur aktiven Reduzierung von Schallemissionen eingesetzt werden, ist die Erzeugung von Spillover-Moden ein unerwünschter Nebeneffekt. Im Gegensatz dazu kann ein Störeinfluss der Spillover-Moden auf die akustische Anregung von Schaufelschwingungen im rotierenden System ausgeschlossen werden, denn wie in Abschnitt 7.4 gezeigt wird, trägt jeweils nur eine akustische Mode zur Anregung der Schaufelschwingung bei. Weitere akustische Moden existieren zwar, beeinflussen die angeregte Schaufelschwingungsamplitude jedoch nicht. Auf eine nach Tapken (2010) als sehr aufwändig eingeschätzte Kalibrierung zur Reduzierung angeregter Spillover-Moden wird daher verzichtet.

### 7.3 Potential und Grenzen der akustischen Schaufelschwingungsanregung im rotierenden System

Die Erfassung der Schaufelschwingungen erfolgt im Rahmen der Erprobung und Optimierung des entwickelten akustischen Anregungssystems am NGAV mit Hilfe des in Abschnitt 5.1 beschriebenen optischen Tip-Timings. Ein wesentlicher Vorteil des Tip-Timing ist die Erfassung der Schwingungsantwort jeder einzelnen Schaufel. Tip-Timing ist daher besonders für die Charakterisierung des Systemverhaltens der gesamten Laufreihe geeignet.

Allen Untersuchungen am NGAV liegt der in Abbildung 7.5 dargestellte Versuchsaufbau zu Grunde. Die axiale Position der Tip-Timing Sonden kann je nachdem, welche Eigenmode der Laufbeschaufelung angeregt und untersucht werden soll, zwischen einer Position nahe der Vorderkante und einer Position nahe der Hinterkante der Laufbeschaufelung variiert werden. Im Rahmen der im Folgenden vorgestellten Untersuchungen ist die Laufbeschaufelung zunächst in der Nähe der Hinterkante instrumentiert. Diese axiale Messposition stellt eine hohe Sensitivität des Tip-Timing-Systems gegenüber den Eigenmoden sicher, die eine hohe Auslenkung der Schaufelspitze im Bereich der Hinterkante aufweisen. Nach der numerischen Modalanalyse sind dies für die Betrachtung der ersten sechs Eigenmoden die erste, die dritte, die fünfte und die sechste Eigenmode (vgl. Abbildung 5.7). Alle acht Sonden des Tip-Timing-Systems befinden sich an derselben axialen Position, sodass sich mit acht Messwerten pro Umdrehung des NGAV eine hohe Datendichte und auf Grundlage der in Kapitel 6 vorgestellten Ergebnisse eine hohe Messgenauigkeit der mit dem Tip-Timing-System gemessenen Schwingungsamplitude von  $0,97 \pm 0,07$  bei einem Konfidenzintervall von 95% ergibt. Die Messgenauigkeit ist in diesem Fall als Verhältnis der Schwingungsamplitude, die mit dem Tip-Timing-System gemessen wird, zu der mit Hilfe eines DMS gemessenen Schwingungsamplitude definiert.

Die akustische Anregung lässt sich im Wesentlichen durch drei Parameter steuern. Neben der Amplitude und der Frequenz des erzeugten Schalldrucks lässt sich die Phase der Steuersignale der einzelnen Anregungseinheiten vorgeben. Für die im Folgenden vorgestellten Ergebnisse erfolgt die Ansteuerung der einzelnen Anregungseinheiten gleichphasig, das heißt die Phase des Steuersignals ist für jede Anregungseinheit identisch.



**Abbildung 7.5:** Versuchsaufbau am Niedergeschwindigkeitsaxialverdichter (NGAV) für die Erprobung und Entwicklung des akustischen Anregungssystems

Um die Resonanzen der Laufbeschaufelung bei akustischer Anregung und bei verschiedenen Drehzahlen zu bestimmen, wird zunächst systematisch die Anregungsfrequenz variiert. Die Variation erfolgt zwischen 300 und 3000 Hz mit einer Schrittweite von 1 Hz unter Verwendung der in der Steuerung des akustischen Anregungssystems integrierten Sweep-Funktion. Simultan zur Variation der Anregungsfrequenz wird die Schwingungsantwort der Laufschaufeln mit Hilfe des Tip-Timing-Systems erfasst. Die Auswertung der Schwingungssignale der Schaufeln führt anschließend auf die in Abhängigkeit von der Anregungsfrequenz auftretenden Resonanzen. Die mit der beschriebenen Vorgehensweise bestimmten Resonanzbedingungen sind für die erste Biegemode der Laufschaufel in Abhängigkeit von der Drehzahl in Tabelle 7.2 zusammengefasst.  $f_S$  bezeichnet dabei die Schwingfrequenz der Schaufeln während  $f_{AAS}$  die Frequenz der akustischen Anregung repräsentiert. Es zeigt sich, dass eine Vielzahl von Anregungsfrequenzen für die Anregung der ersten Biegemode zur Verfügung steht. Dabei weichen die akustische Anregungsfrequenz und die Schwingfrequenz der Schaufel zum Teil deutlich voneinander ab. Der physikalische Hintergrund, der dieser Frequenzverschiebung zugrunde liegt, wird im nachfolgenden Abschnitt 7.4 beschrieben.

Die in Tabelle 7.2 hervorgehobenen Resonanzen sollen im Folgenden im Detail untersucht werden. Hierzu werden die verschiedenen Drehzahlen eingestellt und die Schwingungsamplituden über einen Zeitraum von ca. 30 s gemessen. Nach ca. 10 s der Messzeit wird das akustische Anregungs-

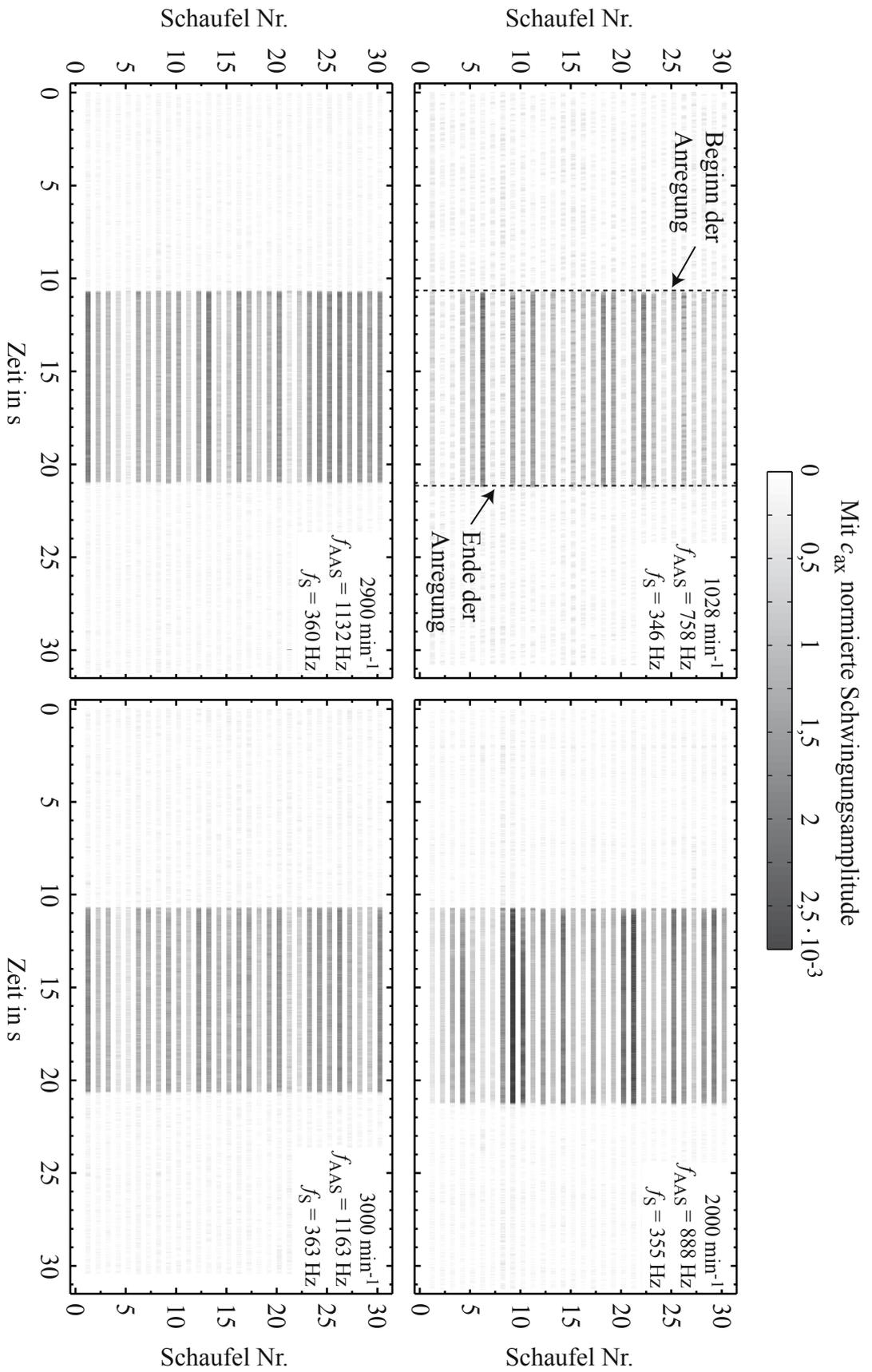


Abbildung 7.6: Akustische Anregung der ersten Biegemode (1F) bei verschiedenen Drehzahlen

**Tabelle 7.2:** Resonanzbedingungen für die erste Biegemode der NGAV-Laufschaukeln bei verschiedenen Drehzahlen

Drehzahl	Frequenz der Schaufelschwingung $f_s$	Frequenz der akustischen Anregung $f_{AAS}$
1028 $\text{min}^{-1}$	346 Hz	758 Hz
2000 $\text{min}^{-1}$	355 Hz	622 Hz
	355 Hz	888 Hz
	345 Hz	1154 Hz
2900 $\text{min}^{-1}$	360 Hz	1132 Hz
3000 $\text{min}^{-1}$	363 Hz	1163 Hz

system für 10 s mit der jeweiligen Anregungsfrequenz eingeschaltet. Die Druckkammerlautsprecher der Anregungseinheiten werden dabei mit 75% der maximal zulässigen Spannung betrieben.

Die Auswertung der Schaufelschwingungssignale erfolgt anschließend über eine Annäherung der gemessenen Werte unter Verwendung der Methode der kleinsten Fehlerquadrate. Als Ergebnis liefert diese Auswertung die Verläufe der Schaufelschwingungsamplituden bei einer vorgegebenen Frequenz (Schwingfrequenz der Schaufeln) mit einer Datendichte von einem Messwert pro Umdrehung. Alle im Folgenden vorgestellten Messergebnisse sind mit der axialen Sehnenlänge  $c_{ax}$  der Laufschaukel des NGAV normiert. Weiterhin sind alle Schwingungsamplituden als Wert zwischen dem Mittelwert der Schwingung und der minimalen beziehungsweise maximalen Auslenkung der Schwingung angegeben (0-to-peak).

Einen Überblick über die bei den verschiedenen Drehzahlen gemessenen Schaufelschwingungsamplituden gibt Abbildung 7.6. In dieser Abbildung ist die Schwingungsamplitude jeder einzelnen Schaufel in Abhängigkeit von der Zeit dargestellt. Anhand der Auswertung der Messdaten wird ein Messwert pro Umdrehung des Rotors bestimmt. Die in Abbildung 7.6 vorgestellten Messergebnisse belegen die Einsetzbarkeit der akustischen Anregung im rotierenden System, denn unabhängig von der Drehzahl werden die Schaufeln bei aktivem akustischem Anregungssystem zum Schwingen angeregt.

Die Schwingungsamplituden der Schaufeln sind dabei sowohl für die verschiedenen Drehzahlen als auch für die einzelnen Schaufeln bei einer konstanten Drehzahl unterschiedlich. Diese bei verschiedenen Drehzahlen sowie bei einer konstanten Drehzahl zu beobachtenden Unterschiede basieren auf verschiedenen Effekten:

1. Einer der Einflüsse, die zu unterschiedlichen Schwingungsamplituden bei verschiedenen Drehzahlen führen, ist der Betrag der anregenden akustischen Kraft. Für eine definierte Frequenz durchläuft jede Schaufel pro Umdrehung das gleiche Schallfeld und erfährt somit die gleiche Anregungskraft. Um die Schaufeln bei unterschiedlichen Drehzahlen anregen zu

können, muss jedoch die Anregungsfrequenz angepasst werden. Wie die Untersuchungen in Abschnitt 7.2 zeigen, ist bei einer konstanten Spannungsversorgung der Druckkammerlautsprecher der erzeugte Schalldruckpegel für verschiedene Frequenzen unterschiedlich hoch. Dieser Einfluss resultiert aus dem charakteristischen von der Frequenz abhängigen Übertragungsverhalten der Horngeometrie der akustischen Anregungseinheiten (siehe Abbildung 7.4). Die anregende Kraft und darauf aufbauend die Amplituden der angeregten Schaufelschwingungen variieren somit aufgrund der Funktionsweise der akustischen Anregung in Abhängigkeit von der Drehzahl.

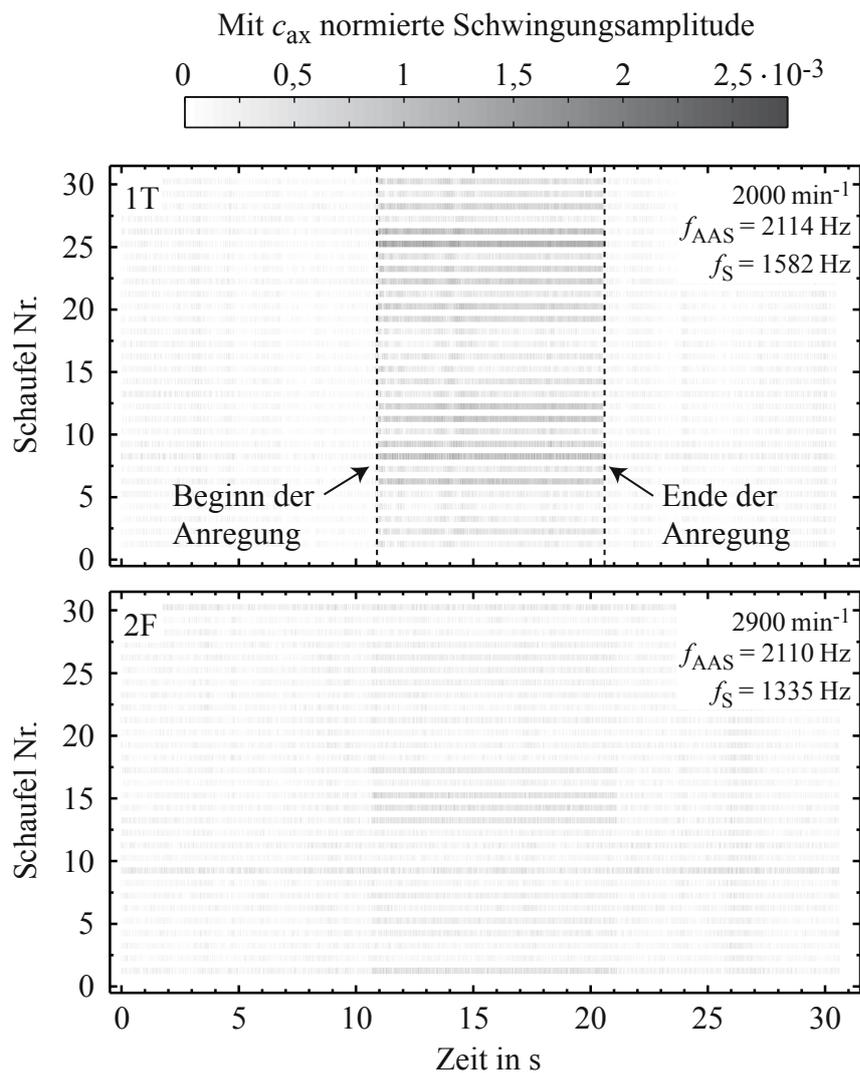
2. Einer der Einflüsse, die zu unterschiedlichen Schwingungsamplituden zwischen den einzelnen Schaufeln bei einer konstanten Drehzahl führen, sind die unterschiedlichen mechanische Eigenschaften der angeregten Schaufeln. Die Unterschiede resultieren einerseits aus den Toleranzen im Herstellungsprozess der einzelnen Schaufeln sowie aus Materialimperfectionen. Andererseits führt die in Abschnitt 5.2 beschriebene und in Abbildung 5.6 dargestellte konstruktive Umsetzung der Verbindung zwischen dem Schaufelfuß und der Rotor-scheibe zu unterschiedlichen Fügstellendämpfungen in diesem Bereich. Als Resultat der beschriebenen Verstimmung der Fügstellendämpfungen und der durch den Fertigungsprozess verursachten Verstimmung der mechanischen Eigenschaften unterscheiden sich sowohl die Eigenfrequenzen der einzelnen Schaufeln (siehe Gleichung 3.22) als auch die sich bei Resonanz einstellende Amplitude (siehe Gleichung 3.23).
3. Bei der akustischen Anregung wird jeweils eine diskrete Anregungsfrequenz vorgegeben, die die Schaufeln zum Schwingen anregt. Wie im vorherigen Aufzählungspunkt beschrieben, sind die Eigenfrequenzen der angeregten Schaufeln unterschiedlich. Die Schaufeln antworten daher bei Anregung mit einer definierten Anregungsfrequenz mit unterschiedlichen Schwingungsamplituden.
4. Die höchsten Schwingungsamplituden lassen sich für  $2000 \text{ min}^{-1}$  erreichen (siehe Abbildung 7.6). Weiterhin werden für Drehzahlen höher als  $2000 \text{ min}^{-1}$  die Unterschiede zwischen den Schwingungsantworten der einzelnen Schaufeln geringer. Bei einer Drehzahl von  $1028 \text{ min}^{-1}$  beträgt die Varianz der gemittelten Schwingungsamplitude der 30 Laufschaufeln  $\pm 0,0172 \text{ mm}$ , während sich dieser Wert für  $2900$  und  $3000 \text{ min}^{-1}$  auf  $\pm 0,0169 \text{ mm}$  bzw.  $\pm 0,0139 \text{ mm}$  reduziert. Eine mögliche Erklärung hierfür sind die sich mit steigender Drehzahl ändernden Einspannbedingungen der NGAV-Laufschaufeln. Wie bereits in Abschnitt 5.2 beschrieben, kann bei der Konstruktion der Schaufel-Scheibe-Verbindung des NGAV nicht von einer definierten für alle Laufschaufeln einheitlichen Einspannbedingung ausgegangen werden. Die mit zunehmender Drehzahl ansteigende Fliehkraft könnte jedoch die Unterschiede in der Einspannung reduzieren, wie im Folgenden erläutert wird: Die Fliehkraft wirkt auf die Laufschaufeln. Die Kontaktkraft zwischen den Schaufelfüßen und den Halteringen steigt mit zunehmender Drehzahl aufgrund der ebenfalls ansteigenden Fliehkraft an. Die höheren Kontaktkräfte könnten zu einer Angleichung der Einspannbedingungen der Laufschaufeln führen. Die Variation der Steifigkeit und der Dämpfung zwischen

den einzelnen Schaufeln wären in diesem Fall geringer. Beide Parameter beeinflussen die Eigenfrequenzen der Schaufeln, weshalb auch die Variation der Schaufeleigenfrequenzen abnehmen würde. Folglich wären die Unterschiede zwischen den Schwingungsantworten der einzelnen Schaufeln bei Anregung mit einer diskreten Frequenz, wie im Experiment beobachtet, geringer. Die im zweiten Aufzählungspunkt angeführte „Verstimmung“ der mechanischen Eigenschaften der Beschaukelung beziehungsweise deren Änderung könnte demnach ebenfalls einen Einfluss auf die anregbare Schwingungsamplitude bei unterschiedlichen Drehzahlen haben. Um diese These zu belegen, müssten weitere Untersuchungen durchgeführt werden, in denen die Verstimmung der Schaufeleigenfrequenzen in Abhängigkeit von der Drehzahl bestimmt wird. Solche Untersuchungen sind jedoch nicht Bestandteil dieser Arbeit.

Die bei akustischer Anregung und bei verschiedenen Drehzahlen gemessenen Schaufelschwingungen belegen die Einsetzbarkeit des akustischen Systems zur Anregung von Schaufelschwingungen im rotierenden System. Alle bis hierher gezeigten Ergebnisse basieren ausschließlich auf der Anregung der ersten Biegemode der Beschaukelung. Für die Charakterisierung des aeroelastischen Verhaltens einer Beschaukelung ist jedoch die Möglichkeit zur Anregung weiterer Schwingungsmoden wünschenswert. Analog zum Vorgehen der Identifikation und Anregung der ersten Biegemode der Laufbeschaukelung kann für die erste Torsionsmode der Laufbeschaukelung die Erfüllung der Resonanzbedingung bei  $2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $f_S = 1582 \text{ Hz}$  und  $f_{AAS} = 2114 \text{ Hz}$  bestimmt werden. Für den Nachweis der Anregbarkeit der zweiten Biegemode wird die Tip-Timing-Instrumentierung der zweiten Laufreihe des NGAV zur Vorderkante hin versetzt. Wie Abbildung 5.7 zu entnehmen ist, sind die größten Auslenkungen der zweiten Biegemode im Bereich der Vorderkante zu erwarten. Der Bereich der Vorderkante stellt demnach den optimalen Bereich zur Erfassung der zweiten Biegemode dar. Mit der versetzten Tip-Timing-Instrumentierung wird die für die Anregung der zweiten Biegemode der Laufbeschaukelung erforderliche Anregungsfrequenz bei  $2900 \text{ min}^{-1}$  zu  $2110 \text{ Hz}$  bestimmt. Die Schaufeln schwingen in diesem Fall mit einer Frequenz von  $1335 \text{ Hz}$ .

Eine Übersicht über die Schwingungsamplituden für den Fall der akustischen Anregung höherer Moden ist in Abbildung 7.7 dargestellt. In diesen Fällen werden die akustischen Anregungseinheiten mit der maximal zulässigen Spannung betrieben. Analog zu der in Abbildung 7.6 dargestellten Anregung der ersten Biegemode antworten die Schaufeln in Abbildung 7.7 ebenfalls ab Beginn der Anregung mit einer Schwingung. In diesem Fall schwingen die Schaufeln jedoch in der ersten Torsions- und in der zweiten Biegemode.

