

Vorhersage strömungsinduzierter Turbinenschaufel- schwingungen und Beeinflussung dieser durch Maßnahmen am Turbinengehäuse

Dissertation

Von der Fakultät Energie-, Verfahrens- und Biotechnik
der Universität Stuttgart zur Erlangung der Würde eines Doktors
der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.) genehmigte Abhandlung

vorgelegt von

Stephan Netzhammer

geboren 08.08.1988 in Waldshut

Hauptberichter: Prof. Tekn. Dr. D. M. Vogt

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. habil. M. Wirsum

Verteidigung: 20.12.2019

Institut für Thermische Strömungsmaschinen
und Maschinenlaboratorium der Universität Stuttgart

2020

Abstract

The present work investigates the aerodynamically induced resonant blade vibration of a radial turbine in an automotive turbocharger. This resonant blade vibration is caused by the asymmetric flow field, primarily induced by the vaneless twin-scroll volute housing tongues. The type of excitation in the investigated design is synchronous and of a low engine order, consequently inducing high blade stresses by exciting the first bending mode. In this work, different types of turbine housing measures are investigated for the purpose of reducing this type of blade vibration.

First, a numerical method is developed to obtain the excitation field using unsteady CFD-simulation. Following this, the structural modal behavior of the blade is calculated applying a FE-simulation. In order to identify the excited blade vibration level, an approach is used based on the generalized force that has been found to be proportional to the excited blade vibration amplitude. This approach was again validated with experimental data.

The present work can be divided into two different parts. The first part investigates the influence of the turbine housing tongue area on the blade vibration loading and shows that a circumferential displacement of the two turbine housing tongues is more effective in reducing blade vibration than increasing the tongue-rotor-distance. By applying a circumferential displacement of 30° , the blade vibration can be reduced by 75 % which is consistent with the numerical prediction obtained by the simulation model. The thermodynamic efficiency for this turbine housing design remains unchanged.

In the second part of this work, turbine housing measures are investigated based on the idea of locally influencing the flow field in order to reduce the blade vibration excitation without changing the turbine housing inlet geometry. The focus is laid on an active measure realized by one small jet injection ($\varnothing 1.5$ mm) downstream of the blade passage area with an injected massflow of around 0.5 % of the main passage flow. Applying this concept, the blade vibration can be reduced by up to 70 % while keeping the impact on the turbine efficiency at a low level that, for the optimal case, cannot be experimentally determined. The simulation model can be used to identify the best location of the injection position. An additional feature of this active measure approach is the ability to control the amplification of the blade vibration loading, providing new opportunities in terms of durability testing.

Finally passive measures are investigated through the implementation of different types of cavities placed on the circumference of the turbine housing shroud. Experimental investigations of 14 different types of cavities show a reduction potential for passive measures of up to 50 % while maintaining a negligible impact on the efficiency of less than 0.3 %.

Conclusively the work showed that it is possible that blade vibration can be calculated reliably. The presented different blade vibration reduction measures create new opportunities to further optimize turbomachines.

Keywords:

radial turbine, aerodynamic blade vibration, high cycle fatigue, turbine housing tongue design, reducing blade vibration, jet injection, active passive measures, tip-timing measurements, unsteady flow, force response, unidirectional coupling, generalized force, turbine optimization

Kurzfassung

Die vorliegende Forschungsarbeit befasst sich mit der Beeinflussung von aerodynamisch induzierten resonanten Turbinenschaufelschwingungen an der Radialturbine eines Abgasturboladers. Die Anregung der Schaufelschwingungen ist auf die Asymmetrie des turbineneintrittseitigen Strömungsfeldes zurückzuführen, welche im Fall der untersuchten leitgitterlosen doppelflutigen Spiralgeometrie hauptsächlich durch die Gehäusezungen verursacht wird. Kennzeichnend für die Anregung sind niedrige drehzahlsynchrone Erregerordnungen, welche im vorliegenden Falle durch Resonanzanregung der ersten Schaufelbiegemode zu hohen Schwingungsbelastungen führen. Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, unterschiedliche Maßnahmen zu erarbeiten, die zur Reduzierung der Schwingungsbelastung eingesetzt werden können.

Hierfür wird in einem ersten Schritt eine Simulationsmethodik erarbeitet, welche das Anregungsfeld mit Hilfe instationärer Strömungsfeldberechnungen ermittelt. Das für die Schwingungsanregung benötigte modale Strukturverhalten wird mittels FE-Simulation bestimmt. Als Bewertungskriterium für die Intensität der Schwingungsanregung wird die als generalisierte Kraft bezeichnete Berechnungsgröße verwendet, welche nach einer Validierung mittels Messdaten als relatives Maß für die Schwingungsamplitude verwendet werden kann.

Die Arbeit ist unterteilt in zwei thematische Schwerpunkte, wobei sich der erste Teil mit der Beeinflussung der Schaufelschwingungen durch die Gehäusegeometrie, insbesondere des sogenannten Zungenbereichs befasst. Hierbei kann gezeigt werden, dass durch den Versatz der beiden Gehäusezungen in Umfangsrichtung die Schaufelschwingungen effektiver reduziert werden können als durch die Vergrößerung des Zungenabstandes zum Rotor. Durch eine optimale Nutzung des Zungenversatzes von 30° kann die Schwingungsamplitude experimentell um 75 % reduziert werden, was sich mit der Vorhersage der Berechnung deckt. Der Turbinenwirkungsgrad bleibt beim Vergleich mit dem Basisdesign auf gleichem Niveau.