Die höchsten angeregten Schwingungsamplituden der höheren Moden sind mit  $0,064 \text{ mm}$  (1T) und  $0,039 \text{ mm}$  (2F) jedoch geringer als die der ersten Biegemode mit  $0,137 \text{ mm}$  (jeweils gemessen bei  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ). Insbesondere für die zweite Biegemode können nur kleine Schwingungsamplituden mit einem geringem Signal-zu-Rausch Abstand erreicht werden. Dies führt beispielsweise für Schaufel 9 und Schaufel 30 in Abbildung 7.7 für die zweite Biegemode dazu, dass fälschlicherweise selbst bei inaktiver akustischer Anregung geringe Schwingungsamplituden identifiziert werden. Der Grund hierfür ist in der verwendeten Auswertungsmethodik zu finden: Diese nähert



**Abbildung 7.7:** Akustische Anregung der ersten Torsions- (1T) und der zweiten Biegemode (2F)

einerseits die auftretenden Schwingungsamplituden anhand der Methode der kleinsten Fehlerquadrate an und reduziert andererseits den Rauschteil des Messsignals durch die Korrektur anhand eines Messpunktes, in dem keine Schwingungen der Schaufeln auftreten (siehe Anhang D). Ein geringer Signal-zu-Rausch Abstand stört sowohl die Annäherung der Schwingungsamplituden anhand der Methode der kleinsten Fehlerquadrate als auch die Korrektur des Rauschteils dahingehend, dass der für Schaufel 9 und Schaufel 30 beschriebene Auswertungsfehler auftreten kann.

Für die geringen gemessenen Schwingungsamplituden höherer Schwingungsmoden gibt es mehrere Gründe. So sind die Bereiche, in denen große Schwingungsamplituden vorhergesagt werden, für die erste Torsions- und die zweite Biegemode im Bereich der Vorder- beziehungsweise Hin-

**Tabelle 7.3:** Bei den verschiedenen Anregungsfrequenzen zur Verfügung stehender Schalldruckpegel pro akustische Anregungseinheit bei 75% der maximalen Spannung

Angeregte Mode	Drehzahl	Anregungsfrequenz $f_{\text{AAS}}$	Schalldruckpegel pro Anregungseinheit
1. Biegemode (1F)	1028 min <sup>-1</sup>	758 Hz	152,7 dB
	2000 min <sup>-1</sup>	622 Hz	144,4 dB
		888 Hz	155,2 dB
		1154 Hz	155,2 dB
		1413 Hz	157,7 dB
2900 min <sup>-1</sup>	1132 Hz	156,2 dB	
	3000 min <sup>-1</sup>	1163 Hz	154,8 dB
2. Biegemode (2F)	2900 min <sup>-1</sup>	2110 Hz	165,7 dB
1. Torsionsmode (1T)	2000 min <sup>-1</sup>	2114 Hz	165,6 dB

terkante lokalisiert (siehe Abbildung 7.7). Aufgrund der großen Gradienten in den Verläufen der Schwingungsamplituden der höheren Moden im Blattspitzenbereich resultiert demnach schon die für diese Arbeit umgesetzte geringe axiale Verschiebung der Tip-Timing Messposition von 4 mm, ausgehend von der Profilhinter- beziehungsweise Profilverderkante in Richtung des Profilschwerpunkts, in einer geringeren messbaren Schwingungsamplitude. Zusätzlich wird die Kraft, die für die Anregung einer bestimmten Amplitude benötigt wird, mit zunehmender Modenordnung größer. Die Begründung hierfür ist in der zunehmend komplexeren Verformung der Struktur für höhere Eigenmoden zu finden. Die modale Steifigkeit und damit auch die für eine bestimmte Auslenkung benötigte Anregungskraft nimmt aufgrund der komplexeren Verformung mit ansteigender Modenordnung zu.

Die bei den einzelnen Anregungsfrequenzen zur Verfügung stehenden Schalldruckpegel sind in Tabelle 7.3 zusammengefasst. Die Werte basieren auf dem in Abschnitt 7.2 vorgestellten Versuchsaufbau und beziehen sich auf den pro Anregungseinheit erreichbaren Schalldruckpegel. Der Abstand zwischen dem Mikrofon zur Erfassung des Schalldrucks und dem Hornmund ist in diesem Fall so gewählt, dass er dem Abstand zwischen dem Hornmund und den Blattspitzen der im NGAV angeregten Schaufeln entspricht. Es fällt auf, dass für die Anregung der höheren Eigenmoden mit  $\approx 165,7$  dB im Vergleich zu der Anregung der ersten Biegemode mit 144,4 dB bis 157,7 dB ein deutlich höherer Schalldruckpegel zur Verfügung steht. Dennoch ist die infolge der akustischen Anregung gemessene Schwingungsamplitude aufgrund der oben beschriebenen Effekte für die höheren Eigenmoden geringer.

Um einen von der Messposition unabhängigen und somit vergleichbaren Wert für die akustische Schaufelschwingungsanregung zu erhalten, werden die gemessenen Schwingungsamplituden in die während der Schwingung auftretende, maximale Belastung des Schaufelmaterials umgerechnet. Der Berechnung der maximalen Belastung wird die Gestaltänderungsenergiehypothese

(GEH) zu Grunde gelegt. Diese Hypothese hat sich nach Radaj und Vormwald (2007) für Belastungen duktiler Werkstoffe bewährt und liefert in Form der von-Mises-Vergleichsspannung einen skalaren Wert für mehrachsige Beanspruchungen. Zur Normierung der berechneten von-Mises-Vergleichsspannungen wird die Dauerfestigkeit  $\sigma_D$  des NGAV-Laufschaukel-Materials verwendet. Der in dieser Arbeit verwendete Wert für die Dauerfestigkeit wird anhand einer Gewichtung der Dauerfestigkeit unter Zug mit 60% und der Dauerfestigkeit unter Druck mit 40% festgelegt. Mit den in Landers und Hardrath (1956) angegebenen Dauerfestigkeiten unter Zug und unter Druck für AlZnMgCu1,5 (EN AW-7075) ergibt sich dieser Wert zu  $203,9 \cdot 10^6$  Pa. Die für die Umrechnung der gemessenen Schwingungsamplituden benötigten Faktoren werden mit Hilfe einer harmonischen Analyse im Rahmen einer FEM-Simulation bestimmt. Diese numerische Berechnungsmethode ermöglicht die Berechnung des Schwingverhaltens einer Struktur unter einer periodischen Belastung. Sowohl die Frequenz und die Amplitude der Belastung als auch weitere Randbedingungen wie zum Beispiel die Einspannung der Struktur können hierbei vorgegeben werden. Um eine möglichst genaue Vorhersage der auftretenden Belastung zu erreichen, wird eine Netzstudie hinsichtlich der Abhängigkeit der von-Mises-Vergleichsspannung von der Netzauflösung im Übergang zwischen dem Schaufelblatt und dem Schaufelfuß durchgeführt. Die Randbedingungen werden dabei aus der in Abschnitt 5.2 vorgestellten Modalanalyse übernommen. Die Netzstudie zeigt, dass eine weitere Verfeinerung des bereits für die Modalanalyse verwendeten Netzes und der anschließende Vergleich der auf Basis der beiden Netze berechneten von-Mises-Vergleichsspannungen zu einer Änderung von 0,3% führt. Die räumliche Diskretisierung des für die Modalanalyse verwendeten Netzes ist mit 281.474 Elementen für die Berechnung der Spannungen demnach hinreichend genau und wird im Folgenden verwendet.

Der Einfluss der Rotorscheibe auf das Schwingverhalten der Schaufeln wird analog zu der in Abschnitt 5.2 vorgestellten Modalanalyse vernachlässigt. Diese Annahme gründet sich zum einen auf die im Übergang zwischen dem Schaufelfuß und der Rotorscheibe wirkenden Fügstellen-dämpfung. Bedingt durch die am NGAV umgesetzte Konstruktion (siehe Abschnitt 5.2) und der im Vergleich zu realen Kraftwerksturbinen geringeren Fliehkraft, die auf die Laufschaukeln wirkt, ist an dieser Stelle ein höherer Dämpfungswert zu erwarten, als beispielsweise für eine Steckverbindung mit Tannenbaumfuß in realen Gas- oder Dampfturbinen üblich. Zum anderen weisen die Schaufeln gegenüber der Scheibe eine geringe Steifigkeit auf, sodass insgesamt von einer zu vernachlässigenden Kopplung zwischen den Schaufeln über die Scheibe ausgegangen werden kann. Zur Bestätigung dieser Annahme wird eine zyklische Modalanalyse durchgeführt, die den Einfluss der Scheibe auf die Eigenfrequenz der ersten Biegemode der Laufschaukeln berücksichtigt. Die Berechnungen zeigen, dass lediglich für die Knotendurchmesser -2 bis +2 ein Einfluss der Scheibe existiert. Die Annahme der Vernachlässigung des Einflusses der Scheibe ist somit für den Großteil der in dieser Arbeit vorgestellten Ergebnisse gültig und dient weiterhin einer Modellierung, die so einfach ist, dass eine harmonische Analyse inklusive einer Modalanalyse im vorliegenden Fall innerhalb von 19,5 Minuten auf einem modernen Quad-Core Arbeitsplatzrechner mit 16 GB RAM und 64-bit Betriebssystem berechnet werden kann.

Wie eingangs erwähnt erfolgt die Bestimmung der Umrechnungsfaktoren zwischen der gemess-

senen Schwingungsamplitude und der auftretenden von-Mises-Vergleichsspannung anhand einer harmonischen Analyse. Zur Anregung der Struktur in ihrer jeweiligen Eigenfrequenz wird eine harmonische Kraft, die je nach Schwingform an der Vorder- oder Hinterkante der Blattspitze angreift, simuliert. Der für die harmonische Analyse angenommene Dämpfungsgrad beträgt 1%. Die in dieser Arbeit angeregten Schwingungsamplituden bewegen sich im linearen Bereich. Dass heißt, dass ein von der Schwingungsamplitude unabhängiger, modaler Umrechnungsfaktor zwischen den gemessenen Schwingungsamplituden und den dabei auftretenden von-Mises-Vergleichsspannungen bestimmt werden kann. Anhand dieses Umrechnungsfaktors wird zunächst die gemessene Schwingungsamplitude in die während der Schwingung auftretende von-Mises-Vergleichsspannung umgerechnet. Diese wird anschließend mit dem auf Seite 102 angegebenen Wert für die Dauerfestigkeit  $\sigma_D$  normiert. Die nach diesem Vorgehen berechneten Belastungszustände sind für alle bis hierhin vorgestellten Ergebnisse in Tabelle 7.4 zusammengefasst.

Die höchsten Belastungszustände lassen sich für die erste Biegemode bei  $2000 \text{ min}^{-1}$  und einer Anregungsfrequenz von 888 Hz und für die erste Torsionsmode bei  $2000 \text{ min}^{-1}$  erreichen. Die Belastung der Laufschaufel bei akustischer Anregung der zweiten Biegemode liegt im Vergleich zu den für die erste Biege- und die erste Torsionsmode genannten maximalen Werten auf einem geringen Niveau. Potential zur Steigerung der anregbaren Amplituden ergibt sich durch das Übertragungsverhalten der akustischen Anregungseinheiten (siehe Abbildung 7.4). So kann durch die Abstimmung der frequenzabhängigen Maxima mit den jeweiligen Anregungsfrequenzen ein Optimum hinsichtlich des für die Anregung zur Verfügung stehenden Schalldrucks erreicht werden. Weiterhin reduziert nach Gleichung 3.23 die durch die Schaufel-Scheibe-Verbindung des NGAV und durch die geringe Fliehkraft bedingte hohe mechanische Dämpfung die in der NGAV-

**Tabelle 7.4:** Mit der Dauerfestigkeit  $\sigma_D$  normierte Belastungszustände in Folge der akustischen Anregung

Drehzahl	Schwingform	$f_S$	$f_{AAS}$	Über alle Schaufeln gemittelte, mit $\sigma_D$ normierte Belastung	Maximale an einer einzelnen Schaufel auftretende, mit $\sigma_D$ normierte Belastung
$1028 \text{ min}^{-1}$	1F	346 Hz	758 Hz	0,78%	2,62%
$2000 \text{ min}^{-1}$	1F	355 Hz	622 Hz	0,81%	2,28%
	1F	355 Hz	888 Hz	1,37%	4,11%
	1F	355 Hz	1154 Hz	0,88%	1,93%
	1F	345 Hz	1413 Hz	0,51%	1,10%
	1T	1582 Hz	2114 Hz	0,93%	3,76%
$2900 \text{ min}^{-1}$	1F	360 Hz	1132 Hz	1,30%	2,67%
	2F	1335 Hz	2110 Hz	0,45%	1,38%
$3000 \text{ min}^{-1}$	1F	363 Hz	1163 Hz	1,26%	2,42%

Laufbeschaufelung anregbare Schwingungsamplitude. Durch den Einsatz der akustischen Anregung auf einem Prüfstand, in dem die Beschaufelung im Vergleich zu dem NGAV eine geringere Dämpfung aufweist, könnten also die erreichbaren Belastungen gesteigert werden.

Die erfolgreiche Erprobung der akustischen Anregung im NGAV belegt die Einsetzbarkeit des entwickelten akustischen Systems für die Anregung von Schaufelschwingungen im rotierenden System. Neben der ersten Biegemode können auch höhere Eigenmoden, das heißt die zweite Biegemode und die erste Torsionsmode, gezielt angeregt werden. Die akustische Anregung stellt somit ein effektives Werkzeug zur Untersuchung des aeroelastischen Verhaltens verschiedener Schwingfamilien dar.

Eine Schwingfamilie umfasst hierbei alle Schwingformen einer bestimmten Eigenmode einer Turbomaschinenschaufel. Wie in Abschnitt 3.2.1 beschrieben, existieren aufgrund der zyklischen Symmetrie einer Schaufelreihe in Turbomaschinen mehrere Schwingformen, die ein und dieselbe Eigenmode einer Schaufel beinhalten. Der wesentliche Unterschied dieser Schwingformen ist die Anzahl der Knotendurchmesser, mit der die Schaufelreihe schwingt. Für die NGAV-Laufbeschaufelung existieren aufgrund der Schaufelanzahl von  $N = 30$ , 30 verschiedene Schwingformen, die in einer Schwingfamilie zusammengefasst werden.

#### 7.4 Physikalische Zusammenhänge bei akustischer Schaufelschwingungsanregung im rotierenden System

Die im vorherigen Abschnitt vorgestellte Variation der Frequenz der akustischen Anregung zeigt, dass eine Vielzahl von Resonanzen bei verschiedenen Anregungsfrequenzen existiert. Je nach Resonanzstelle ist ein Faktor zwischen Anregungs- und Schwingfrequenz von 1,34 bis 4,1 zu beobachten. Eine Frequenzverschiebung in dieser Größe ist nicht allein durch den aus der Rotation des Rotors resultierenden Doppler-Effekt zu erklären, wie die nachfolgenden Ausführungen zeigen.

Nach Veit (2012) kann der Faktor, der sich aufgrund des Doppler-Effektes zwischen der akustischen Anregungsfrequenz  $f_{AAS}$  und der Frequenz des auf die rotierenden Schaufeln wirkenden Schalldrucks  $f_{AAS,S}$  ergibt, nach

$$\frac{f_{AAS}}{f_{AAS,S}} = \frac{1}{\left(1 - \frac{v_s}{a}\right)} = \frac{1}{(1 - Ma_s)} \quad (7.2)$$

berechnet werden. Das akustische Anregungssystem wird hierbei als stationäre Quelle und die rotierende Laufschaufel als bewegter Beobachter angenommen. Nach der Theorie der fremderregten Schwingungen sind die Anregungsfrequenz im rotierenden System und die Schwingfrequenz der Schaufeln  $f_s$  identisch, wie im anschließenden Absatz im Detail erläutert wird. Der kleinste Faktor für  $f_{AAS}/f_{AAS,S}$  beträgt im Experiment 1,34 bei  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ . Dabei wird vorausgesetzt, dass die Schwingfrequenz der rotierenden Schaufeln  $f_s$  mit der Frequenz des auf die rotierenden Schaufeln wirkenden Schalldrucks  $f_{AAS,S}$  übereinstimmt. Die Gültigkeit dieser Annahme wird

im Detail an späterer Stelle dieses Abschnitts erläutert. Bei einer Drehzahl von  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  erreichen die NGAV-Laufschaukeln eine Mach-Zahl von  $Ma_S = 0,23$ . Je nachdem, ob sich die Schaufeln von der stationären Quelle weg, oder auf sie zu bewegen, muss  $Ma_S$  mit positivem oder negativem Vorzeichen in Gleichung 7.2 eingesetzt werden. Für diese beiden Fälle betragen die Faktoren aufgrund des Doppler-Effektes zwischen der Anregungsfrequenz im stationären und der Anregungsfrequenz im rotierenden System 1,3 beziehungsweise 0,81. Beide Faktoren sind somit geringer als der kleinste, während der akustischen Anregung beobachtete Wert von 1,34.

Um die im Experiment gemessenen Faktoren von 1,34 bis 4,1 physikalisch herzuleiten, muss zusätzlich zu der Rotation des Rotors eine weitere aus der Akustik resultierende Geschwindigkeitskomponente berücksichtigt werden. Dies wird im Folgenden gezeigt.

Für die Herleitung des physikalischen Zusammenhangs zwischen der akustischen Anregung und dem Schwingverhalten soll zunächst das Systemverhalten der akustisch angeregten Schwingungszustände bestimmt werden. Der Charakterisierung des Systemverhaltens dient der Interblade Phase Angle beziehungsweise der mit dieser Größe verknüpfte Knotendurchmesser. Für die Bestimmung dieser Größen wird der Phasenversatz zwischen den Schwingungen der einzelnen Schaufeln benötigt. Dieser wird vom Tip-Timing-System erfasst. Für die Bestimmung der in den Schwingungszuständen enthaltenen Knotendurchmesser werden die momentanen Amplitudenverteilungen der schwingenden Schaufeln für jede Umdrehung ausgewertet. Hierfür wird angenommen, dass die Schwingfrequenz für alle Schaufeln identisch ist. Diese Annahme gründet sich darauf, dass die Schwingfrequenz durch die diskrete Frequenz der akustischen Anregung vorgegeben ist. Obwohl die Eigenfrequenzen der einzelnen Schaufeln, wie in Abschnitt 7.3 beschrieben, nicht identisch sind, antworten die Schaufeln nach Magnus et al. (2008) bei einer fremderregten Schwingung gemeinsam mit der Erregerfrequenz. Der durch das akustische Anregungssystem erzeugte Schalldruck stellt für die Laufschaukeln eine von außen aufgeprägte Anregungskraft dar und kann somit als Erregerkraft einer fremderregten Schwingung interpretiert werden. Dass ausschließlich eine Schwingungsantwort der Schaufeln in der Anregungsfrequenz möglich ist, ist physikalisch auf die Orthogonalität trigonometrischer Funktionen zurückzuführen. Diese Eigenschaft der trigonometrischen Funktionen ist dafür verantwortlich, dass die modale Erregung nur dann einen Wert von größer Null annimmt, wenn die Schwingfrequenz der Schaufel der Erregerfrequenz entspricht.

Die Auswertung der momentanen Amplitudenverteilungen erfolgt unter Verwendung einer räumlichen Fourier-Transformation und liefert sowohl die enthaltenen Knotendurchmesser als auch die Amplituden der einzelnen Knotendurchmesser im stationären System. In diesem Fall dient die Fourier-Transformation nicht zur Überführung in den Frequenzbereich, sondern kann als Zerlegung einer momentanen Amplitudenverteilung in ihre räumlich periodischen Anteile verstanden werden. Die Periodenlänge dieser Anteile ist hierbei nicht von einer Frequenz oder der Zeit sondern von der Anzahl der Knotendurchmesser abhängig, die den jeweiligen Anteil charakterisiert. Sie entspricht somit einem bestimmten Bogenabschnitt in Umfangsrichtung und nicht einer definierten Dauer.

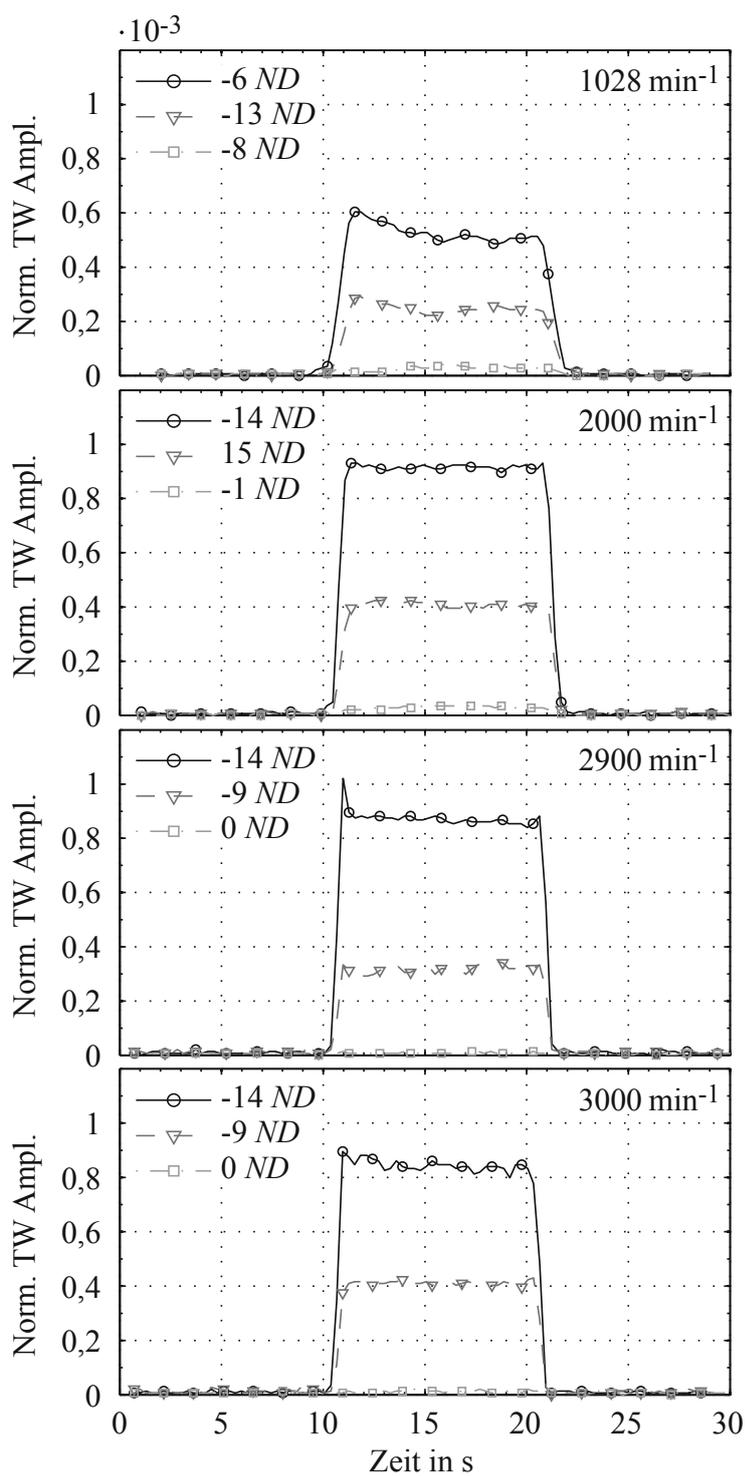
Für die Umrechnung der Knotendurchmesser in das Relativsystem der rotierenden Beschaukelung

wird die im stationären System überlagerte Rotation der Beschaukelung nach Heath und Imreun (1998) herausgerechnet. Die für die einzelnen Knotendurchmesser berechneten Amplituden entsprechen einem Durchschnittswert, der sich als Mittelwert der Schwingungsamplituden aller Schaufeln ergibt.

Das Ergebnis der Auswertung des Schwingverhaltens der gesamten Schaufelreihe ist für die Anregung der ersten Biegemode bei verschiedenen Drehzahlen in Abbildung 7.8 dargestellt. Gezeigt sind die mit  $c_{ax}$  normierten Traveling Wave Amplituden verschiedener Knotendurchmesser. Die Datenbasis ist dabei dieselbe, die Abbildung 7.6 zugrunde liegt. Um das Schwingverhalten der Schaufeln bei den verschiedenen Drehzahlen zu charakterisieren, umfasst Abbildung 7.8 die Amplitudenverläufe von jeweils drei verschiedenen Knotendurchmessern. Die erste in der jeweiligen Legende aufgeführte Komponente repräsentiert den Knotendurchmesser mit den größten gemessenen Amplituden und kann daher als wesentliches Charakteristikum des analysierten Schwingungszustandes interpretiert werden. Aufgrund der Verstimmung der Beschaukelung ist die Schwingung jedoch nicht auf einen einzelnen Knotendurchmesser begrenzt. Vielmehr setzt sich die Schwingung aus verschiedenen Knotendurchmessern mit unterschiedlichen Amplituden zusammen. Aufgrund dessen sind zur genaueren Charakterisierung zwei weitere Knotendurchmesser dargestellt, die die obere und die untere Begrenzung der Amplitudenverläufe der zusätzlich zur Hauptkomponente enthaltenen Knotendurchmesser repräsentieren. Wie die Analyse des Schwingverhaltens hinsichtlich der dominanten Knotendurchmesser zeigt, sind die Schwingungen unabhängig von der Drehzahl durch eine rückwärtslaufende Wellenbewegung charakterisiert, die anhand des negativen Vorzeichens des Knotendurchmessers erkannt werden kann.

Der Vergleich zwischen den bei verschiedenen Drehzahlen angeregten Schwingungen ergibt, dass sich die Hauptkomponente der gemessenen Knotendurchmesser nur für die akustische Anregung bei  $1028 \text{ min}^{-1}$  von -14 auf -6 ändert. Die Ursache für dieses Verhalten ist in der Physik der akustischen Anregung begründet. Ein wichtiger Einflussfaktor sowohl für das Schwingverhalten als auch für die Frequenzverschiebung zwischen der akustischen Anregungsfrequenz und der Schwingfrequenz der Schaufel ist die Schalldruckverteilung der für die Anregung der Schaufelschwingung verantwortlichen akustischen Mode. Eine für die Vermessung des akustischen Feldes und somit für die Charakterisierung der akustischen Anregung geeignete Methode ist die Azimuthalmoden-Zerlegung (engl. Azimuthal Mode Decomposition). Für die Erfassung der radialen Komponente einer akustischen Mode ist die Radialmodenanalyse (RMA) eine übliche Vorgehensweise. Grundlegend für beide Verfahren sind jedoch die Signale einer Vielzahl von über den Umfang verteilten und in verschiedenen axialen Ebenen angeordneten instationären Druckaufnehmern oder Mikrofonen, die nicht im Instrumentierungsumfang des NGAV enthalten sind. Aufgrund dessen sollen alternativ zu einer Azimuthalmoden-Zerlegung im Folgenden die Tip-Timing-Messungen als Indikator zur Bestimmung derjenigen akustischen Mode verwendet werden, die für die akustische Anregung verantwortlich ist.

Im Allgemeinen ist der Knotendurchmesser, der die Schwingung einer Laufreihe bei fremderregten Schwingungen charakterisiert, ein Abbild des Musters der Anregung. So wird beispielsweise



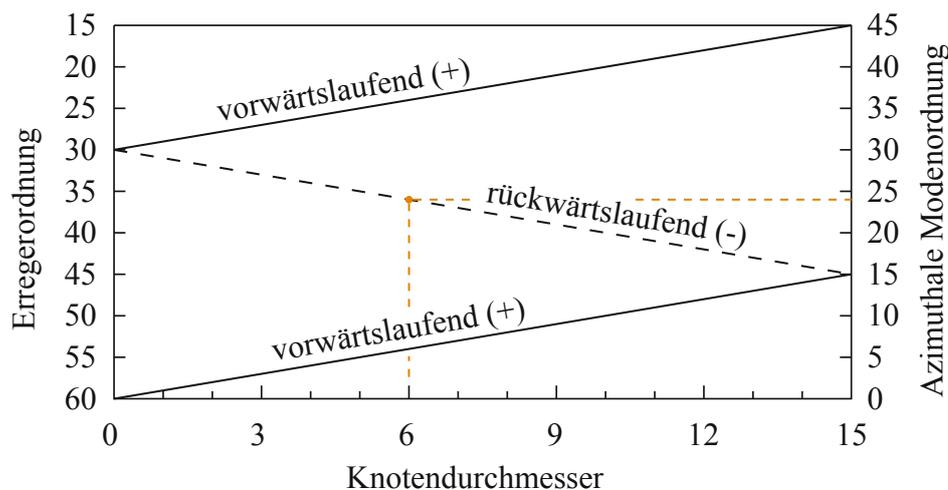
**Abbildung 7.8:** Mit  $c_{ax}$  normierte Traveling Wave Amplituden (Norm. TW Ampl.) der ersten Biegemode (1F) bei akustischer Anregung und bei verschiedenen Drehzahlen

**Tabelle 7.5:** Systemverhalten der Schaufelschwingungen bei akustischer Anregung

Drehzahl	Schwingform	$f_s$	$f_{AAS}$	Knotendurchmesser	Norm. TW Ampl. (gemittelt) ( $\cdot 10^{-3}$ )
1028 $\text{min}^{-1}$	1F	346 Hz	758 Hz	-6	0,53
2000 $\text{min}^{-1}$	1F	355 Hz	622 Hz	8	0,54
	1F	355 Hz	888 Hz	-14	0,92
	1F	355 Hz	1154 Hz	-6	0,59
	1F	345 Hz	1413 Hz	2	0,34
2900 $\text{min}^{-1}$	1T	1582 Hz	2114 Hz	-14	0,26
	1F	360 Hz	1132 Hz	-14	0,87
	2F	1335 Hz	2110 Hz	-14	0,13
3000 $\text{min}^{-1}$	1F	363 Hz	1163 Hz	-14	0,84

se der Knotendurchmesser bei fremderregten Schwingungen infolge von Düsenanregung durch die Schaufelanzahl der stromauf liegenden Schaufelreihe bestimmt. Wie in Abschnitt 3.1 für die Schallausbreitung in Ringkanälen gezeigt wird, breitet sich der Schall in Form von Moden aus, deren Schalldruckverteilung in Umfangsrichtung durch die azimuthale Ordnung  $m$  charakterisiert ist. Unter der zuvor beschriebenen idealisierten Annahme, dass der Knotendurchmesser der Schwingung ein Abbild der Anregung, also der azimuthalen Ordnung der für die Anregung der Schaufelschwingung verantwortlichen Mode ist, kann auf die azimuthale Ordnung der anregenden akustischen Mode geschlossen werden. Zur Überprüfung dieser These sollen neben den in Abbildung 7.8 dargestellten Ergebnissen auch alle weiteren Resonanzen berücksichtigt werden, die im Rahmen dieser Arbeit bei einer gleichphasigen Anregung identifiziert werden konnten (siehe Tabelle 7.4). Einen Überblick über die wesentlichen Ergebnisse der Auswertung des Systemverhaltens der verschiedenen Resonanzen gibt Tabelle 7.5.

Ausgehend von der akustischen Anregung bei  $1028 \text{ min}^{-1}$  ergeben sich für die azimuthale Ordnung der anregenden akustischen Mode verschiedene Möglichkeiten. Die dabei naheliegendste Möglichkeit ist  $m = -6$ . Das Vorzeichen gibt dabei die Drehrichtung der akustischen Mode in Umfangsrichtung im Absolutsystem an. Ein negatives Vorzeichen bedeutet in diesem Fall eine Rotation der akustischen Mode gegen den Uhrzeigersinn bei einer Blickrichtung in Richtung der Strömung. Bei gleicher Blickrichtung rotiert der NGAV mit dem Uhrzeigersinn, sodass bei negativen azimuthalen Ordnungen die Rotationsrichtungen der akustischen Mode und des NGAV entgegengesetzt sind. Bedingt durch den Aliasing-Effekt existieren eine Vielzahl weiterer akustischer Moden, die in der Lage sind, eine Schwingung mit einem Knotendurchmesser von -6 anzuregen. Der Effekt der Unterabtastung (Aliasing) kommt durch die diskrete Abtastung des Anregungsmusters zustande. Durch die begrenzte Anzahl der Schaufeln, die für den NGAV  $N = 30$  beträgt, ist die Abtastrate, mit der die Rotorbeschaufelung in der Lage ist, das Anregungssignal abzutasten, begrenzt. Der aus der Sensorik stammende Terminus der Abtastung ist in diesem Zusammenhang



**Abbildung 7.9:** Angeregter Knotendurchmesser in Abhängigkeit von der Erregerordnung

eigentlich nicht korrekt, da es sich bei den NGAV-Laufschauflern um keine Sensoren handelt. Aufgrund der Analogie zwischen einem Sensor, dessen Aufgabe es ist, ein Signal abzutasten, und den NGAV-Laufschauflern, die bei der akustischen Anregung das akustische Feld ebenfalls abtasten, wird dieser Terminus aber dennoch verwendet.

Nach dem Nyquist-Shannon-Abtasttheorem ergibt sich bei  $N = 30$  eine maximal auflösbare azimutale Modenordnung von  $m = 15$  beziehungsweise  $m = -15$ . Wird der Betrag der azimuthalen Modenordnung größer als 15, resultiert eine Unterabtastung des Anregungssignals durch die Laufbeschauflung. Zum einen hat dies einen Vorzeichenwechsel der angeregten wandernden Wellenbewegung zur Folge. Zum anderen nimmt der angeregte Knotendurchmesser  $ND$  mit zunehmender Modenordnung  $m$  ab. Der Zusammenhang zwischen der Erregerordnung einer Anregung, der azimuthalen Modenordnung  $m$  und dem resultierenden Knotendurchmesser  $ND$  für  $N = 30$  ist in Abbildung 7.9 dargestellt. Wie in dieser Abbildung verdeutlicht, ist zusätzlich zu einer akustischen Mode mit  $m = -6$  auch die akustischen Mode, die durch  $m = 24$  charakterisiert ist, in der Lage eine Schwingung mit  $ND = -6$  anzuregen. Das in Abbildung 7.9 dargestellte Diagramm lässt sich auf der Ordinate sowohl in die negative als auch in die positive Richtung beliebig erweitern. In der Theorie ergibt sich somit eine unendlich große Anzahl an Möglichkeiten für die azimutale Modenordnung der anregenden akustischen Mode. Zur Überprüfung der aufgestellten These des Zusammenhangs zwischen  $ND$  und  $m$  sowie zur eindeutigen Bestimmung der azimuthalen Ordnung der anregenden akustischen Mode wird im Folgenden die Verschiebung zwischen der akustischen Anregungsfrequenz und der Schwingfrequenz der Schaufeln verwendet.

Nach der Theorie der fremderregten Schwingung entspricht die Frequenz einer Schwingung der Frequenz der anregenden Kraft. Für den Fall der akustischen Anregung im rotierenden System bedeutet dies, dass die Frequenz des Schalldrucks, der auf die Rotorschauflern wirkt, mit der Schwingfrequenz der Beschauflung übereinstimmt. Um die Frequenz des Schalls von seinem

Erzeugungsort, dem ortsfesten System des Gehäuses, in das Relativsystem des Rotors umrechnen zu können, wird nach Petry (2011) neben der Rotationsgeschwindigkeit des Rotors die Gruppengeschwindigkeit des akustischen Feldes benötigt. Für den Fall, dass nur eine einzelne akustische Mode betrachtet wird, entspricht die Gruppengeschwindigkeit der Phasengeschwindigkeit der betrachteten Mode und kann nach

$$\omega_{\text{Phase}} = \frac{2\pi}{T} = \frac{2\pi}{\frac{1}{f}} = \frac{2\pi f}{m} \quad (7.3)$$

berechnet werden. Die Phasengeschwindigkeit ist durch den Quotienten zwischen dem Kreisabschnitt, den eine Wellenlänge der betrachteten akustischen Mode in Umfangsrichtung einnimmt, und der Periodendauer der akustischen Schwingung  $T$  definiert. Für den Fall der akustischen Schaufelschwingungsanregung ist die Frequenz der betrachteten Mode durch die akustische Anregungsfrequenz vorgegeben, sodass  $f = f_{\text{AAS}}$  gilt. Basierend auf der Relativgeschwindigkeit zwischen dem Rotor und der anregenden akustischen Mode kann die Frequenz des Schalldrucks, der auf die Rotorschaufeln wirkt, wie folgt berechnet werden:

$$\omega_{\text{AAS,S}} = \frac{2\pi f_{\text{AAS,S}}}{m} = \omega_{\text{Phase}} - \omega_{\text{R}} \quad (7.4)$$

$$f_{\text{AAS,S}} = \left( \frac{\omega_{\text{Phase}} - \omega_{\text{R}}}{2\pi} \right) \cdot m = \left( \frac{\frac{2\pi f}{m} - \frac{2\pi n}{60}}{2\pi} \right) \cdot m \quad (7.5)$$

Diese für die akustische Anregung grundlegende Gleichung zeigt, dass die Frequenz des Schalldrucks, der auf die Rotorschaufeln wirkt, nur dann kleiner als die akustische Anregungsfrequenz  $f_{\text{AAS}}$  sein kann, wenn die Rotationsrichtung der akustischen Mode in Umfangsrichtung mit der Rotationsrichtung des Rotors übereinstimmt. Die azimuthale Modenordnung der anregenden akustischen Mode muss demnach positiv sein. Demnach können für die Anregung bei  $n = 1028 \text{ min}^{-1}$  alle akustischen Moden mit einer negativen azimuthalen Modenordnung ausgeschlossen werden. Unter Verwendung der für die Anregung in Frage kommenden akustischen Moden mit positiver azimuthaler Ordnung können nun die zugehörigen Frequenzen des im Relativsystem des Rotors wirkenden Schalldrucks nach Gleichung 7.5 bestimmt werden. Die eindeutige Identifikation der azimuthalen Modenordnung der anregenden akustischen Mode erfolgt anschließend anhand des Vergleichs zwischen den berechneten Werten und der während des Versuchs gemessenen Schwingfrequenz. Die beste Übereinstimmung ergibt sich in diesem Fall für die azimuthale Ordnung  $m = 24$ . Analog zu dem für die akustische Anregung bei  $1028 \text{ min}^{-1}$  beschriebenen Vorgehen werden die theoretischen Werte für  $f_{\text{AAS,S}}$  für alle übrigen Resonanzen bestimmt. Der Vergleich der theoretischen Anregungsfrequenzen mit den während der Versuche gemessenen Schwingfrequenzen ist Gegenstand von Tabelle 7.6.

Der Vergleich zwischen den theoretischen akustischen Anregungsfrequenzen im Relativsystem des Rotors  $f_{\text{AAS,S}}$  und den zugehörigen Messwerten  $f_{\text{S}}$  zeigt für alle Anregungen eine sehr gute Übereinstimmung. Die größte absolute Abweichung beträgt bei der Anregung der zweiten Biegemode 2 Hz. Die größte relative Abweichung errechnet sich zu 2,9‰ bei der Anregung der

**Tabelle 7.6:** Vergleich zwischen der theoretischen Frequenzverschiebung und den gemessenen Schwingfrequenzen der NGAV-Laufschauflern

Drehzahl	Eigenmode	$f_{\text{AAS}}$	Knoten- durchmesser	$m$	$f_{\text{AAS,S}}$	$f_{\text{S}}$
1028 $\text{min}^{-1}$	1F	758 Hz	-6	24	347 Hz	346 Hz
2000 $\text{min}^{-1}$	1F	622 Hz	8	8	355 Hz	355 Hz
	1F	888 Hz	-14	16	355 Hz	355 Hz
	1F	1154 Hz	-6	24	354 Hz	355 Hz
	1F	1413 Hz	2	32	346 Hz	345 Hz
	1T	2114 Hz	-14	16	1581 Hz	1582 Hz
2900 $\text{min}^{-1}$	1F	1132 Hz	-14	16	359 Hz	360 Hz
	2F	2110 Hz	-14	16	1337 Hz	1335 Hz
3000 $\text{min}^{-1}$	1F	1163 Hz	-14	16	363 Hz	363 Hz

ersten Biegemode im zweiten Knotendurchmesser. Diese Abweichungen sind auf die geringen Schwankungen der Drehzahl des NGAV-Rotors zurückzuführen, die die erreichbare Genauigkeit in der Vorgabe der Rotordrehzahl auf  $\pm 3 \text{ min}^{-1}$  limitieren. Für die Berechnung der theoretischen Anregungsfrequenzen wird der Zielwert der Drehzahl verwendet, sodass die Schwankungen der Drehzahl keine Berücksichtigung finden.

Die nahezu exakte Übereinstimmung der theoretischen und experimentellen Ergebnisse bestätigen die aufgestellte These für den Zusammenhang zwischen dem Knotendurchmesser der Schwingung und der azimuthalen Ordnung der anregenden akustischen Mode. Aufbauend auf dieser Erkenntnis lassen sich die physikalischen Zusammenhänge für den Fall der akustischen Schaufelschwingungsanregung wie folgt beschreiben: Die acht Anregungseinheiten des akustischen Systems sind mit gleichem Abstand über den Umfang verteilt und können jeweils als Monopol angenommen werden. Die Monopole, respektive die Anregungseinheiten, regen ein akustisches Feld an. Wie sich insbesondere für die akustische Anregung bei einer Drehzahl von  $2000 \text{ min}^{-1}$  beobachten lässt, enthält dieses akustische Feld akustische Moden, deren azimuthale Ordnung einem ganzzahligen Vielfachen der Anzahl der Anregungseinheiten entspricht. Die Präsenz dieser charakteristischen Moden wird bereits von Sutliff und Walker (2000) beobachtet und ebenfalls auf die diskrete Anzahl der akustischen Quellen zurückgeführt. Um die Laufschauflern einer Turbomaschine zum Schwingen anregen zu können, muss die akustische Frequenz im Relativsystem des Rotors mit einer Eigenfrequenz der Laufschauflern übereinstimmen. Für das Erreichen dieser Resonanzbedingung muss die Frequenz des akustischen Systems nach Gleichung 7.5 als Funktion der für die Anregung verwendeten akustischen Mode und der Drehzahl des Rotors auf eine Eigenfrequenz der Laufschauflern eingestellt werden. Bei erfolgreicher Einstellung regt eine mit Hilfe des Anregungssystems erzeugte akustische Mode die Laufschauflern zu einer fremderregten Schwingung an. Dabei können aufgrund der Resonanzbedingung vergleichsweise große Schwingungsamplituden erreicht werden.

Um die Ausbreitungsfähigkeit der akustischen Moden beurteilen zu können, die für die Anregung der Schaufelschwingung verantwortlich sind, muss nach Abschnitt 3.1 die Cut-on Frequenz der jeweiligen akustischen Mode berechnet werden. Anhang E bietet eine Übersicht über die Cut-on Frequenzen für die in Tabelle 7.6 vorgestellten Ergebnisse. Neben den Cut-on Frequenzen ohne Strömungseinfluss sind für die Drehzahl  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$  zusätzlich die Cut-on Frequenzen mit dem Einfluss der Strömung in Anhang E hinterlegt. Die axiale Geschwindigkeitskomponente der Durchströmung des NGAV verringert die Cut-on Frequenzen der akustischen Moden (vgl. Gleichung 3.10). Wie bereits in diesem Abschnitt festgestellt, rotieren die akustischen Moden, die für die akustische Anregung verwendet werden, in die gleiche Richtung wie die Beschauung des NGAV. Der ebenfalls in Rotationsrichtung des NGAV gerichtete Drall der Strömung verringert nach Ghiladi (1981) die Cut-on Frequenzen der betrachteten akustischen Moden zusätzlich.

Aufgrund der fehlenden Strömungsdaten für die Drehzahlen 1028, 2000 und  $2900 \text{ min}^{-1}$  sind für diese Betriebspunkte keine Cut-on Frequenzen mit Berücksichtigung des Strömungseinflusses angegeben. Der größte Einfluss der Strömung auf die Cut-on Frequenzen ergibt sich jedoch bei der höchsten Drehzahl von  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ . In diesem Betriebspunkt fördert der NGAV zum einen den größten Massenstrom und zum anderen rotieren die Laufschaufeln mit der höchsten Geschwindigkeit. Der größte Massenstrom erfordert bei konstantem Strömungsquerschnitt und konstanter Dichte die höchste axiale Strömungsgeschwindigkeit. Die hohe Rotationsgeschwindigkeit der Laufschaufeln resultiert im Vergleich zu den Drehzahlen  $< 3000 \text{ min}^{-1}$  in dem größten Drall der Strömung. Für die Drehzahlen  $1028 \text{ min}^{-1}$ ,  $2000 \text{ min}^{-1}$  und  $2900 \text{ min}^{-1}$  ist somit die Absenkung beziehungsweise die Erhöhung der Cut-on Frequenzen aufgrund der gegenüber dem Betriebspunkt bei  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$  geringeren Strömungsgeschwindigkeiten in axialer und in Umfangsrichtung geringer.

Die in Anhang E zusammengefassten Werte belegen, dass alle akustischen Anregungsfrequenzen  $f_{\text{AAS}}$  unterhalb der Cut-on Frequenzen ohne Strömungseinfluss liegen. Selbst bei Berücksichtigung des Strömungseinflusses liegen nahezu alle Anregungsfrequenzen unterhalb der Cut-on Frequenzen mit Strömungseinfluss bei  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ , die aufgrund der im vorangehenden Absatz geführten Argumentation den größten Einfluss durch die Strömung beinhalten. Die einzigen Ausnahmen bilden die Anregungen der höheren Eigenmoden der Schaufel 2F und 1T. Akustische Moden, deren Frequenz unterhalb der Cut-on Frequenz liegen, klingen, wie in Abschnitt 3.1 beschrieben, ab und sind somit nicht ausbreitungsfähig. Nach den in Anhang E zusammengefassten Werten ist dies für nahezu alle in dieser Arbeit für die akustische Anregung verwendeten Moden der Fall. Wie die vorgestellten experimentellen Ergebnisse belegen, reicht jedoch die lokal existierende Mode für die Anregung der Laufschaufeln aus.

Neben der azimuthalen Modenordnung  $m$  hätte für die vollständige Charakterisierung der für die Schwingungsanregung verwendeten akustischen Moden die radiale Modenordnung  $n$  bestimmt werden müssen.  $n$  hat jedoch keinen Einfluss auf die nach Gleichung 7.5 mit Gleichung 7.3 berechnete Anregungsfrequenz im Relativsystem der Laufschaufeln und wird daher in dieser Arbeit nicht näher untersucht. Für die Beurteilung der Ausbreitungsfähigkeit der für die akustische Anregung

verwendeten Moden wird eine radiale Modenordnung von  $n = 0$  angenommen. Die akustischen Moden mit einer radialen Modenordnung  $n = 0$  weisen gegenüber akustischen Moden mit  $n > 0$  unter der Voraussetzung einer identischen azimuthalen Modenordnung geringere Cut-on Frequenzen auf. Liegt die akustische Anregungsfrequenz unterhalb der Cut-on Frequenz der akustischen Mode mit  $n = 0$ , wie es für den Großteil der in diesem Abschnitt beschriebenen Anregungsfälle der Fall ist, kann somit gleichzeitig die Ausbreitungsfähigkeit akustischer Moden mit identischer azimuthaler Modenordnung und  $n > 0$  ausgeschlossen werden.

Unter der Annahme einer konstanten reduzierten Frequenz ist der Interblade Phase Angle die ausschlaggebende Größe für den Betrag und das Vorzeichen der aerodynamischen Dämpfung (siehe Abbildung 3.5). Insbesondere für die Validierung der numerischen Vorhersage des Flutter-Effektes ist die gezielte Anregung desjenigen Interblade Phase Angle entscheidend, bei dem das System die geringste aerodynamische Dämpfung aufweist. In diesem Schwingungszustand entscheidet das Vorzeichen der Gesamtdämpfung, die sich aus mechanischer und aerodynamischer Dämpfung zusammensetzt ( $d + d_{\text{Aero}}$ ), darüber, ob das System instabil ist oder nicht. Da dieser Schwingungszustand bei Untersuchungen in skalierten Versuchsträgern nicht zwangsläufig durch eine negative Dämpfung charakterisiert ist und sich somit nicht automatisch einstellt, ist die Möglichkeit zur Variation des Interblade Phase Angle für ein aeroelastisches Anregungssystem von zentraler Bedeutung. Die in diesem Abschnitt beschriebenen Zusammenhänge zwischen der Akustik und der angeregten Schaufelschwingung zeigen, dass der Interblade Phase Angle allein durch die Frequenz der akustischen Anregung  $f_{\text{AAS}}$  variiert werden kann. Wie die Ergebnisse in Tabelle 7.6 für  $2000 \text{ min}^{-1}$  belegen, lassen sich durch die Variation der Anregungsfrequenz vier verschiedene Knotendurchmesser anregen. Die anregbaren Knotendurchmesser sind dabei durch die akustischen Moden, die aufgrund der diskreten Anzahl der Anregungseinheiten existieren, vorgegeben und somit limitiert. Eine Möglichkeit zur Außerkräftsetzung dieser Limitierung besteht in der phasenversetzten Ansteuerung der akustischen Anregungseinheiten und wird im folgenden Abschnitt vorgestellt.

## 7.5 Phasenversetzte Ansteuerung zur Anregung verschiedener Knotendurchmesser

Alle Ergebnisse, die für die akustische Anregung bis hierhin vorgestellt wurden, basieren auf einer gleichphasigen Anregung. Das Steuersignal  $U_i$  der akustischen Anregungseinheit  $i$  kann allgemein durch

$$U_i = A_i \sin(2\pi f_{\text{AAS}} \cdot t + \varphi_i); \quad i = 0, 1, \dots, N_{\text{AAE}} - 1 \quad (7.6)$$

beschrieben werden.  $N_{\text{AAE}}$  repräsentiert in diesem Fall die Anzahl der akustischen Anregungseinheiten. Während für  $\varphi_i = 0^\circ$  eine gleichphasige Ansteuerung vorliegt, kann mit einem definierten Phasenversatz zwischen den einzelnen Anregungseinheiten dem erzeugten akustischen Feld eine zusätzlich Rotation aufgeprägt werden. Diese Art der Ansteuerung ist sowohl in der Aeroelastik als auch in der Aeroakustik bereits bekannt und wird beispielsweise von Tapken (2010) eingesetzt.

Tapken (2010) verwendet ein akustisches System, das aus drei Anregungseinheiten besteht, die jeweils acht auf den Umfang verteilte Druckkammerlautsprecher umfassen. Die phasenversetzte Ansteuerung wird von Tapken (2010) zur Anregung akustischer Moden mit definierter azimuthaler und radialer Ordnung im Eintritt eines Ventilator-Prüfstandes eingesetzt. Im Unterschied zu bisherigen Arbeiten soll in dieser Arbeit die phasenversetzte Anregung zur Variation des im rotierenden System akustisch angeregten Knotendurchmessers verwendet werden.

Um die zyklische Symmetrie des akustischen Anregungssignals beibehalten zu können, muss der Phasenversatz bei phasenversetzter Anregung unter Berücksichtigung der Anzahl der akustischen Anregungseinheiten gewählt werden. Für den Fall der akustischen Anregung am NGAV mit insgesamt acht Anregungseinheiten ergeben sich nach

$$\varphi_i(i, j) = j \cdot \frac{2\pi \cdot i}{N_{AAE}}; \quad i, j = 0, 1, \dots, N_{AAE} - 1 \quad (7.7)$$

acht verschiedene Möglichkeiten, die durch die Ordnung  $j$  charakterisiert sind. Neben der gleichphasigen Anregung bei  $j = 0$  sind somit sieben verschiedene Anregungsmuster bei phasenversetzter Anregung möglich.

Der nach Gleichung 7.7 bei phasenversetzter Ansteuerung kleinstmögliche Phasenversatz beträgt für die akustische Anregung am NGAV  $45^\circ$ . Für eine erfolgreiche phasenversetzte Anregung sollten die Phasenunterschiede zwischen den einzelnen Anregungseinheiten bei phasengleicher Ansteuerung im Bezug auf den vorgebenden Phasenversatz möglichst gering sein. Nach Abschnitt 7.2 beträgt der Phasenunterschied zwischen den einzelnen akustischen Anregungseinheiten maximal  $\pm 3,14^\circ$  bei einem Konfidenzintervall von 95%. Dies entspricht 7% des kleinstmöglichen Phasenversatzes von  $45^\circ$ . Vor dem Hintergrund, dass bereits die Reproduzierbarkeit der Phase, bei einem Konfidenzintervall von 95%, 4% des kleinstmöglichen Phasenversatzes entspricht, ist ein Wert von 7% akzeptabel.

Ein Überblick über die sich bei der Variation der Steuersignale ergebenden Schalldruckverteilungen ist in Abbildung 7.10 dargestellt. Dabei repräsentiert die im Strömungskanal dargestellte Schalldruckverteilung eine idealisierte Vorstellung, die nur durch die Verwendung einer unendlich großen Anzahl an Anregungseinheiten erreicht werden kann. Im Falle der akustischen Anregung am NGAV erfolgt die Erzeugung des Schallfeldes jedoch unter Verwendung von acht Anregungseinheiten. Eine Momentaufnahme der Schalldruckverteilung an den für die Anregungseinheiten repräsentativen Positionen ist durch acht auf den Umfang verteilte Kreise angedeutet.

Analog zu der azimuthalen Modenordnung  $m$  kann die durch die phasenversetzte Ansteuerung erzeugte Schalldruckverteilung durch eine azimuthale Ordnung  $m_{AAS}$  charakterisiert werden. In diesem Fall gibt  $m_{AAS}$  die Anzahl der Maxima beziehungsweise Minima in der Schalldruckverteilung an. Folglich ist bei phasengleicher Ansteuerung  $m_{AAS} = 0$ . Für  $m_{AAS} = 1 \dots 3$  rotiert das akustische Signal mit der Drehrichtung des Rotors bei Blickrichtung in Richtung der Strömung im Uhrzeigersinn (siehe Abbildung 7.10). Zusammen mit  $m_{AAS} = 0$  ist  $m_{AAS} = 4$  eine reale Mode und kann daher hinsichtlich der Rotationsrichtung nicht eindeutig beschrieben werden. Durch den

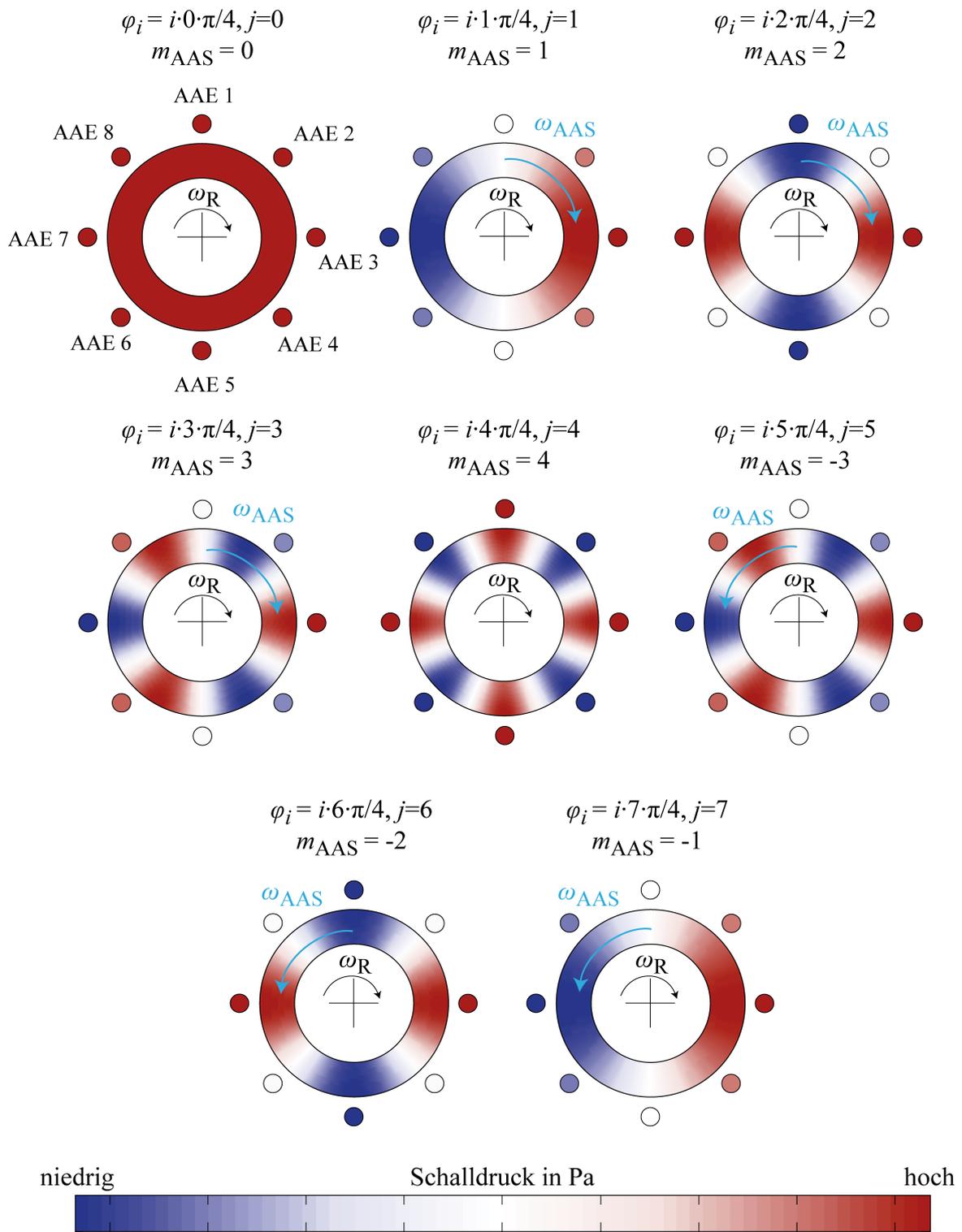


Abbildung 7.10: Rotation des akustischen Feldes infolge der phasenversetzten Ansteuerung, Blickrichtung in Richtung der Strömung

Phasenversatz von  $180^\circ$  zwischen den Steuersignalen benachbarter Anregungseinheiten schwingen die Schalldrucksignale bei  $m_{\text{AAS}} = 4$  gegenphasig, es resultiert eine stehende Welle. Im Rahmen dieser Arbeit wird für die weitere Interpretation der Ergebnisse eine Rotation in Richtung der Drehrichtung des Rotors für  $m_{\text{AAS}} = 4$  angenommen. Für die Ordnungen  $j = 5 \dots 7$  ändert sich die Richtung der aufgeprägten Rotation durch den bereits beschriebenen Aliasing-Effekt. Während die Schalldruckverteilungen mit den Ordnungen  $j = 1 \dots 3$  übereinstimmen, rotieren die Schalldruckminima und -maxima nun entgegen der Drehrichtung des Rotors.

Um den Ansatz zu überprüfen, wie die Anregung variiert werden kann, indem die akustischen Anregungseinheiten phasenversetzt angesteuert werden, werden die NGAV-Laufschaukeln bei einer konstanten Drehzahl von  $2000 \text{ min}^{-1}$  bei verschiedenen Werten für  $\varphi_i$  akustisch angeregt. Die Ergebnisse der anschließenden Auswertung der angeregten wandernden Wellenbewegungen sind in Tabelle 7.7 zusammengefasst. Im Folgenden wird erläutert, wie aus Tabelle 7.7 hervorgeht, dass der angeregte Knotendurchmesser mit Hilfe der phasenversetzten Ansteuerung variiert werden kann. Exemplarisch dienen hierzu die in der zweiten und der sechsten Zeile von Tabelle 7.7 dokumentierten Messungen. In der zweiten Zeile beträgt der Phasenversatz  $\pi/4$ , der für die phasenversetzte Ansteuerung zwischen den einzelnen Anregungseinheiten eingestellt wird. Das in diesem Fall durch die phasenversetzte Ansteuerung erzeugte Schalldruckverteilung kann mit  $m_{\text{AAS}} = 1$  (siehe Spalte 4) charakterisiert werden und rotiert in die gleiche Rotationsrichtung wie der NGAV (vgl. Abbildung 7.10). Das Vorzeichen von  $m_{\text{AAS}}$  ist daher positiv. Die durch die phasenversetzte Ansteuerung erzeugte Schalldruckverteilung überlagert sich mit dem durch das Anregungssystem erzeugten akustischen Feld. Wie in Abschnitt 7.4 beschrieben, beinhaltet dieses Feld akustische Moden, deren azimuthale Modenordnung ein Vielfaches der akustischen Anregungseinheiten ist. Für die in der zweiten Zeile von Tabelle 7.7 dokumentierte Anregung überlagert sich die Schalldruckverteilung der phasenversetzten Ansteuerung mit der akustischen Mode, die eine azimuthale Modenordnung von  $m = 16$  aufweist. Aufgrund der identischen Drehrichtung der im akustischen Feld enthaltenen akustischen Mode und der durch die phasenversetzte Ansteuerung erzeugten Schalldruckverteilung mindert die phasenversetzte Ansteuerung die resultierende azimuthale Modenordnung der Anregung um eins auf 15 (vgl. Spalte 6). Diese Reduktion der azimuthalen Modenordnung der anregenden akustischen Mode resultiert in einer Anregung der Schaufelschwingung mit  $ND = 15$  (vgl. Spalte 7) anstatt mit  $ND = 16$  wie es bei der in der ersten Zeile von Tabelle 7.7 dokumentierten Messung bei phasengleicher Ansteuerung ( $\varphi_i = 0$ ) der Fall ist.

Ab der sechsten Zeile von Tabelle 7.7 ändert sich die Drehrichtung der durch die phasenversetzten Ansteuerung erzeugten Schalldruckverteilung. Das Vorzeichen von  $m_{\text{AAS}}$  ist daher negativ. Neben der Drehrichtung der Schalldruckverteilung ändert sich auch die akustische Mode, die für die akustische Anregung manipuliert wird. Die azimuthale Modenordnung dieser Mode beträgt nun  $m = 8$ . Aufgrund der entgegengesetzten Rotation der im erzeugten akustischen Feld enthaltenen Mode mit  $m = 8$  und der mit der phasenversetzten Ansteuerung erzeugten Schalldruckverteilung wird die ursprüngliche Modenordnung  $m = 8$  auf  $m - m_{\text{AAS}} = 11$  erhöht. Die angeregte Schaufelschwingung schwingt daher mit  $ND = 11$ .

**Tabelle 7.7:** Variation des angeregten Knotendurchmessers bei phasenversetzter Ansteuerung und einer Drehzahl von  $2000 \text{ min}^{-1}$ 

	$f_{\text{AAS}}$	$j$	$\varphi_i$	$m_{\text{AAS}}$	$m$	$m - m_{\text{AAS}}$	$ND$	$f_{\text{AAS,S}}$	$f_{\text{S}}$
1	888 Hz	0	$i \cdot 0 \cdot \pi/4$	0	16	16	-14	355 Hz	355 Hz
2	852 Hz	1	$i \cdot 1 \cdot \pi/4$	1	16	15	15	352 Hz	353 Hz
3	820 Hz	2	$i \cdot 2 \cdot \pi/4$	2	16	14	14	353 Hz	352 Hz
4	792 Hz	3	$i \cdot 3 \cdot \pi/4$	3	16	13	13	359 Hz	358 Hz
5	759 Hz	4	$i \cdot 4 \cdot \pi/4$	4	16	12	12	359 Hz	360 Hz
6	723 Hz	5	$i \cdot 5 \cdot \pi/4$	-3	8	11	11	356 Hz	356 Hz
7	691 Hz	6	$i \cdot 6 \cdot \pi/4$	-2	8	10	10	358 Hz	356 Hz
8	658 Hz	7	$i \cdot 7 \cdot \pi/4$	-1	8	9	9	358 Hz	358 Hz

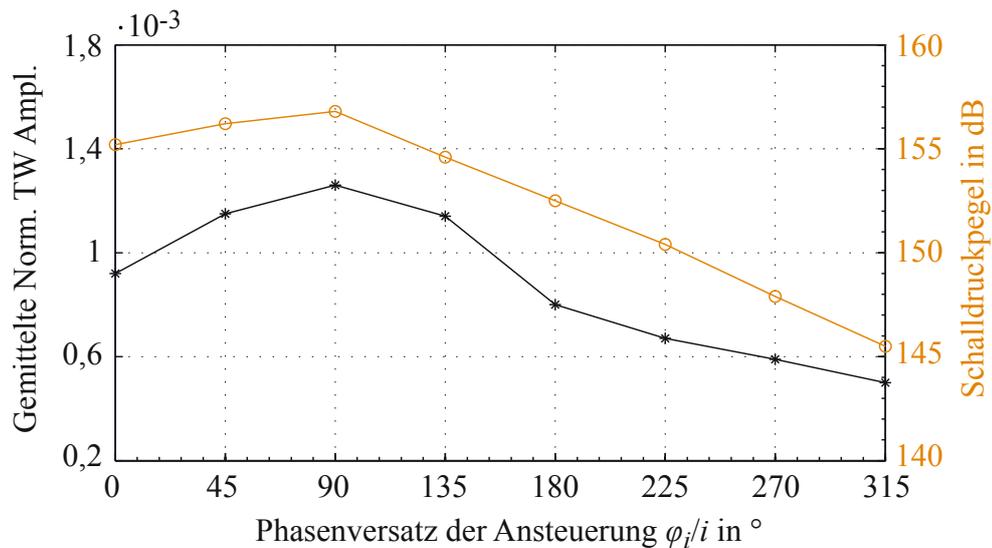
Die Zusammenhänge bei der phasenversetzten Ansteuerung können wie folgt zusammengefasst werden: Durch die phasenversetzte Ansteuerung wird eine Rotation des akustischen Feldes erzeugt, die je nach Drehrichtung in einer Reduktion oder Steigerung der azimuthalen Modenordnung der anregenden akustischen Mode resultiert. Die aufgrund der diskreten Anzahl der Anregungseinheiten existierenden akustischen Moden können somit manipuliert und für die Anregung der Knotendurchmesser  $ND = 9 \dots - 14$  genutzt werden.

Zur Überprüfung dieser These werden erneut die theoretischen Werte für die akustische Frequenz im Relativsystem des Rotors berechnet. Als Grundlage für die Berechnung der Frequenzverschiebung dient die in der sechsten Spalte von Tabelle 7.7 dokumentierte Differenz zwischen der azimuthalen Modenordnung  $m$  und der azimuthalen Ordnung der erzeugten Rotation  $m_{\text{AAS}}$ . Der Vergleich zwischen den berechneten theoretischen Werten für  $f_{\text{AAS,S}}$  und den gemessenen Werten für  $f_{\text{S}}$  zeigt erneut eine sehr gute Übereinstimmung. Die größte absolute Abweichung beträgt 2 Hz bei der Anregung des Knotendurchmessers  $ND = 10$ . Bezogen auf die Anregungsfrequenz  $f_{\text{AAS,S}}$  ergibt sich die relative Abweichung zu 5,6%. Die nahezu exakte Übereinstimmung zwischen den berechneten theoretischen und den gemessenen experimentellen Werten belegt die Gültigkeit der aufgestellten These zur Superposition der folgenden zwei Effekte:

1. Der durch die phasenversetzte Ansteuerung erzeugten Rotation des akustischen Feldes
2. Dem durch die diskrete Anzahl der akustischen Anregungseinheiten charakterisierten akustischen Feld

Weiterhin zeigen sowohl die experimentellen Daten und als auch die analytische Herleitung der physikalischen Zusammenhänge, dass die phasenversetzte Ansteuerung ein effektives Werkzeug zur gezielten Vorgabe des angeregten Knotendurchmessers  $ND$  ist.

Der Einordnung der mit Hilfe der phasenversetzten Ansteuerung angeregten Schwingungsamplitude gegenüber der angeregten Schwingungsamplitude bei phasengleicher Ansteuerung dient Abbildung 7.11. In dieser Abbildung sind die Traveling Wave Amplituden des angeregten Knotendurch-



**Abbildung 7.11:** Mit  $c_{ax}$  normierte und über die Anregungsdauer gemittelte Traveling Wave Amplitude sowie der pro Anregungseinheit erreichbare Schalldruckpegel in Abhängigkeit von dem Phasenversatz  $\varphi_i/i$  zwischen zwei benachbarten Anregungseinheiten

messers in Abhängigkeit von dem vorgegebenen Phasenversatz bei der Anregung dargestellt. Die Traveling Wave Amplituden repräsentieren dabei einen über die gesamte Anregungsdauer gemittelten und mit  $c_{ax}$  normierten Wert. Zusätzlich zu den Traveling Wave Amplituden sind die akustischen Schalldruckpegel dargestellt, die bei der zugehörigen Anregungsfrequenz pro akustische Anregungseinheit erreicht werden. Als Grundlage dieser Werte dienen die bereits in Abschnitt 7.3 als Grundlage für Tabelle 7.3 verwendeten Messdaten.

Die in Abbildung 7.11 dargestellten Traveling Wave Amplituden steigen für die phasenversetzte Anregung gegenüber der phasengleichen Anregung ( $\varphi_i/i = 0$ ) zunächst an. Ab einem Phasenversatz von  $90^\circ$  nimmt die anregbare Traveling Wave Amplitude ab. Für  $\varphi_i/i \geq 180^\circ$  liegt die über die Anregungsdauer gemittelte Traveling Wave Amplitude unterhalb des Wertes, der bei phasengleicher Anregung erreicht wird. Als eine der wesentlichen Größen, die die anregbare Traveling Wave Amplitude beeinflussen, ist der Schalldruckpegel, der pro Anregungseinheit bei der Anregungsfrequenz erzeugt werden kann, in Abbildung 7.11 ebenfalls dargestellt. Der Verlauf des pro Anregungseinheit erreichbaren Schalldruckpegels weist insofern einen ähnlichen Verlauf auf wie die anregbare Traveling Wave Amplitude als der Schalldruckpegel bis  $\varphi_i/i = 90^\circ$  zunächst steigt und für  $\varphi_i/i > 90^\circ$  wieder fällt. Durch die direkte Abhängigkeit der zur Verfügung stehenden Anregungskraft von dem erzeugten Schalldruckpegel sind die Verläufe des Schalldruckpegel und der anregbaren Traveling Wave Amplitude miteinander korreliert.

Die anregbare Traveling Wave Amplituden sind ab einem Phasenversatz von  $\varphi_i/i = 180^\circ$  geringer

als die anregbaren Schwingungsamplituden bei phasengleicher Anregung. Die Abnahme der anregbaren Schwingungsamplitude mit zunehmendem Phasenversatz der akustischen Anregung ist auf die abfallenden Schalldruckpegel zurückzuführen, die für die Anregung zur Verfügung stehen. Eine Einschränkung der anregbaren Schwingungsamplitude durch den Ansatz der phasenversetzten Ansteuerung wird daher ausgeschlossen.

Die phasenversetzte Ansteuerung der akustischen Anregungseinheiten stellt sich als effektive Methode zur Beeinflussung des angeregten Knotendurchmessers heraus. Die bisher vorgestellten Ergebnisse beziehen dabei nur die akustischen Moden mit  $m = 8$  und  $m = 16$  mit ein. Wie in den bereits vorgestellten Ergebnissen gezeigt werden konnte, können zusätzlich die akustischen Moden mit  $m = 24$  und  $m = 32$  für die akustische Schaufelschwingungsanregung im rotierenden System genutzt werden. Wird nun das Prinzip der phasenversetzten Ansteuerung auf alle für die Schwingungsanregung zur Verfügung stehenden akustischen Moden übertragen, ergeben sich die in Tabelle 7.8 zusammengefassten anregbaren Knotendurchmesser. Die jeweils hervorgehobenen Knotendurchmesser repräsentieren in Tabelle 7.8 den Fall der gleichphasigen Anregung. Die in Tabelle 7.8 zusammengefassten anregbaren Knotendurchmesser verdeutlichen, dass mit dem Ansatz der phasenversetzten Ansteuerung der akustischen Anregung der Knotendurchmesser der angeregten Schwingung frei gewählt werden kann. Die vollständige Charakterisierung des aeroelastischen Verhaltens hinsichtlich der Phasenlage zwischen den Schwingungen benachbarter Schaufeln ist somit möglich. Dieses Merkmal der akustischen Anregung stellt einen der wesentlichen Vorteile gegenüber bereits publizierten berührungslosen Anregungssystemen, die zum Beispiel auf der Eindüsung von Luft oder auf der elektromagnetischen Anregung basieren, dar. So verwenden Rice et al. (2009) eine einzelne elektromagnetische Anregungseinheit, wodurch die Möglichkeit der phasenversetzten Ansteuerung entfällt. Für die phasenversetzte Anregung eines pneumatischen Anregungssystems muss nach Wegman et al. (2013) die Anregungsfrequenz in Abhängigkeit von der Drehzahl und dem angeregten Knotendurchmesser korrigiert werden. Die notwendige Korrektur in Verbindung mit der maximalen Anregungsfrequenz des pneumatischen Anregungssystems von 3200 Hz limitiert die Knotendurchmesser, die mit dem von Wegman et al. (2013) vorgestellten System angeregt werden können, auf den Bereich zwischen -3 und +3. Im Unterschied zu bereits publizierten Anregungssystemen versetzt somit einzig die akustische Anregung in die Lage, alle Knotendurchmesser einer rotierenden Beschaukelung gezielt und separat anregen zu können. Phy-

**Tabelle 7.8:** Mit Hilfe der phasenversetzten Ansteuerung anregbare Knotendurchmesser, gleichphasig angeregte Knotendurchmesser sind hervorgehoben

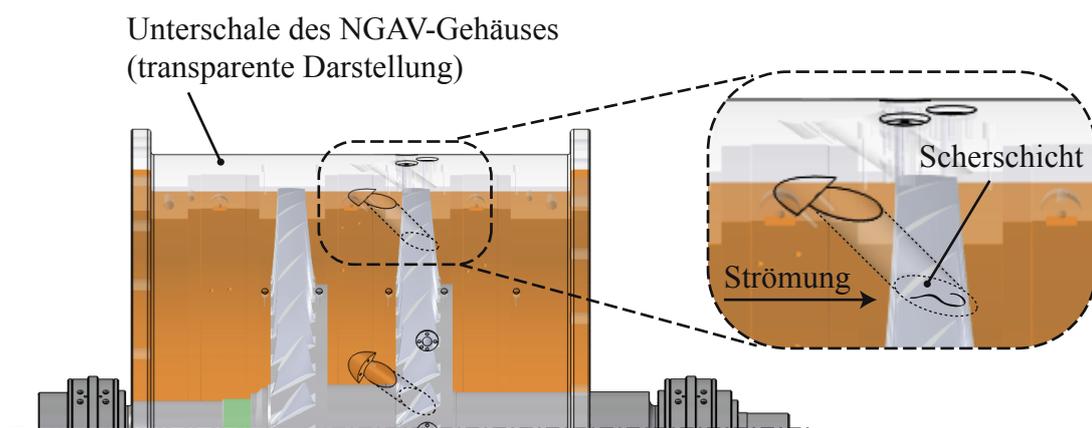
$m$	Anregbare Knotendurchmesser
8	11, 10, 9, 8, 7, 6, 5, 4
16	-11, -12, -13, -14, 15, 14, 13, 12
24	-3, -4, -5, -6, -7, -8, -9, -10
32	5, 4, 3, 2, 1, 0, -1, -2

sikalisch gründet sich das Alleinstellungsmerkmal der akustischen Anregung auf den in dieser Arbeit hergestellten Zusammenhang zwischen dem akustischen Feld und der angeregten Schaufelschwingung. So trägt insbesondere die Eigenschaft des Schalls, sich in Ringkanälen in Form von Moden auszubreiten, dazu bei, dass die vollkommene Flexibilität hinsichtlich des angeregten Knotendurchmessers erreicht werden kann.

Eine wichtige Voraussetzung für ein aeroelastisches Anregungssystem ist eine möglichst geringe Beeinflussung des aeroelastischen Verhaltens der untersuchten Beschauflung. Eine Beeinflussung des aeroelastischen Verhaltens aufgrund einer Änderung der mechanischen Eigenschaften kann durch die berührungslose akustische Anregung ausgeschlossen werden. Die für die Schalleinkopplung notwendigen Bohrungen im Gehäuse der Turbomaschine stellen jedoch einen Eingriff in den Strömungskanal dar und haben somit einen Einfluss auf das aeroelastische Verhalten. Die Diskussion dieses und weiterer Effekte ist wesentlicher Inhalt des folgenden Abschnitts.

## 7.6 Beeinflussung des aeroelastischen Verhaltens durch das akustische Anregungssystem

Eine Beeinflussung der Aerodynamik durch das akustische Anregungssystem wird bereits in Abschnitt 4.2.2 festgestellt. Im Rahmen der in Abschnitt 4.2.2 vorgestellten Versuchsergebnisse zeigt sich, dass bei einer stromaufgerichteten Anregung eine Überhöhung der angeregten Schwingungsamplitude infolge von Wirbelablösungen auftreten kann. Einer der Einflussfaktoren, die bei dem Einsatz der akustischen Anregung berücksichtigt werden müssen, ist demnach die instationäre Aerodynamik im Übergang zwischen dem Strömungskanal und der akustischen Anregungseinheit. In der im NGAV eingesetzten und in Abbildung 7.12 illustrierten Anordnung stellt die akustische

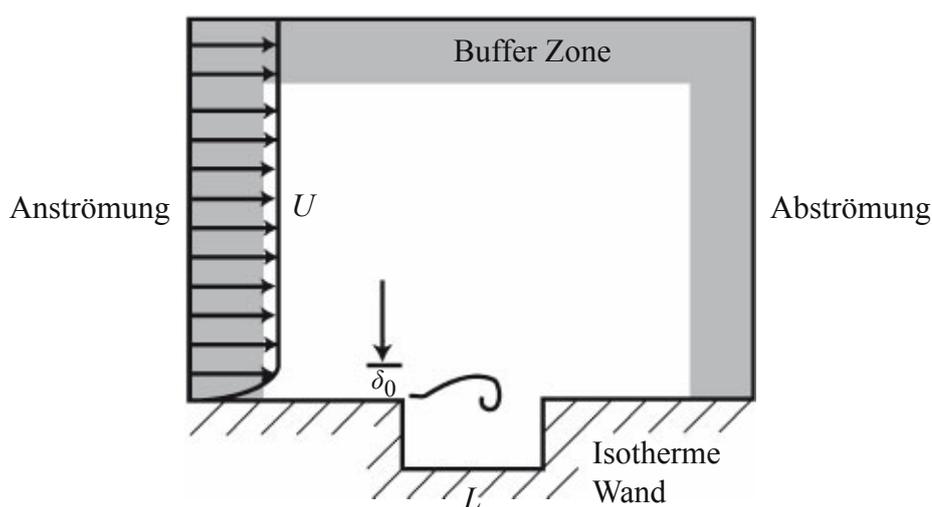


**Abbildung 7.12:** Übergang zwischen dem Strömungskanal und einer akustischen Anregungseinheit im NGAV

Anregungseinheit eine überströmte Kavität dar. Wie in Abbildung 7.12 angedeutet, bildet sich im Bereich des Hornmundes eine Scherschicht aus. Das Verhalten einer Scherschicht zwischen Strömungskanal und Kavität wurde in der Vergangenheit eingehend untersucht.

Rowley et al. (2002) stellen beispielsweise eine numerische Studie zu diesem Thema vor. Die Untersuchung einer überströmten rechteckigen Kavität erfolgt in diesem Fall mit Hilfe einer direkten numerischen Simulation (DNS). Um die Berechnungsdauer zu reduzieren, wird die Überströmung der Kavität zweidimensional berechnet. Abbildung 7.13 zeigt die von Rowley et al. (2002) simulierte Anordnung. Die Grenzschicht der Strömung an der stromauf liegenden Kante der Kavität wird von Rowley et al. (2002) mit einer Reynolds-Zahl von 29,28 bis 86,3 als laminar vorgegeben. Um die Reynoldszahl zu berechnen, verwenden Rowley et al. (2002) die in Abbildung 7.13 verdeutlichte Grenzschichtdicke  $\delta_0$  an der stromauf liegenden Kante der Kavität als charakteristische Länge. Durch die Variation verschiedener Parameter wie beispielsweise der Mach-Zahl der freien Anströmung  $Ma_1$  oder dem Verhältnis zwischen der Länge der Kavität  $L$  und der Grenzschichtdicke  $\delta_0$  berechnen Rowley et al. (2002) verschiedene Zustände der Scherschicht über der Kavität. So kann für eine konstante Mach-Zahl der Anströmung von  $Ma_1 = 0,6$  in Abhängigkeit von dem Verhältnis  $L/\delta_0$  zwischen drei verschiedenen Fällen unterschieden werden:

1. Für  $L/\delta_0 < 25$  werden Oszillationen der Scherschicht durch die innere Dämpfung des Fluids gedämpft. Die Scherschicht ist somit stabil und stationär.
2. Wird das Verhältnis  $L/\delta_0$  größer als 25 beginnt die Scherschicht zu oszillieren. Dieser Zustand wird von Rowley et al. (2002) als „Shear Layer-Mode“ bezeichnet. Die Oszillation der Scherschicht resultiert in einer schwankenden Geschwindigkeitskomponente, die normal zur überströmten Oberfläche der Kavität gerichtet ist. Die schwankende Geschwindigkeit



**Abbildung 7.13:** Rechengebiet zur Untersuchung einer überströmten Kavität nach Rowley et al. (2002)

hat wiederum eine Druckschwankung zur Folge.

3. Wird das Verhältnis  $L/\delta_0$  weiter erhöht, nimmt die Oszillation der Scherschicht zu. Bei einem Wert von  $L/\delta_0 = 75$  beginnt die Scherschicht ihre Stabilität zu verlieren. Als Folge können großskalige Wirbelstrukturen beobachtet werden, die von der Vorderkante der Kavität ablösen und große Druckschwankungen verursachen. Dieser Zustand wird als „Wake Mode“ bezeichnet. Neben dem Verhältnis  $L/\delta_0$  wird die Stabilität der Scherschicht von der Mach-Zahl der freien Anströmung beeinflusst. So identifizieren Rowley et al. (2002) bei  $L/\delta_0 = 102$  den Transitionspunkt zwischen dem Shear Layer und dem Wake Mode bei  $Ma_1 = 0,3$ .

Weitere Untersuchungen zu einer überströmten Kavität werden von Ahuja und Mendoza (1995) durchgeführt. In dieser Studie wird ebenfalls das Verhältnis zwischen der Länge der Kavität und der Grenzschichtdicke an der stromauf liegenden Kante variiert. Die Grenzschicht der Anströmung ist in diesem Fall jedoch turbulent. Die überströmte Kavität wird von Ahuja und Mendoza (1995) hinsichtlich der akustischen Eigenschaften untersucht. Bei  $Ma_1 = 0,4$  und  $L/\delta_0 = 15$  stellen Ahuja und Mendoza (1995) fest, dass der von der Kavität emittierte Schalldruckpegel über den gesamten gemessenen Frequenzbereich ein niedriges Niveau aufweist. Das Fehlen von Schalldrucküberhöhungen bei diskreten Frequenzen lässt darauf schließen, dass die Scherschicht über der überströmten Kavität in diesem Fall stabil ist.

In Hinblick auf die akustische Anregung in Turbomaschinen ist die Stabilität der Scherschicht im Übergang zwischen dem Strömungskanal und den akustischen Anregungseinheiten ein wichtiges Kriterium. Ist die Scherschicht stabil, werden keine zusätzlichen Druckschwankungen induziert. Wie in Abschnitt 3.2.2 anhand des aeroelastischen Ersatzmodells gezeigt wird, werden die aerodynamische Masse, die aerodynamische Dämpfung und die aerodynamische Steifigkeit durch die auf die Schaufel wirkenden instationären Kräfte bestimmt. Das Verhalten des aeroelastischen Systems wird somit bei einer stabilen Grenzschicht nicht beeinflusst. Beginnt die Scherschicht zu oszillieren, treten Druckschwankungen auf, die in einer Beeinflussung der instationären aerodynamischen Kräfte resultieren, die auf die Beschaukelung wirken. Nach den in Abschnitt 3.2.2 beschriebenen Zusammenhängen sind diese Kräfte maßgeblich für den aus der Strömung resultierenden Anregungsterm  $\hat{F}_W \sin(\omega t)$  sowie für das aeroelastische Verhalten in Form der aerodynamischen Terme  $m_{Aero}$ ,  $d_{Aero}$  und  $c_{Aero}$  verantwortlich (vgl. Gleichung 3.15 und Gleichung 3.16). Bei Instabilität der Scherschicht treten durch die großskaligen Wirbelstrukturen große Druckschwankungen auf. Die Beeinflussung der aerodynamischen Terme nimmt somit zu. Die Stabilität der Scherschicht im Übergang zwischen dem Strömungskanal und den akustischen Anregungseinheiten sollte somit vor der Untersuchung des aeroelastischen Verhaltens einer Beschaukelung zunächst abgeschätzt werden. Erweist sich die Scherschicht als tendenziell instabil sollten Maßnahmen ergriffen werden, um die Druckschwankungen in diesem Bereich zu reduzieren. Ein Ausblick auf einen hierfür in Frage kommenden Lösungsansatz wird in Abschnitt 8.2 gegeben.

Einen ersten Anhaltspunkt für die Beeinflussung der Strömung durch den Hornmund gibt die synchrone Schwingungsantwort bei der achten Erregerordnung. Begründet durch die Verwendung

von acht auf den Umfang verteilten Anregungseinheiten und die daraus resultierenden acht offenen Bohrungen im Gehäuse (Hornmünder) ist eine Erhöhung der Schwingungsamplitude bei der achten Erregerordnung zu erwarten. Grundsätzlich sind hiervon alle Eigenmoden der NGAV-Laufbeschaufelung betroffen. Aufgrund der Nenndrehzahl  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$  kann jedoch maximal eine Anregungsfrequenz von 400 Hz mit der achten Erregerordnung erreicht werden. Der Nachweis dieses Effektes soll daher für die erste Biegemode erfolgen. Hierzu werden zwei verschiedene Konfigurationen miteinander verglichen:

1. In der ersten Konfiguration ist das akustische Anregungssystem vollständig montiert, jedoch während der gesamten Untersuchung nicht aktiv.
2. In der zweiten Konfiguration werden anstelle der akustischen Anregungseinheiten Blindstopfen eingesetzt, die an ihrem Ende der Kontur des Strömungskanals angepasst sind.

Die synchronen Schwingungsantworten bei der achten Erregerordnung werden zunächst anhand von jeweils sechs Drehzahltransienten für die beiden verschiedenen Versuchsaufbauten bestimmt. Dabei werden jeweils drei Drehzahltransienten mit ansteigender Drehzahl und drei Drehzahltransienten mit abfallender Drehzahl vermessen. Die Auswertung der von der Drehzahl abhängigen Schwingungsverläufe erfolgt analog zu den vorherigen Messungen unter Verwendung der Methode der kleinsten Fehlerquadrate. Für die Quantifizierung des Einflusses des Hornmundes auf die synchrone Schwingungsantwort bei der achten Erregerordnung soll sowohl die durchschnittliche als auch die maximal auftretende Schwingungsamplitude dienen. Beide Werte werden jeweils über die im Zuge der sechs vermessenden Drehzahltransienten auftretenden und durch die achte Erregerordnung angeregten Schwingungen gemittelt.

Ist die Bohrung des Hornmundes frei, beträgt die Überhöhung der mittleren Schwingungsamplitude 32% gegenüber der Konfiguration, in der die Anregungseinheiten durch Blindstopfen ersetzt werden. Die maximal auftretende Schwingungsamplitude erhöht sich gegenüber der Konfiguration mit Blindstopfen um 30%. Die geringe Differenz zwischen mittlerer und maximaler Überhöhung der Schwingungsamplitude deutet darauf hin, dass dieser Effekt nicht nur eine sondern viele Schaufeln betrifft. Die mittlere Abweichung zwischen den mit dem Tip-Timing-System gemessenen Schwingungsamplituden und den mit DMS gemessenen Werten beträgt 3% (siehe Abschnitt 6.3). Die gemessene Überhöhung ist somit mit einem Verhältnis von 10,7 zu 1 zwischen Effekt und Messunsicherheit signifikant. Die rotierenden Laufschaufeln interagieren demnach mit der Scherschicht an den Hornmündern. Eine stationäre Scherschicht kann in diesem Fall daher ausgeschlossen werden.

Für die in dieser Arbeit vorgestellten Grundlagenuntersuchungen zur akustischen Anregung im rotierenden System ist die Beeinflussung des aeroelastischen Verhaltens der Beschaufelung durch den Hornmund nicht relevant. Die hergeleiteten Zusammenhänge sowie die getroffenen Aussagen sind auch unter Berücksichtigung einer potentiellen Beeinflussung der aerodynamischen Terme in Gleichung 3.15 durch den Hornmund gültig. Für zukünftige Untersuchungen des aeroelastischen Verhaltens einer Turbomaschinenbeschaufelung, wie zum Beispiel der Bestimmung der aerodynamischen Dämpfung  $d_{\text{Aero}}$ , muss der Einfluss des Hornmundes auf die Strömung jedoch

quantifiziert und gegebenenfalls minimiert werden.

Alle bis hierhin diskutierten Einflüsse treten aufgrund der für die akustische Anregung notwendigen Modifikation des Gehäuses der Turbomaschine auf. Ein weiterer Einfluss der bei der Untersuchung aeroelastischer Effekte berücksichtigt werden muss, resultiert aus der akustischen Anregung selbst. Der nach Abschnitt 3.1 als instationäre Druckschwankung interpretierbare Schall regt nicht nur die Schwingungen an, sondern beeinflusst auch die instationäre Druckverteilung am Profil und somit die Aerodynamik des Profils. Aufgrund der hohen Schalldruckpegel, die mit dem akustischen Anregungssystem erreicht werden, kann der Einfluss des durch die akustischen Anregungseinheiten erzeugten instationären Drucks auf die aerodynamischen Terme  $m_{\text{Aero}}$ ,  $d_{\text{Aero}}$  und  $c_{\text{Aero}}$  in Gleichung 3.15 nicht vernachlässigt werden. Um diesen unerwünschten Einfluss auf die Aeroelastik zu vermeiden, ist für zukünftige Untersuchungen daher geplant, das aeroelastische Verhalten nicht während der Anregung mit Schall, sondern vielmehr das aeroelastische Verhalten erst nach dem Abschalten der akustischen Anregung, das heißt das Abklingen der Schaufelschwingung (engl. Ring Down) zu untersuchen.

## 8 Schlussfolgerungen und Ausblick

### 8.1 Schlussfolgerungen

Aufgrund aktueller Entwicklungen gewinnt das Verständnis und die Vorhersage aeroelastischer Phänomene in Turbomaschinen zunehmend an Bedeutung. Für die Vorhersage dieser Effekte werden numerische Berechnungsverfahren benötigt, die für eine verlässliche Vorhersage anhand experimenteller Daten validiert werden müssen. Zur Generierung experimenteller Daten existieren verschiedene Möglichkeiten, von denen eine die aktive Anregung von Schaufelschwingungen im rotierenden System darstellt. Die aktive Anregung von Schaufelschwingungen ist zudem ein wichtiger Bestandteil der experimentellen Untersuchung der physikalischen Zusammenhänge aeroelastischer Phänomene in Turbomaschinen. Insbesondere das Verständnis und die Vorhersage der aerodynamischen Dämpfung ist vor dem Hintergrund aktueller aggressiver Auslegungsstrategien essenziell. Experimentelle Untersuchungen sind zudem die Grundlage für die Entwicklung eines vertieften Verständnisses der genannten Effekte und damit für die Erforschung der Aeroelastik in Turbomaschinen unverzichtbar.

Mit dem Ziel, eine vielversprechende Alternative zu bereits publizierten Anregungsmethoden zu schaffen, wird im Rahmen dieser Arbeit ein innovatives System zur akustischen Schwingungsanregung von Turbomaschinenschaufeln entwickelt und erprobt. Insbesondere aufgrund des minimalinvasiven Charakters der akustischen Anregung sowie aufgrund der Flexibilität der Anregungsfrequenz, der angeregten Schwingungsmode und des angeregten Knotendurchmessers verspricht die akustische Anregung einen signifikanten Mehrwert gegenüber bereits in der Literatur vorgestellten Konzepten.

Das Grundkonzept des entwickelten Systems basiert auf acht akustischen Anregungseinheiten, die über den Umfang verteilt sind, im Gehäuse einer Turbomaschine fixiert sind und die rotierende Laufbeschaufelung zum Schwingen anregen. Der Schall wird in diesem Fall direkt im Bereich der Blattspitzen der anzuregenden Laufschaufeln in den Strömungskanal eingekoppelt. Wie sich im Rahmen dieser Arbeit herausstellt, spielt die Gestaltung der akustischen Anregungseinheiten für eine effektive akustische Anregung eine entscheidende Rolle. So wird das charakteristische Übertragungsverhalten der Anregungseinheiten durch die Variation der Länge der Horngeometrie signifikant beeinflusst. Physikalisch ist dieses Verhalten auf das Auftreten von Resonanzen im Horn zurückzuführen. Das Auftreten der Resonanzen ist von der Länge der akustischen Welle und der Länge der Horngeometrie abhängig. Für die Erfüllung der Resonanzbedingung muss ein Maximum oder ein Minimum des Schalldrucks mit dem Hornmund zusammenfallen. Neben der Gestaltung der Horngeometrie ist weiterhin die Ausrichtung der akustischen Anregung relativ zur

angeregten Schaufel von Bedeutung. Im Rahmen von Untersuchungen an einer aus Turbinenprofilen zusammengesetzten Ringkaskade erweist sich die saugseitige Ausrichtung der akustischen Anregung als die geeignetste Anordnung. In dieser Anordnung wird eine Erhöhung der maximal anregbaren Schwingungsamplitude mit zunehmender Abströmgeschwindigkeit der Ringkaskade erzielt. Eine höhere Schwingungsamplitude wird lediglich mit der stromaufgerichteten Anregung erreicht, die jedoch aufgrund einer Wirbelablösung im Bereich des Hornmundes für die akustische Anregung in Turbomaschinen ausscheidet.

Die Erprobung und Optimierung der akustischen Anregung im rotierenden System erfolgt im Rahmen dieser Arbeit an einem Niedergeschwindigkeitsaxialverdichter. Zur Erfassung der Schaufelschwingungen wird ein optisches Tip-Timing-System verwendet. Durch die Kombination der akustischen Anregung mit dem Tip-Timing-System erfolgt sowohl die Anregung als auch die Erfassung der Schaufelschwingungen berührungslos. Das Einbringen einer zusätzlichen Verstimmung durch Dehnungsmessstreifen (DMS), die die mechanischen Eigenschaften der untersuchten Beschaukelung beeinflussen, kann somit grundsätzlich verhindert werden.

Um die Messgenauigkeit des Tip-Timing-Systems zu quantifizieren, werden im Rahmen einer Validierung die Schwingungsamplituden redundant erfasst. Die Validierung des Tip-Timing-Systems erfolgt anhand von Schaufelschwingungsmessungen in der ersten Laufreihe des Niedergeschwindigkeitsaxialverdichters (NGAV). In dieser Laufreihe sind einzelne Schaufeln mit DMS instrumentiert, die für die Validierung des Tip-Timing-Systems genutzt werden. Wie zuvor beschrieben, werden die mechanischen Eigenschaften der Laufschaufeln durch die DMS beeinflusst. Für die Untersuchung des aeroelastischen Verhaltens der NGAV-Laufschaufeln müsste diese Verstimmung in der Auswertung und Analyse der Messergebnisse berücksichtigt beziehungsweise korrigiert werden. Für das Treffen einer Aussage über die Messgenauigkeit des Tip-Timing-Systems spielt diese Verstimmung jedoch keine Rolle, da sie von beiden Messsystemen, dem Tip-Timing-System und den DMS, gleichermaßen erfasst wird. Der Vergleich der mit Hilfe der DMS und mit Hilfe des Tip-Timing-Systems gemessenen Schwingungsamplituden führt auf einen Quotienten von  $0,97 \pm 0,07$  bei einem Vertrauensbereich von 95%. Für die Bildung dieses Quotienten wird die Tip-Timing-Amplitude auf die mit Hilfe der DMS gemessene Amplitude bezogen. Die mittlere Abweichung zwischen den beiden Messsystemen von 3% belegt die hohe Messgenauigkeit des verwendeten Tip-Timing-Systems. Insbesondere vor dem Hintergrund der hohen Anforderungen, die bei Tip-Timing-Messungen an den Auswertungsalgorithmus sowie an die verwendete Messtechnik zur exakten Auflösung der schwingungsbedingten Auslenkungen gestellt werden (siehe Abschnitt 5.1 und Abschnitt 6.3), spiegelt dieser Wert ein sehr gutes Ergebnis wieder.

Die Erprobung des entwickelten Anregungssystems in der zweiten Laufreihe des NGAV belegt nach Wissen des Autors erstmalig die Einsetzbarkeit eines akustischen Systems zur Anregung von Schaufelschwingungen im rotierenden System. Schaufelschwingungen werden bei verschiedenen Drehzahlen akustisch angeregt. Durch die Variation der Anregungsfrequenz bei einer festen Drehzahl können weiterhin bei phasengleicher Ansteuerung der Anregungseinheiten verschiedene Anregungsfrequenzen identifiziert werden, die zu einer Anregung der ersten Schwingform der NGAV-

Laufbeschaufelung führen. Ein wesentlicher Unterschied zwischen den sich bei den verschiedenen Anregungsfrequenzen einstellenden Schaufelschwingungen ist der Knotendurchmesser, mit dem die angeregte Laufreihe schwingt. Basierend auf diesen Ergebnissen werden die physikalischen Zusammenhänge bei der akustischen Anregung von Turbomaschinenschaufeln erkannt: Die über den Umfang verteilten Anregungseinheiten können jeweils als Monopol angenommen werden und erzeugen ein akustisches Feld. Dieses Feld enthält akustische Moden, deren azimuthale Ordnung  $m$  einem ganzzahligen Vielfachen der Anzahl der Anregungseinheiten entspricht. Für den Fall der Übereinstimmung zwischen der Anregungsfrequenz im Relativsystem des Rotors und einer Eigenfrequenz der Laufschaufeln können diese Moden für die Anregung von Schaufelschwingungen genutzt werden. Der sich bei der Anregung einstellende Knotendurchmesser der Schwingung entspricht in diesem Fall der azimuthalen Ordnung der für die Anregung verwendeten akustischen Mode. Wie die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen belegen, basiert dabei die Verschiebung zwischen der im stationären System vorgegebenen akustischen Anregungsfrequenz und der Anregungsfrequenz im Relativsystem des Rotors auf der Relativgeschwindigkeit zwischen dem Rotor des NGAV und der Phasengeschwindigkeit der für die Anregung verwendeten akustischen Mode.

Ein weiterer wesentlicher Bestandteil dieser Arbeit ist die Entwicklung eines Verfahrens zur Variation des Knotendurchmessers der angeregten Schwingung. Dieses Verfahren basiert auf dem zuvor erarbeiteten Verständnis der akustischen Anregung in Turbomaschinen und beinhaltet die phasenversetzte Ansteuerung der akustischen Anregungseinheiten. Durch dieses Ansteuerungskonzept kann dem erzeugten akustischen Feld eine zusätzliche Rotation aufgeprägt werden. Hierdurch lässt sich das akustische Feld dahingehend manipulieren, dass alle Knotendurchmesser, in denen die NGAV-Laufbeschaufelung schwingen kann, gezielt und separat angeregt werden können. Darüber hinaus belegen die in dieser Arbeit vorgestellten experimentellen Ergebnisse, dass die maximal anregbare Schwingungsamplitude durch die phasenversetzte Ansteuerung nicht beeinträchtigt wird. Wie in Abschnitt 3.2.2 beschrieben, hat der Knotendurchmesser einer Schwingung einen großen Einfluss auf den Betrag und das Vorzeichen der aerodynamischen Dämpfung und somit auf die aeroelastische Stabilität. Folglich kann das aeroelastische Verhalten einer Beschaufelung nur dann vollständig erfasst werden, wenn eine Möglichkeit zur Variation des Knotendurchmessers existiert. Vor diesem Hintergrund birgt die phasenversetzte Ansteuerung der akustischen Anregung für die experimentelle Untersuchung aeroelastischer Effekte großes Potential. Das Prinzip der phasenversetzten Ansteuerung wird in dieser Arbeit im Unterschied zu bisherigen Arbeiten erstmals für die gezielte Manipulation des im rotierenden System angeregten Knotendurchmessers eingesetzt.

Die wesentlichen Vorteile des auf der Akustik basierenden Systems gegenüber alternativen Anregungskonzepten sind die Berührungslosigkeit und die hohe Flexibilität hinsichtlich der Anregungsfrequenz, des angeregten Knotendurchmessers und der Amplitude der Anregungskraft. Dabei stellt insbesondere die freie Variation des Knotendurchmessers der angeregten Schwingung ein Alleinstellungsmerkmal gegenüber alternativen, berührungslosen Anregungsmethoden dar. Weiterhin sind sowohl die Amplitude als auch die Frequenz der akustischen Anregung lediglich durch

den Betriebsbereich der verwendeten Lautsprecher limitiert und können innerhalb dieser Grenzen frei variiert werden.

Die im Rahmen dieser Arbeit vorgestellten Untersuchungen belegen, dass die ersten drei Eigenmoden der NGAV-Laufbeschaufelung durch die Variation der Anregungsfrequenz akustisch angeregt werden können. Zukünftige aeroelastische Untersuchungen unter Verwendung des entwickelten akustischen Systems sind folglich nicht auf eine einzelne Eigenmode, wie zum Beispiel die erste Biegemode, begrenzt. Vielmehr können unterschiedliche Schwingfamilien, die beispielsweise auf Biege- oder Torsionsmoden basieren, in die Untersuchungen mit einbezogen werden. Hierdurch ergibt sich ein zusätzlicher Freiheitsgrad, der das Potential der akustischen Anregung für aeroelastische Experimente bestätigt.

Die erarbeiteten grundlegenden Zusammenhänge bei der akustischen Anregung in Turbomaschinen ermöglichen bei Kenntnis der Eigenfrequenzen der untersuchten Beschaufelung eine sehr präzise Vorhersage der benötigten Anregungsfrequenzen. Das hier gewonnene Verständnis des komplexen Zusammenhangs zwischen der Akustik und der angeregten Schaufelschwingung ermöglicht die gezielte Abstimmung der Anregungseinheiten auf die benötigten Anregungsfrequenzen. Durch die erarbeitete analytischen Zusammenhänge kann diese Abstimmung künftig im Rahmen der Versuchsvorbereitung erfolgen. Hierdurch kann der für die Anregung zur Verfügung stehende Schalldruck und somit die anregbare Schwingungsamplitude für die Durchführung der eigentlichen aeroelastischen Untersuchungen maximiert werden.

Weitere in dieser Arbeit vorgestellte Untersuchungen zeigen, dass die Aerodynamik des Schaufelprofils durch den Hornmund und durch die akustische Anregung selbst beeinflusst wird. Die Beeinflussung der Aerodynamik geht mit der Beeinflussung der aeroelastischen Anregung beziehungsweise des aeroelastischen Verhaltens der untersuchten Beschaufelung einher. Ansätze zur Reduzierung beziehungsweise Vermeidung dieser Einflüsse in zukünftigen aeroelastischen Untersuchungen werden im folgenden Abschnitt 8.2 erläutert.

## 8.2 Ausblick

Nach der erfolgreichen Entwicklung und Erprobung der akustischen Anregung soll dieses System zukünftig für weitere aeroelastische Untersuchungen eingesetzt werden. Eines der wesentlichen Ziele zukünftiger Untersuchungen ist die experimentelle Bestimmung der aerodynamischen Dämpfung. Hierfür ist die akustische Anregung einer Turbinenblisk geplant. Über die Untersuchung des Abschwingverhaltens der angeregten Schwingung bei verschiedenen Betriebspunkten soll die aerodynamische Dämpfung in Abhängigkeit vom Knotendurchmesser bestimmt werden. Die akustische Anregung ist während des Abschwingens der angeregten Schwingung nicht aktiv, sodass eine Beeinflussung des aeroelastischen Verhaltens durch den Schalldruck ausgeschlossen ist. Die Verwendung einer Blisk stellt zudem sicher, dass der mechanische Anteil der Dämpfung auf ein kleinstmögliches Maß reduziert ist und die Gesamtdämpfung somit durch den aerodynamischen Anteil dominiert wird. Die experimentell bestimmten Dämpfungswerte sollen anschließend

für die Validierung und Optimierung der in der Industrie eingesetzten Berechnungsverfahren zur Vorhersage aeroelastischer Effekte verwendet werden. Darüber hinaus sind die experimentellen Daten Ausgangspunkt und Grundlage für die Entwicklung eines tief greifenden Verständnisses der physikalischen Zusammenhänge der aerodynamischen Dämpfung in Turbomaschinen. Insbesondere vor dem Hintergrund der essentiellen Bedeutung der Aeroelastik für die Entwicklung moderner Turbomaschinen ist dieses Verständnis ein wichtiger Bestandteil für die Realisierung eines effizienten und sicheren Betriebes zukünftiger Turbomaschinen.

Ein wichtiges Kriterium für die Untersuchung des Abschwingverhaltens ist die Einhaltung eines ausreichenden Signal-zu-Rausch Abstandes der angeregten Schwingungsamplitude. Die mit Hilfe des akustischen Systems anregbare Schwingungsamplitude muss folglich ausreichend groß sein, um eine Auswertung und die Analyse des Abschwingverhaltens zu ermöglichen. Die hierfür notwendige Schwingungsamplitude lässt sich nicht pauschal angeben. Sie hängt von verschiedenen Parametern wie beispielsweise der Gesamtdämpfung, die für die Dauer des Abschwingvorgangs eine entscheidende Rolle spielt, oder der Abtastfrequenz des Schwingungsmesssystems ab. Die Abtastfrequenz wird für den Fall der Schwingungsmessung mit Hilfe eines Tip-Timing-Systems durch die Drehzahl der untersuchten Beschaukelung bestimmt, da mit diesem Messsystem pro Umdrehung jeweils ein Messwert für jede Schaufel erfasst wird.

Wie die in Abschnitt 7.6 vorgestellten Untersuchungen belegen, wird das aeroelastische Verhalten der NGAV-Bschaukelung durch die Aerodynamik im Übergang zwischen dem Strömungskanal und dem Horn der akustischen Anregungseinheit beeinflusst. Ein vielversprechender Ansatz zur Reduzierung dieses Einflusses ist die Integration von Lochblechen im Übergang zwischen dem Hornmund und dem Strömungskanal. Die Wahl der Verteilung und Größe der Löcher des Lochblechs sollte dabei unter Berücksichtigung von akustischen und strömungsmechanischen Aspekten erfolgen. In diesem Fall wäre das Ziel, bei möglichst hoher Transmission eine möglichst effektive Unterdrückung der Druckschwankungen im Übergangsbereich zu erreichen.

Eine weitere Möglichkeit zur Verbesserung der vorgestellten, akustischen Anregung stellt die gezielte Abstimmung der akustischen Horngeometrie auf die benötigten Anregungsfrequenzen dar. Wie gezeigt werden konnte, wird der erreichbare Schalldruck signifikant durch die Horngeometrie beeinflusst. Ein möglicher Ansatzpunkt für die Abstimmung der Horngeometrie ist die Länge des Horns, über welche die Anzahl und Lage der Resonanzen des Horns beeinflusst werden kann. Für eine variable Abstimmung der Horngeometrie auf die jeweilige Frequenz, bei der ein hoher Schalldruck benötigt wird, ist daher die Entwicklung einer hinsichtlich der Länge verstellbaren Horngeometrie im Rahmen zukünftiger Arbeiten empfehlenswert.

Ein weiteres Forschungsfeld, für dessen Erforschung das in dieser Arbeit entwickelte akustische Anregungssystem geeignet ist, ist das Frequenz- beziehungsweise das aerodynamische Mistuning. So kann durch die Möglichkeit der gezielten Anregung eines frei wählbaren Knotendurchmessers beispielsweise der Einfluss des Frequenz- beziehungsweise des aerodynamischen Mistunings auf die Schwingungsamplitude bei fremderregten Schwingungen experimentell bestimmt werden. Effekte wie zum Beispiel die aus dem Frequenz-Mistuning bekannte „Lokalisation“ lassen sich hier-

durch identifizieren und in Abhängigkeit von der Verstimmung der Beschau felung untersuchen. Einflüsse, die aus der Umströmung und der Rotation der untersuchten Schaufelprofile resultieren, würden in diesen Messungen mitberücksichtigt.

## Literaturverzeichnis

Agilis Measurement Systems (2010): Agilis Schulungsunterlagen.

Ahuja, K. K. und Mendoza, J. (1995): Effects of Cavity Dimensions, Boundary Layer, and Temperature on Cavity Noise with Emphasis on Benchmark Data to Validate Computational Aeroacoustic Codes. NASA Contractor Report 4653.

Ahuja, K. K.; Tester, B. J. und Tanna, H. K. (1978): The Free Jet as a Simulator of Forward Velocity Effects on Jet Noise. NASA Contractor Report 3056.

Amano, R. S. und Xu, C. (2005): Blade Sweep Effects of Turbomachinery. In: Proceedings of AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. Reno, Nevada, USA, Band 48, S. 10–13.

Amiet, R. K. (1978): Refraction of Sound by a Shear Layer. In: Journal of Sound and Vibration, Band 58(4):S. 467–482.

Anagnostopoulos, P. und Bearman, P. W. (1992): Response Characteristics of a Vortex-Excited Cylinder at Low Reynolds Numbers. In: Journal of Fluids and Structures, Band 6(1):S. 39–50.

Bartelt, M.; Laguna, J. D. und Seume, J. R. (2013): Synthetic Sound Source Generation for Acoustical Measurements in Turbomachines. In: Proceedings of ASME Turbo Expo. San Antonio, Texas, USA, GT2013-95045.

Belz, J.; May, M.; Siemann, J.; Seume, J. R.; Voigt, C.; Böhmer, H. und Grüber, B. (2013): Excited Blade Vibration for Aeroelastic Investigations of a Rotating Blisk Using Piezo-Electric Macro Fiber Composites. In: Proceedings of ASME Turbo Expo. San Antonio, Texas, USA, GT2013-95735.

Bernardini, C.; Benton, S. und Bons, J. P. (2012): The Effect of Acoustic Excitation on Boundary Layer Separation of a Highly Loaded LPT Blade. In: Proceedings of ASME Turbo Expo. Kopenhagen, Dänemark, GT2013-69618.

Bernardini, C.; Benton, S. und Bons, J. P. (2013): Separation Control by Acoustic Excitation on Highly Loaded Low Pressure Turbine Blades. In: Proceedings of 10th European Turbomachinery Conference. Lappeenranta, Finland.

Bölcs, A. und Fransson, T. H. (1986): Aeroelasticity in Turbomachines - Comparison of Theoretical and Experimental Results. In: Communication du Laboratoire de Thermique Appliquée et de Turbomachines, Band 13.

- Bräunling, W. J. G. (2009): Flugtriebwerke, 3., vollst. überarb. u. erw. Auflage. Springer-Verlag.
- Buckl, F. (1998): Die neue Generation von Luftstrahltriebwerken – Potentiale und Anwendungen. In: Tagungsband „Bewertung von Flugzeugen“, Workshop des DGLR-Fachausschuss S2 Luftfahrtsysteme, Lehrstuhl für Luftfahrttechnik, TU-München. München, Deutschland.
- Bussmann, M.; Kraus, J. und Bayer, E. (2005): An Integrated Cost-Effective Approach to Blisk Manufacturing. In: Proceedings of 17th Symposium on Air Breathing Engines. München, Deutschland.
- Clark, S. T.; Kielb, R. E. und Hall, K. C. (2013): A Van der Pol Based Reduced-Order Model for Non-Synchronous Vibration (NSV) in Turbomachinery. In: Proceedings of ASME Turbo Expo. San Antonio, Texas, USA, GT2013-95741.
- Clark, W. S. und Hall, K. C. (2000): A Time-Linearized Navier-Stokes Analysis of Stall Flutter. In: Journal of Turbomachinery, Band 122(3):S. 467–476.
- Collins, F. G. und Zelenevitz, J. (1975): Influence of Sound upon Separated Flow over Wings. In: AIAA journal, Band 13(3):S. 408–410.
- Cowles, B. A. (1996): High Cycle Fatigue in Aircraft Gas Turbines-an Industry Perspective. In: International Journal of Fracture, Band 80(2-3):S. 147–163.
- Curtis, E. M.; Hodson, H. P.; Baniaghbal, M. R.; Denton, J. D.; Howell, R. J. und Harvey, N. W. (1997): Development of Blade Profiles for Low-Pressure Turbine Applications. In: Journal of Turbomachinery, Band 119(3):S. 531–538.
- Danforth, C. E. (1966): Designing to Avoid Fatigue in Long Life Engines. In: Proceedings of National Aeronautical Meeting. New York, New York, USA.
- Denton, J. D. und Xu, L. (1998): The Exploitation of Three-Dimensional Flow in Turbomachinery Design. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, Band 213(2):S. 125–137.
- Dowell, E. H.; Clark, R.; Cox, D.; Curtiss, J. H. C.; Edwards, J. W.; Hall, K. C.; Peters, D. A.; Scanlan, R.; Simiu, E.; Sisto, F. und Strganac, T. W. (2004): A Modern Course in Aeroelasticity. Springer-Verlag.
- Ehrenfried, K. (2004): Strömungsakustik: Skript zur Vorlesung. Mensch & Buch.
- El-Aini, Y.; deLaneuville, R.; Stoner, A. und Capece, V. (1997): High Cycle Fatigue of Turbomachinery Components-Industry Perspective. In: Proceedings of 33rd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. Seattle, Washington, USA, AIAA97-3365.

- Elder, R.; Woods, I.; S., P.; Holmes, W.; Steed, R. und B., H. (2013): Investigation of Efficient CFD Methods for the Prediction of Blade Damping. In: Proceedings of ASME Turbo Expo. San Antonio, Texas, USA, GT2013-95005.
- Enghardt, L.; Tapken, U.; Neise, W.; Schimming, P.; Maier, R. und Zillmann, J. (2002): Active Control of Fan Noise from High-Bypass Ratio Aeroengines: Experimental Results. In: Aeronautical Journal, Band 106(1063):S. 501–506.
- Fabunmi, J. A. (1978): Forced Vibrations of a Single Stage Axial Compressor Rotor. Dissertation, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, Massachusetts, USA.
- Freund, O.; Bartelt, M.; Mittelbach, M.; Montgomery, M.; Vogt, D. M. und Seume, J. R. (2013): Impact of the Flow on an Acoustic Excitation System for Aeroelastic Studies. In: Journal of Turbomachinery, Band 135(3). doi:10.1115/1.4007511.
- Freund, O.; Montgomery, M.; Mittelbach, M. und Seume, J. R. (2014): Non-Contact Test Set-Up for Aeroelasticity in a Rotating Turbomachine Combining a Novel Acoustic Excitation System with Tip-Timing. In: Journal of Measurement Science and Technology, Band 25(035008). URL <http://stacks.iop.org/0957-0233/25/035008>.
- Garafolo, G. (2006): An Experimental Investigation of Multiple Mode Excitation of an Integrally Bladed Disk. Thesis, University of Akron, Ohio, USA.
- Ghiladi, A. (1981): Drehklangentstehung in axialen Turbomaschinen und -ausbreitung in angeschlossenen Rohrleitungen. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Deutschland.
- Gier, J. und Hübner, N. (2005): Design and Analysis of a High Stage Loading Five-Stage LP Turbine Rig Employing Improved Transition Modeling. In: Proceedings of ASME Turbo Expo. Reno, Nevada, USA, GT2005-68971.
- Goltz, I.; Böhmer, H.; Nollau, R.; Belz, J.; Grüber, B. und Seume, J. R. (2009): Piezo-Electric Actuation of Rotor Blades in an Axial Compressor. In: Proceedings of 8th European Conference on Turbomachinery, Fluid Dynamics and Thermodynamics. Graz, Österreich.
- Golubev, V. V. und Atassi, H. M. (1996): Sound propagation in an Annular Duct with Mean Potential Swirling Flow. In: Journal of Sound and Vibration, Band 198(5):S. 601–616.
- Greenblatt, D. und Wygnanski, I. J. (2000): The Control of Flow Separation by Periodic Excitation. In: Progress in Aerospace Sciences, Band 36(7):S. 487–545.
- Griebel, A. und Rieß, W. (2003): Instationäre Strömungsfeld- und Turbulenzmessungen in einem mehrstufigen Niedergeschwindigkeitsaxialverdichter. DFG-Ergebnisbericht Ri 385/14-1, 2003.

- Hall, K. C.; Thomas, J. P. und Clark, W. S. (2002): Computation of Unsteady Nonlinear Flows in Cascades Using a Harmonic Balance Technique. In: *AIAA Journal*, Band 40(5):S. 879–886.
- Hanson, D. B. (1993): Mode Trapping in Coupled 2D Cascades-Acoustic and Aerodynamic Results. In: *AIAA Journal*, (93-4417).
- Heath, S. und Imregun, M. (1998): A Survey of Blade Tip-Timing Measurement Techniques for Turbomachinery Vibration. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Band 120(4):S. 784–791.
- Hofer, J. und Höpner, A. (2011): Riesen-Turbine von Siemens knackt Weltrekord. In: *Handelsblatt* vom 20. Mai 2011. URL <http://www.handelsblatt.com/technologie/energie-umwelt/energie-technik/gaskraftwerke-riesen-turbine-von-siemens-knackt-weltrekord/4198634.html>.
- Holzinger, F.; Biela, C.; Schiffer, H.-P.; Östlund, J. und Martensson, H. (2009): Development of an Excitation System for Forced Response Investigations in the TU Darmstadt Compressor. In: *Proceedings of the 12th International Symposium of Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics & Aeroelasticity of Turbomachines*. London, Großbritannien, I12-S3-4.
- Hong-Sik, I. und Ge-Cheng, Z. (2012): Simulation of a Non-Synchronous Blade Vibration of an Axial Compressor Using a Fully Coupled Fluid/Structure Interaction. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo*. Kopenhagen, Dänemark, GT2012-68150.
- Hsu, K.; Hoyniak, D. und Anand, M. S. (2012): Full-Annulus Multi-Row Flutter Analyses. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo*. Kopenhagen, Dänemark, GT2012-68631.
- Johann, E.; Mück, B. und Nipkau, J. (2008): Experimental and Numerical Flutter Investigation of the 1st Stage Rotor in 4-Stage High Speed Compressor. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo*. Berlin, Deutschland, GT2008-50698.
- Jones, K. und Cross, C. (2002): A Traveling Wave Excitation System for Bladed Disks. In: *Proceedings of 43rd AIAA/ASME/ASCE/AHS Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference*. Denver, Colorado, USA, AIAA 2002-1531.
- Judge, J. A. (2002): Experimental Investigations of the Effects of Mistuning on Bladed Disk Dynamics. Dissertation, University of Michigan, Ann Arbor, Michigan, USA.
- Judge, J. A.; Ceccio, S. L. und Pierre, C. (2003): Traveling-Wave Excitation and Optical Measurement Techniques for Non-Contacting Investigation of Bladed Disk Dynamics. In: *The Shock and vibration digest*, Band 35(3):S. 183–190.
- Judge, J. A.; Pierre, C. und Ceccio, S. L. (2009): Experimental Mistuning Identification in Bladed Disks Using a Component-Mode-Based Reduced-Order Model. In: *AIAA journal*, Band 47(5):S. 1277–1287.

- Jurleit, M. (1992): Strahljäger ME 262 - Die Technikgeschichte. transpress Verlagsgesellschaft mbH.
- Kersken, H.-P.; Ashcroft, G.; Frey, C.; Pütz, O.; Stür, H. und Schmitt, S. (2012): Validation of a Linearized Navier-Stokes Based Flutter Prediction Tool Part 1: Numerical Methods. In: Proceedings of ASME Turbo Expo. Kopenhagen, Dänemark, GT2012-68018.
- Kersken, H.-P.; Frey, C.; Voigt, C. und Ashcroft, G. (2010): Time-Linearized and Time-Accurate 3D RANS Methods for Aeroelastic Analysis in Turbomachinery. In: Proceedings of ASME Turbo Expo. Glasgow, Großbritannien, GT2010-22940.
- Kielb, J.; McCormick, M.; Vettters, D. und Weaver, M. (2004): HCF Spin-Testing with Oil-Jet Excitation. In: Proceedings of the 9th National Turbine Engine High Cycle Fatigue (HCF) Conference. Pinehurst, North Carolina, USA.
- Kielb, J. J. und Abhari, R. S. (2003): Experimental Study of Aerodynamic and Structural Damping in a Full-Scale Rotating Turbine. In: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Band 125(1):S. 102–112.
- Kielb, R. E.; Barter, J. W.; Thomas, J. P. und Hall, K. C. (2003): Blade Excitation by Aerodynamic Instabilities – A Compressor Blade Study. In: Proceedings of ASME Turbo Expo. Atlanta, Georgia, USA, GT2003-38634.
- Kiencke, U. und Jäkel, H. (2008): Signale und Systeme. Oldenbourg Wissenschaftsverlag GmbH.
- Klauke, T. (2007): Schaufelschwingungen realer integraler Verdichterräder im Hinblick auf Verstimmung und Lokalisation. Dissertation, Brandenburgische Technische Universität Cottbus, Deutschland.
- Kolbrek, B. (2008): Horn Theory: An Introduction, Part 1. In: audioXpress, (3).
- Landers, C. B. und Hardrath, H. F. (1956): Results of Axial-Load Fatigue Tests on Elektropolished 2024-T3 and 7075-T6 Aluminium Alloy Sheet Specimens with Central Holes. NACA Tech. Note 3631.
- Lechner, C. und Seume, J. R. (2011): Stationäre Gasturbinen, 2., neu bearbeitete Auflage. Springer-Verlag.
- Leichtfuss, S.; Holzinger, F.; Brandstetter, C.; Wartzek, F.; Ratz, J. und Schiffer, H.-P. (2012): Aerodynamic and Aeroelastic Investigation of a Transonic Compressor Rig. In: Proceedings of the 13th International Symposium of Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics & Aeroelasticity of Turbomachines. Tokyo, Japan.
- Leichtfuss, S.; Holzinger, F.; Brandstetter, C.; Wartzek, F. und Schiffer, H.-P. (2013): Aeroelastic Investigation of a Transonic Research Compressor Rig. In: Proceedings of ASME Turbo Expo. San Antonio, Texas, USA, GT2013-94730.

- Lohmann, D. (1978): Zur Schallausbreitung in Zylinderkanälen mit helikalen Einbauten. Dissertation, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Deutschland.
- Luengo, A. S.; Vogt, D. M.; Schmitt, S. und Fransson, T. H. (2012): Validation of a Linearized Navier-Stokes Based Flutter Prediction Tool Part 2: Quantification of the Prediction Accuracy on a Turbine Test Case. In: Proceedings of ASME Turbo Expo. Kopenhagen, Dänemark, GT2012-69682.
- Magnus, K.; Popp, K. und Sextro, W. (2008): Schwingungen: eine Einführung in die physikalischen Grundlagen und die theoretische Behandlung von Schwingungsproblemen, 8., überarbeitete Auflage. Springer-Verlag.
- Maier, R.; Zillmann, J.; Enghardt, L. und Genoulaz, N. (2007): Experimental Results on Active Control of Buzz Saw Noise Tones of Aero Engines. In: International Journal of Aeroacoustics, Band 6(1):S. 17–30.
- Maier, R.; Zillmann, J.; Roure, A.; Winninger, M.; Enghardt, L.; Tapken, U.; Neise, W.; Antoine, H. und Bouty, E. (2001): Active Control of Fan Tone Noise from Aircraft Engines. In: 7th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. Maastricht, Niederlande, Band 2220.
- Manwaring, S. R.; Lorence, C. B.; Wadia, A. R. und Rabe, D. C. (1997): Inlet Distortion Generated Forced Response of a Low-Aspect-Ratio Transonic Fan. In: Journal of Turbomachinery, Band 119(4):S. 665–676.
- Marshall, J. G. und Imregun, M. (1996): A Review of Aeroelasticity Methods with Emphasis on Turbomachinery Applications. In: Journal of Fluids and Structures, Band 10(3):S. 237–267.
- May, M. (2012a): Linearisierte Flatteruntersuchungen an verstimmten Turbomaschinenbeschauungen. Dissertation, Technische Universität Berlin, Deutschland.
- May, M. (2012b): Reduced Order Modeling for the Flutter Stability Analysis of a Highly Loaded Transonic Fan. In: Proceedings of ASME Turbo Expo. Kopenhagen, Dänemark, GT2012-69775.
- Meinzer, C. E. (2011): Entwicklung und Inbetriebnahme eines akustischen Systems zur wandern- den Wellenanregung. Studienarbeit, Leibniz Universität Hannover, Deutschland, 2011.
- Meinzer, C. E.; Freund, O. und Seume, J. R. (2013): Design and Operation of an Acoustic System for Traveling Wave Excitation. In: AIA-DAGA 2013. Meran, Italien.
- Micallef, D.; Witteck, D.; Wiedermann, A.; Kluß, D. und Mailach, R. (2012): Three-Dimensional Viscous Flutter Analyses of a Turbine Cascade in Subsonic and Transonic Flows. In: Proceedings of ASME Turbo Expo. Kopenhagen, Dänemark, GT2012-68396.

- Münsterjohann, S.; Becker, S.; Dittmar, R. und Grohmann, T. (2012): Untersuchung der strömungsinduzierten Strukturschwingungen am Gebläse. In: 38. Deutsche Jahrestagung für Akustik.
- Morrison, C. R.; Provenza, A.; Kurkov, A.; Montague, G.; Duffy, K.; Mehmed, O.; Johnson, D. und Jansen, R. (2005): Fully Suspended, Five-Axis, Three-Magnetic-Bearing Dynamic Spin Rig with Forced Excitation. In: *Experimental Mechanics*, Band 45(3):S. 226–237.
- Munjaj, M. L. (1987): *Acoustics of Ducts and Mufflers with Application to Exhaust and Ventilation System Design*. John Wiley & Sons, Inc.
- Panovsky, J. und Kielb, R. E. (2000): A Design Method to Prevent Low Pressure Turbine Blade Flutter. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Band 122(1):S. 89–98.
- Petrov, E.; Di Mare, L.; Hennings, H. und Elliott, R. (2010): Forced Response of Mistuned Bladed Disks in Gas Flow: A Comparative Study of Predictions and Full-Scale Experimental Results. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Band 132(5).
- Petry, N. (2011): Experimentelle Untersuchung aeroakustischer und aeroelastischer Phänomene in Hochdruck-Radialverdichtern. Dissertation, Universität Duisburg - Essen, Deutschland.
- Pierre, C.; Ceccio, S. L.; Judge, J. und Cross, C. J. (2000): Experimental Investigation of Mistuned Bladed Disk Vibration. In: *Proceeding of the 5th National Turbine Engine High Cycle Fatigue Conference*. Chandler, Arizona, USA.
- Radaj, D. und Vormwald, M. (2007): *Ermüdungsfestigkeit, dritte, neubearbeitete und erweiterte Auflage*. Springer-Verlag.
- Rice, T.; Bell, D. und Singh, G. (2009): Identification of the Stability Margin between Safe Operation and the Onset of Blade Flutter. In: *Journal of Turbomachinery*, Band 131(1):S. 1–10.
- Rowley, C. W.; Colonius, T. und Basu, A. J. (2002): On Self-Sustained Oscillations in Two-Dimensional Compressible Flow over Rectangular Cavities. In: *Journal of Fluid Mechanics*, Band 455(1):S. 315–346.
- Sanders, A. J.; Hassan, K. K. und Rabe, D. C. (2004): Experimental and Numerical Study of Stall Flutter in a Transonic Low-Aspect Ratio Fan Blisk. In: *Journal of Turbomachinery*, Band 126(1):S. 166–174.
- Sanders, A. J.; Rabe, D. und Fost, R. (2002): An Experimental Investigation of Stall Flutter in an Advanced Design Low-Aspect Ratio Fan Blisk. In: *Proceedings of 7th National Turbine Engine High Cycle Fatigue Conference*. Palm Beach, Florida, USA.
- Schlinker, R. H. und Amiet, R. K. (1979): Refraction of Sound by a Shear Layer-Experimental Assessment. In: *American Institute of Aeronautics and Astronautics Conference*. Band 1.

- Schoenenborn, H. und Breuer, T. (2012): Aeroelasticity at Reversed Flow Conditions-Part II: Application to Compressor Surge. In: *Journal of Turbomachinery*, Band 134(6):S. 061031.
- Siemann, J.; Nollau, R.; Grüber, B. und Seume, J. R. (2009): Controlled Excitation of Rotor Blades via Macro Fiber Composites in an Axial Compressor. In: *Proceedings of XIX International Symposium on Air Breathing Engines*. Montreal, Kanada, ISABE-2009-1263.
- Srinivasan, A. V. (1997): Flutter and Resonant Vibration Characteristics of Engine Blades. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Band 119:S. 741–775.
- Steinert, W.; Starken, H. und Eisenberg, B. (1991): Design and Testing of a Controlled Diffusion Airfoil Cascade for Industrial Axial Flow Compressor Application. In: *Journal of Turbomachinery*, Band 113:S. 583–590.
- Sutliff, D. L. und Walker, B. E. (2000): Multi-Mode Simultaneous Inlet/Exhaust Active Noise Control of Fan Tones. In: *6th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*. Lahaina, Hawaii, USA.
- Tapken, U. (2010): Effekte bei der Sekundärschallfeldanregung in Systemen zur aktiven Regelung von höheren akustischen Kanalmoden. In: *36. Deutsche Jahrestagung für Akustik*. Berlin, Deutschland.
- Traulsen, D. (1989): Axialverdichterprüfstand zur Untersuchung von Randzonenströmungen. VDI-Verlag, VDI-Berichte, Reihe 7, Nr. 161. ISBN 3-18-146107-5.
- Tyler, J. M. und Sofrin, T. G. (1962): Axial Flow Compressor Noise Studies. In: *SAE Transactions*, Band 70:S. 309–332.
- Vázquez, R.; Cadrecha, D. und Torre, D. (2003): High Stage Loading Low Pressure Turbines. A New Proposal for an Efficient Chart. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo*. Atlanta, Georgia, USA, GT2003-38374.
- Vedeneev, V.; Kolotnikov, M. und Makarov, P. (2013): Numerical Analysis of Compressor Blade Flutter in Modern Gas Turbine Engines. In: *Proceedings of 10th European Turbomachinery Conference*. Lappeenranta, Finnland.
- Veit, I. (2012): *Technische Akustik*. Vogel Buchverlag.
- Vogt, D. (2005): Experimental Investigation of Three-Dimensional Mechanisms in Low-Pressure Turbine Flutter. Dissertation, Kungliga Tekniska Högskolan, Stockholm, Schweden.
- Vogt, D. und Fransson, T. (2004): A Technique for Using Recessed-Mounted Pressure Transducers to Measure Unsteady Pressure. In: *Proceedings of 17th Symposium on Measuring Techniques for Transonic and Supersonic Flow in Cascades and Turbomachines*. Stockholm, Schweden.

- Vogt, D. M. und Fransson, T. H. (2007): Experimental Investigation of Mode Shape Sensitivity of an Oscillating Low-Pressure Turbine Cascade at Design and Off-Design Conditions. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Band 129:S. 530–541.
- Watanabe, T.; Kazawa, J.; Uzawa, S. und Keim, B. (2008): Numerical and Experimental Study of Active Flutter Suppression with Piezoelectric Device for Transonic Cascade. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo*. Berlin, Deutschland, GT2008-51467.
- Wegman, E.; Snedden, G.; Van der Spuy, S. J.; Holzinger, F.; Schiffer, H.-P.; Martensson, H. und Östlund, J. (2013): The Development of an Air Injection System for the Forced Response Testing of Axial Compressors. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo*. San Antonio, Texas, USA, GT2013-96011.
- White, J. (1987): What is Manifold Technology? In: *The PA Bible*, Addition Number Seventeen.
- Wilkinson, M. J. und Joseph, P. F. (2006): Active Control of Buzz-Saw Tones: Experimental Results from a Laboratory-Scale, No-Flow Rig. In: *The Journal of the Acoustical Society of America*, Band 119(5):S. 2618–2627.
- Wisler, D. C. und Shin, H.-W. (1998): Blade Row Interaction and Unsteady Effects in Axial-Flow Compressors and Fans. In: *Lecture Series 1998-02: Blade Row Interference Effects in Axial Turbomachinery Stages*. Von Karman Institute for Fluid Dynamics.
- Wolff, S. (2003): Aerodynamische Effekte bei Vorderkanten-Filmkühlausblasung an hochbelasteten Turbinengittern unter dem Einfluss periodisch instationärer Zuströmung. Dissertation, Universität der Bundeswehr München, Deutschland.
- Wolff, T. (2012): Validierung eines optischen Tip-Timing Systems mittels Dehnungsmessstreifen. Studienarbeit, Leibniz Universität Hannover, Deutschland, 2012.
- Wolff, T.; Herbst, F.; Freund, O.; Liu, L. und Seume, J. R. (2014): Validating the Numerical Prediction of the Aerodynamics of an Axial Compressor. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo*. Düsseldorf, Deutschland, GT2014-25530.
- Yershov, S.; Rusanov, A.; Shapochka, A.; Lampart, P.; Świryczuk, J. und Gardzilewicz, A. (2002): Shape Optimization of Two Turbine Stages Using the Deformed Polyhedron Method and a Three-Dimensional RANS Solver. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, Band 216(2):S. 203–213.
- Zhang, M.; Hou, A.; Zhou, S. und Yang, X. (2012): Analysis on Flutter Characteristics of Transonic Compressor Blade Row by a Fluid-Structure Coupled Method. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo*. Kopenhagen, Dänemark, GT2012-69439.



## A Tip-Timing Sondenpositionen

**Tabelle A.1:** Tip-Timing Sondenpositionen am Niedergeschwindigkeitsaxialverdichter, Blickrichtung gegen die Strömungsrichtung, der Winkel wird in mathematisch negative Drehrichtung abgetragen

	Axiale Position	Sonde Nr.	Sondenposition	
Originalgehäuse	1. LA, Hinterkante	1	22,23°	
		2	128,38°	
		3	133,93°	
		4	143,21°	
		5	211,70°	
		6	220,01°	
		7	317,24°	
		8	348,73°	
Modifiziertes Gehäuse	2. LA, Vorderkante	1	39,25°	
		2	56,97°	
		3	118,28°	
		4	181,65°	
		5	188,89°	
		6	211,17°	
		7	246,31°	
		8	303,99°	
		2. LA, Hinterkante	1	12,99°
			2	19,03°
			3	35,13°
			4	183,80°
			5	205,76°
			6	213,51°
			7	240,24°
			8	348,16°



# B Datenblatt des verwendeten Beschleunigungsaufnehmers

**MODEL NUMBER**  
3224A1



**PERFORMANCE SPECIFICATION**

IEPE ACCELEROMETER

**DOC NO.**  
PS3224A1

REV. B, ECN 6440, 12/02/09

**• MINIATURE SIZE**  
**• HIGH SENSITIVITY**  
**• EPOXY SEALED CABLE CONNECTION**

ENGLISH		SI	
Weight, Less Cable	0.007 oz		grams
Mounting Provision	[1]		
Connector [2]	Integral cable		Integral cable
Case Material	Titanium		Titanium
Sensing Element	Planar Shear Piezoceramic		Planar Shear Piezoceramic

ENGLISH		SI	
Sensitivity [3] [4]	9 to 14 mV/g		mV/g <sup>2</sup>
Output Impedance [5]	1.6 to 2000 Ω		Ω
Frequency Response, ±10%	0.4 to 30000 Hz		Hz
Frequency Response, ±3db	0.15 to 60000 Hz		Hz
Resonant Frequency, NOM	245 kHz		kHz
Equivalent Electrical Noise Floor	0.017 g rms		mV <sup>2</sup> rms
Amplitude Non-Linearity [5]	±1%		%F.S
Transverse Sensitivity, Max.	5%		%
Strain Sensitivity @250µt	0.14 g/µt		mV <sup>2</sup> /µt

ENGLISH		SI	
Maximum Vibration	3000 g rms		mV <sup>2</sup> rms
Maximum Shock	3000 gpk		mV <sup>2</sup> pk
Temperature Range	-60 to +300 °F		°C
Seal	Laser welded, Epoxy Sealed Cable		

ENGLISH		SI	
Supply Current [6]	2 to 20 mA		mA
Compliance Voltage Range	18 to >30 V		V
Output Impedance Typ	100 Ω		Ω
Bias Voltage	+8 to +10 VDC		VDC
Discharge Time Constant	1.1 to 1.5 sec		sec
Output Signal Polarity for Acceleration Toward Top Case Orientation	Positive [7]		

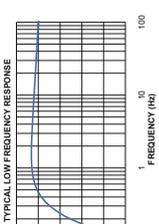
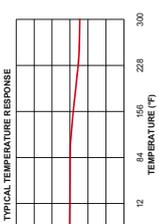
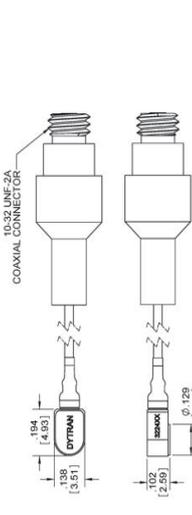
  

**Supplied Accessories:**

- Model 6725 installation removal wrench.
- Sample of "Small Peto Mounting Wax".
- Accredited calibration certificate (ISO 17025)

**Notes:**

- Flat mounting surface for adhesive mount.
- 10-32 Jack at end of integral 3FT cable
- Measured at 100 Hz, 1 G rms per ISA RP 37.2.
- Actual sensitivity is given on a calibration certificate traceable to ISO 17025, supplied with each instrument
- Measured using zero-based best straight-line method
- Do not apply power to this device without current limiting, 20 mA MAX.
- Do so will destroy the integral IC amplifier.
- Case is grounded to electrical signal/power ground.

Units on the line drawing are in inches, units in brackets are in millimeters. Refer to 67-3224A1 for more information.

21592 Marilla Street, Chatsworth, California 91311 Phone: 818.700.7818 Fax: 818.700.7880 www.dyfran.com  
For permission to reprint this content, please contact info@dyfran.com

Abbildung B.1: Datenblatt des verwendeten Beschleunigungsaufnehmers



## C Versuchsaufbauten

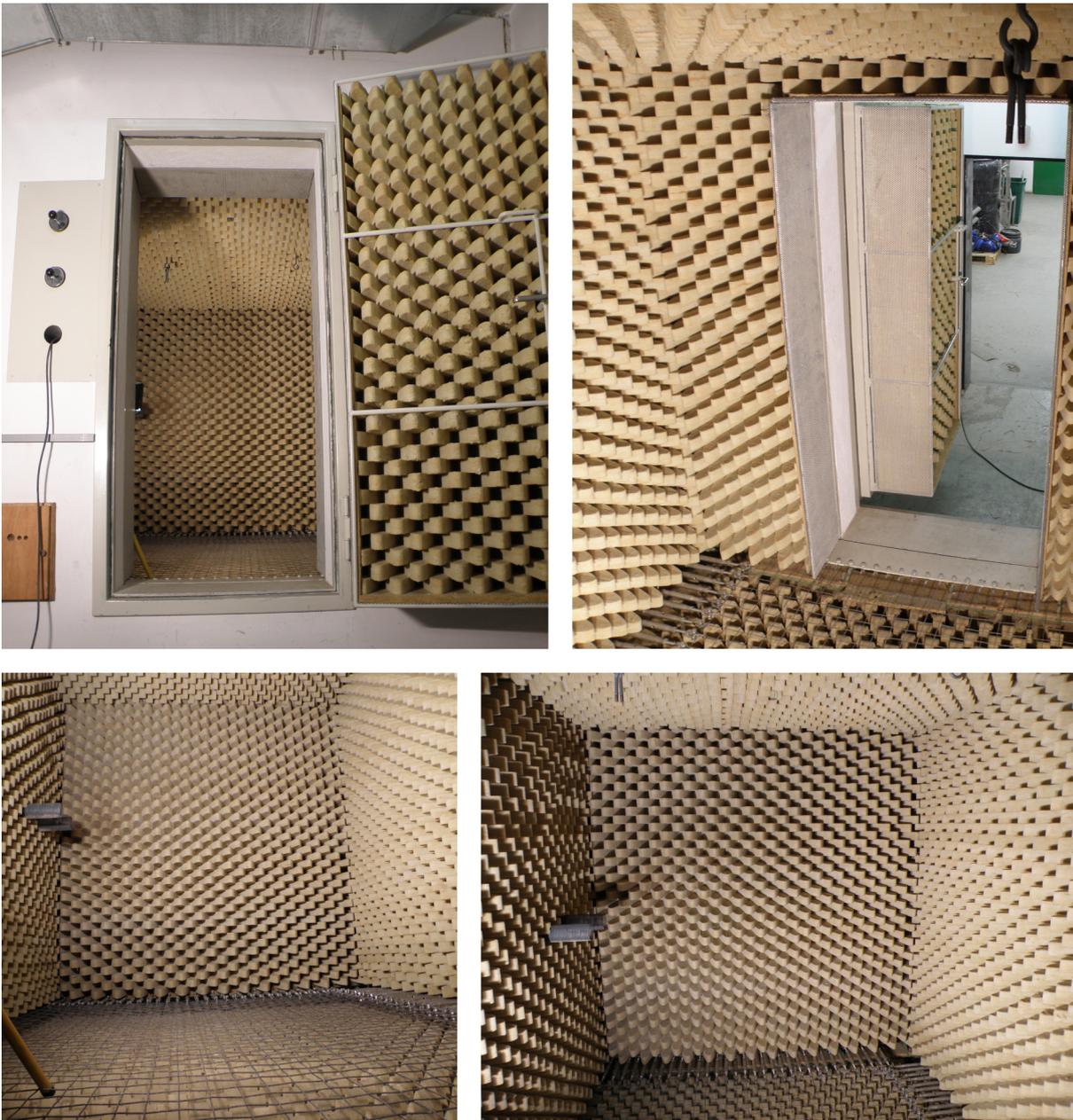
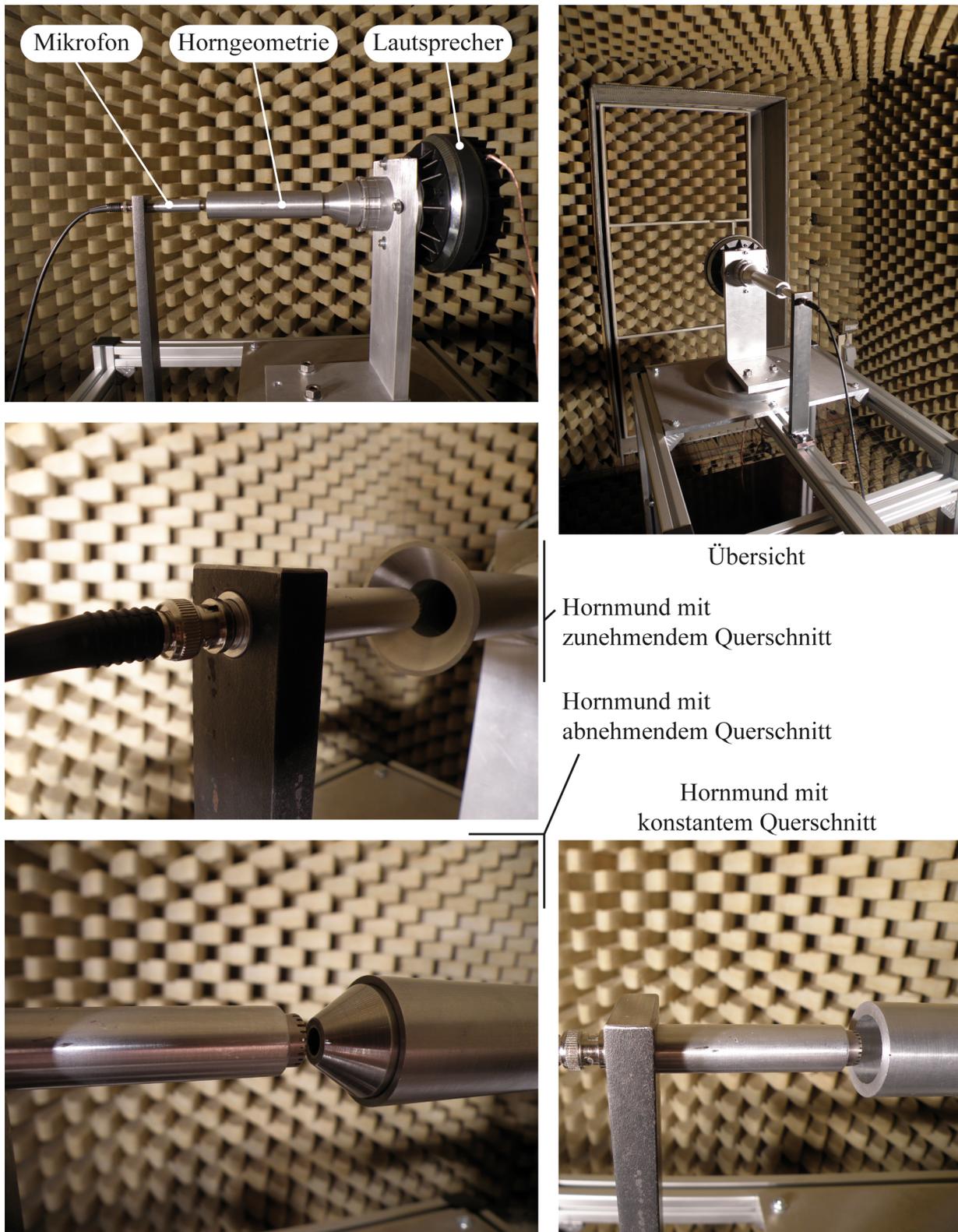
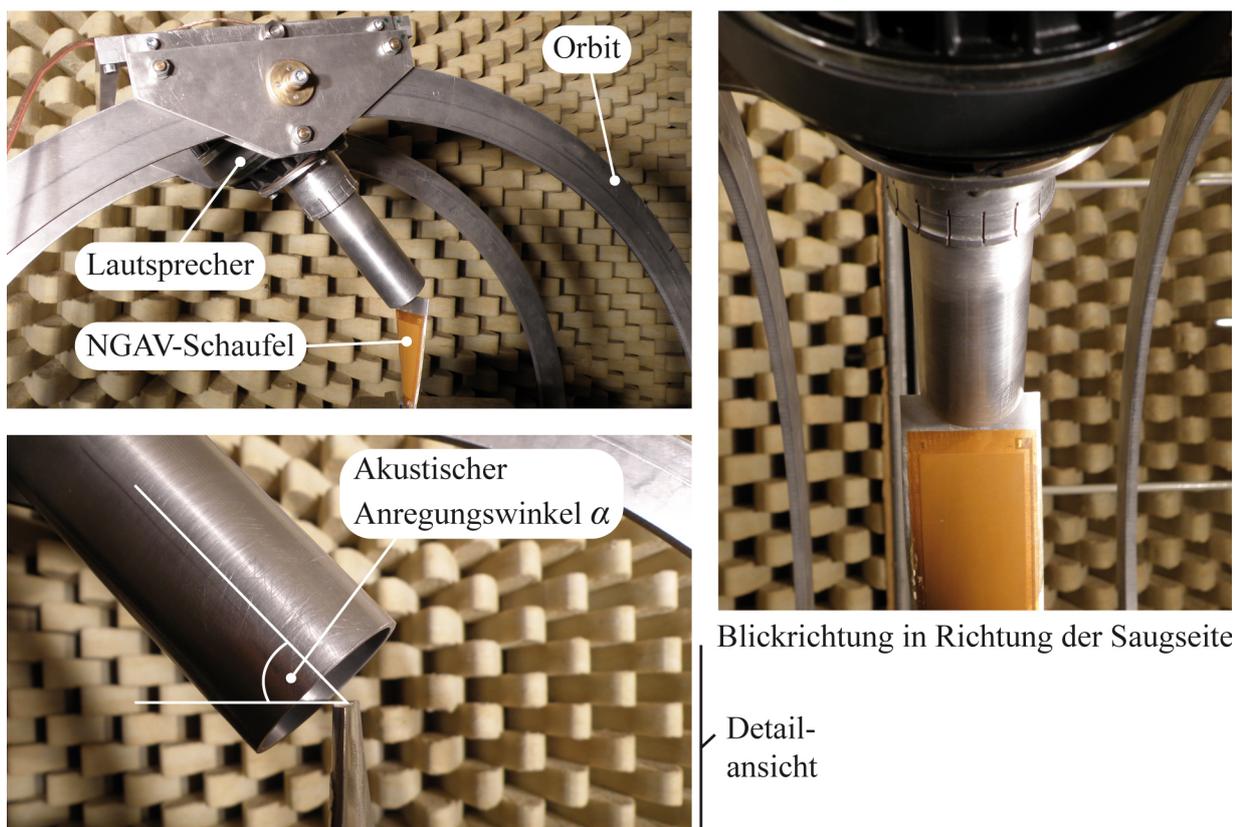


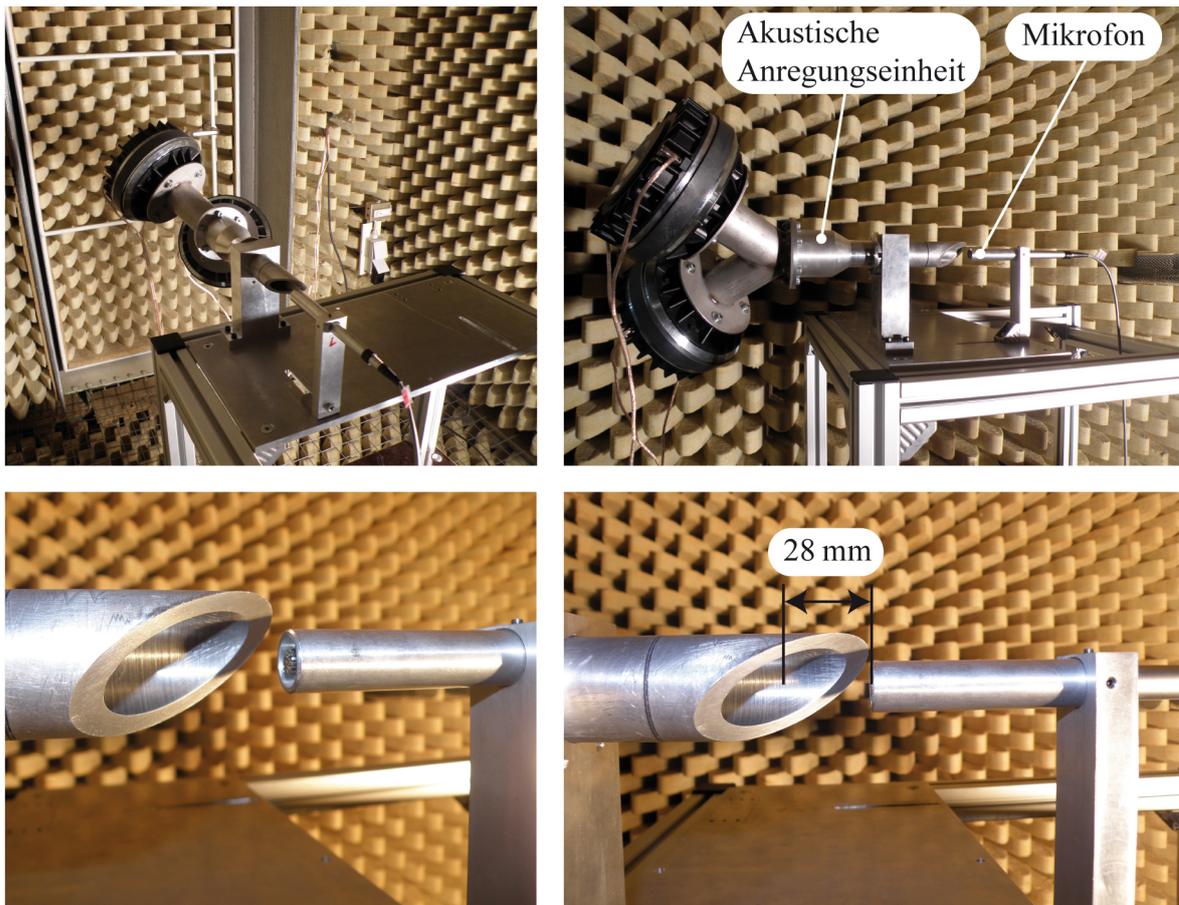
Abbildung C.1: Reflexionsarmer Raum



**Abbildung C.2:** Versuchsaufbau zur Untersuchung verschiedener Horngeometrien



**Abbildung C.3:** Versuchsaufbau zur Untersuchung des Einflusses des Anregungswinkels  $\alpha$  auf die anregbare Schwingungsamplitude



**Abbildung C.4:** Versuchsaufbau zur Vermessung der akustischen Anregungseinheiten

## D Tip-Timing Auswertungsmethoden

Die folgenden Ausführungen basieren auf der Dokumentation der Software Pakete von Agilis, die für die Auswertung der Tip-Timing Messdaten verwendet werden.

### D.1 Methode der kleinsten Fehlerquadrate - Least Square Model Fit (LSMF)

Die Least Square Model Fit (LSMF) Funktion wird üblicherweise für die Auswertung synchroner Schwingungen verwendet. Für die Auswertung von Tip-Timing Daten mit Hilfe dieser Funktion sollten verschiedene Voraussetzungen erfüllt sein. Zum einen müssen die Messdaten anhand eines Messpunktes korrigiert werden, in dem keine Schwingungen der Schaufeln auftreten. Diese Korrektur dient dazu, den Rauschanteil des Messsignals zu reduzieren. Zum anderen sollten überlagerte nichtsynchrone Schwingungen unter Verwendung eines geeigneten Filters aus dem Messsignal herausgefiltert werden.

Als Eingangsparameter dienen der LSMF-Funktion ein oder mehrere Werte für die Erregerordnung, die zur der Anregung der synchronen Schwingungsanregung führt, und die Eigenmode mit zugehöriger Eigenfrequenz, die durch die Fremderregung angeregt wird. Ist sowohl die Erregerordnung als auch die Eigenmode der schwingenden Schaufel a priori nicht bekannt, können mehrere in Frage kommende Erregerordnungen beziehungsweise Eigenmoden vorgegeben werden. Die Auswertungsfunktion ermittelt dann automatisch diejenige Kombination, die am wahrscheinlichsten ist.

Die eigentliche Auswertung erfolgt anhand einer Annäherung der gemessenen Schwingungsamplituden mit Hilfe der Methode der kleinsten Fehlerquadrate. Für jede Parameterkombination wird ein Wert für die Güte der Annäherung ermittelt. Dieser Wert dient der Bestimmung der wahrscheinlichsten Eingangsparameter und der Beurteilung der Unsicherheit der anhand der LSMF-Funktion berechneten Ergebnisse. Als Ergebnis liefert die LSMF-Funktion die zeitabhängigen Amplituden und Phasen der Schwingungen jeder einzelnen Schaufel der mit der Tip-Timing Messtechnik instrumentierten Laufreihe. Die Datendichte der mit Hilfe dieser Auswertungsfunktion berechneten Ergebnisse beträgt einen Messpunkt pro Umdrehung des Rotors.

Neben der Auswertung von synchronen Schwingungen kann die LSMF-Funktion auch für die Auswertung von nichtsynchrone Schwingungen verwendet werden. In diesem Fall dienen ausschließlich die Eigenmode und die zugehörige Eigenfrequenz als Eingangsparameter, in der die Schaufeln während der Tip-Timing Messung schwingen. Die Vorgabe einer Erregerordnung ent-

fällt in diesem Fall im Unterschied zu der Auswertung einer synchronen Schwingungsantwort.

## D.2 Individual Blade FFT

Die Individual Blade FFT Auswertungsfunktion wird üblicherweise für die Auswertung nichtsynchrone Schwingungen verwendet. Wesentlicher Bestandteil dieser Funktion ist die Überführung der mit Hilfe des Tip-Timing Messsystems gemessenen Schwingungsamplituden in den Frequenzbereich. Diese Transformation kann für jede einzelne der erfassten Schaufeln durchgeführt werden. Die einzige Vorgabe, die für diese Auswertungsfunktion erfolgt, ist die Anzahl der Messwerte, die pro FFT-Auswertungsschritt berücksichtigt werden soll.

Als Ergebnis liefert die Individual Blade FFT die Amplitude und die Frequenz der anhand der Tip-Timing Messung erfassten Schwingungen. Die berechneten Werte repräsentieren dabei einen jeweils über einen FFT-Auswertungsschritt gemittelten Wert. Die Datendichte der Individual Blade FFT Auswertung ist somit im Unterschied zu der LSMF-Auswertung geringer.

Für eine detaillierte Analyse einer Schaufelschwingung bietet sich die Kombination der Individual Blade FFT mit der LSMF-Auswertungsfunktion an. Über die Individual Blade FFT kann zunächst die Frequenz der betrachteten Schwingung bestimmt werden. Anschließend wird die LSMF-Funktion verwendet, um eine Datendichte von einem Messwert pro Umdrehung zu erreichen. Die zuvor anhand der FFT bestimmte Schwingfrequenz dient in diesem Fall als Eingangsparmeter.

## D.3 Traveling Wave Analysis

Die Traveling Wave Analysis (TWA) Funktion dient zur Charakterisierung des Schwingverhaltens der gesamten Schaufelreihe. Die beiden wesentlichen und voneinander abhängigen Parameter, die für die Charakterisierung verwendet werden, sind der Interblade Phase Angle  $\sigma$  sowie die Anzahl der Knotendurchmesser  $ND$ . Um den Interblade Phase Angle einer Schwingung zu bestimmen, wird im Zuge der TWA-Funktion eine räumliche Fourier-Transformation der momentanen Amplitudenverteilung der gesamten Schaufelreihe durchgeführt. In diesem Fall dient die Fourier-Transformation nicht zur Überführung in den Frequenzbereich, sondern kann als Zerlegung der momentanen Amplitudenverteilungen in ihre periodischen Anteile verstanden werden. Die Periodenlänge dieser Anteile ist hierbei nicht von einer Frequenz oder der Zeit sondern von einem Knotendurchmesser abhängig. Sie entspricht somit einem bestimmten Bogenabschnitt in Umfangsrichtung und nicht einer definierten Dauer. Analog zur Individual Blade FFT Funktion muss bei der TWA-Funktion eine Anzahl an Messwerten vorgegeben werden, die pro Auswertungsschritt der räumlichen Fourier-Transformation berücksichtigt wird.

Die Ergebnisse der TWA-Funktion sind sowohl die in der Schwingung enthaltenen Knotendurchmesser als auch die zugehörigen Amplituden. Die für die einzelnen Knotendurchmesser berechne-

ten Amplituden entsprechen dabei einem Durchschnittswert, der sich als Mittelwert der Schwingungsamplituden aller Schaufeln ergibt. Aufgrund der festen Installation der Tip-Timing Sonden im Gehäuse der instrumentierten Turbomaschine beinhalten die nach dem beschriebenen Verfahren bestimmten Knotendurchmesser zwei verschiedene Anteile. Neben dem eigentlichen Knotendurchmesser der Schwingung, der im Relativsystem der rotierenden Schaufel definiert ist, ist zusätzlich die Rotation der Beschaufelung enthalten. Für die Angabe des Knotendurchmesser in dem Relativsystem der rotierenden Beschaufelung wird die überlagerte Rotation der Beschaufelung nach Heath und Imregun (1998) herausgerechnet.



## **E Cut-on Frequenzen der für die akustische Anregung relevanten Moden**

Die Cut-on Frequenzen der für die akustische Anregung relevanten Moden sind auf der nächsten Seite in Tabelle E.1 zusammengefasst.

Tabelle E.1: Cut-on Frequenzen der für die akustische Anregung relevanten Moden

Drehzahl	$Ma_z$	$Ma_\varphi$	$m$	$n$	$f_{\text{CutOn ohne Strömungseinfluss}}$	$f_{\text{CutOn mit Strömungseinfluss}}$	$f_{\text{AAS}}$
1028 $\text{min}^{-1}$	-	-	16	0	3853 Hz	-	758 Hz
	-	-	8	0	1390 Hz	-	622 Hz
	-	-	16	0	2640 Hz	-	888 Hz/2114 Hz
2000 $\text{min}^{-1}$	-	-	24	0	3853 Hz	-	1154 Hz
	-	-	32	0	5056 Hz	-	1413 Hz
	-	-	16	0	2640 Hz	-	1132 Hz/2110 Hz
2900 $\text{min}^{-1}$	0,236	0,19	8	0	1390 Hz	1087 Hz	-
	0,236	0,19	16	0	2640 Hz	2064 Hz	1163 Hz
	0,236	0,19	24	0	3853 Hz	3012 Hz	-
3000 $\text{min}^{-1}$	0,236	0,19	32	0	5056 Hz	3953 Hz	-
	0,236	0,19	32	0	5056 Hz	3953 Hz	-

## Wissenschaftlicher Werdegang

### Persönliche Daten

Name	Oliver Freund
Geburtsdatum	22. Oktober 1984
Geburtsort	Hannover
Familienstand	verheiratet, keine Kinder

### Schulausbildung

1991 - 1995	Grundschule
1995 - 1997	Orientierungsstufe
1997 - 2004	Gymnasium mit Abitur, Elsa-Brändström-Schule Hannover

### Studium

2004 - 2010	Maschinenbaustudium an der Leibniz Universität Hannover Abschluss: Diplom Maschinenbau
-------------	---

### Berufstätigkeit

2010-2014	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik der Leibniz Universität Hannover
seit 2014	Spezialist für Fluid-Systeme bei Rolls-Royce Deutschland in Dahlewitz

Berlin, im Januar 2015