Im zweiten Themenschwerpunkt werden Turbinengehäusemaßnahmen untersucht, mit welchen das Strömungsfeld lokal verändert werden kann, um das Schaufelschwingungsverhalten zu reduzieren, ohne die eintrittsseitige Gehäusegeometrie zu verändern. Mehrheitlich werden hierbei aktive Zusatzmaßnahmen in Form einer Einblasdüse ($\varnothing 1,5$ mm) untersucht, welche am Turbinenausstritt einen Sekundärmassenstrom in den Laufschaufelbereich injiziert, der etwa 0,5 % des Hauptpassagenstroms entspricht. Mit Hilfe dieses Konzeptes kann eine Schwingungsreduzierung um bis zu 70 % erreicht werden wobei kein messbarer Einfluss auf den Wirkungsgrad festgestellt wird. Das Simulationsmodell kann hierbei für die Identifikation der besten Anordnung verwendet werden. Neben der Reduktion kann mittels aktiver Maßnahmen ebenfalls eine kontrollierte Erhöhung der Schwingungsamplituden erreicht werden, was für Untersuchungen der Betriebsfestigkeit eingesetzt werden kann.

In einem letzten Schritt werden passive Zusatzmaßnahmen untersucht, welche in Form von Kavitäten in der Turbinengehäusewandung dargestellt sind. Experimentelle Untersuchungen von insgesamt 14 verschiedenen Maßnahmen zeigen ein Reduktionspotenzial von bis zu 50 % bei einer zu vernachlässigenden Wirkungsgradreduktion von unter 0,3 %.

Im Rahmen der Arbeit kann gezeigt werden, dass eine zuverlässige Berechnung von Schaufelschwingungen möglich ist. Durch die aufgezeigte Möglichkeit Schaufelschwingungen gezielt zu beeinflussen, entstehen neue Wege zur Optimierung von Turbomaschinen.

Vorwort des Autors

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit bei der Daimler AG in Stuttgart und erfolgte in Kooperation mit dem Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium (ITSM) der Universität Stuttgart. Die besonderen Rahmenbedingungen durch den großzügigen Ressourceneinsatz von Seiten des Unternehmens und die akademisch-wissenschaftliche Zusammenarbeit mit dem Institut stellen zwei zentrale Erfolgsfaktoren dieser Forschungsarbeit dar.

Mein Dank gilt an erster Stelle Herrn Prof. Tekn. Dr. Vogt, dem Leiter des Institutes, für seine stetige Unterstützung, seine Förderung und das mir in der gesamten Zeit entgegengebrachte Vertrauen. Für die Übernahme des Korreferats und das entgegengebrachte Interesse danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Wirsum, dem Leiter des Institutes für Kraftwerkstechnik, Dampf- und Gasturbinen der RWTH Aachen.

Besonders danken möchte ich meinem unternehmensseitigen Betreuer Herrn Stephan Krätschmer, der mit seinem Vertrauen, seinem persönlichen Einsatz und seiner Unterstützung auch außerhalb des Unternehmens einen sehr großen Teil zum Erfolg dieser Arbeit geleistet hat. Im Unternehmen und am Institut möchte ich mich herzlichst bei allen Kolleginnen und Kollegen bedanken; für die eindrucksvolle Unterstützung, die großartige alltägliche Zusammenarbeit, die vielen wertvollen Beiträge, für die tollen persönlichen Gespräche zwischen den Arbeitsthemen und dadurch schlussendlich für die unvergessliche und einzigartige Zeit als Doktorand.

Zuletzt genannt, aber doch den größten persönlichen Beitrag hast Du geliefert, liebe Steffi. Mit Deinem bewundernswerten großen Verständnis für lange Abende im Unternehmen, Deine moralische Unterstützung durch die vielen motivierenden Worte, hast Du es erst möglich gemacht, dass ich die Arbeit nun abgegeben habe. Von ganzem Herzen danke ich Dir dafür.

Stuttgart, im Dezember 2019

Stephan Netzhammer

Informationen zur Arbeit

Diese Arbeit basiert unter anderem auf zwei Veröffentlichungen und baut inhaltlich auf Erkenntnissen und Ergebnissen der vorangegangenen Masterarbeit auf.

ASME Turbo Expo 2017, Paper GT2017-64468

Netzhammer S.; Vogt D.; Kraetschmer S.; Leweux J.; Koengeter A.

„Aerodynamic Excitation Analysis of Radial Turbine Blades due to Unsteady Flow from Vaneless Turbine Housings“

ASME Turbo Expo 2019, Paper GT2019-90541

Netzhammer S.; Vogt D.; Kraetschmer S.; Leweux J.; Blackburne J.

„Reducing Blade Force Response in Radial Turbine by means of Jet Injection“

In beiden Veröffentlichungen handelt es sich bei dem Erstautor um den Hauptautor. Die jeweilige Forschungsidee sowie die Durchführung aller experimentellen Versuche und numerischen Analysen wurden ausschließlich vom Erstautor durchgeführt. Bei der zweiten und dritten Autorenschaft handelt es sich um die Betreuer der Forschungsarbeit, welche neben ihrer Rolle als Gutachter den Entstehungsprozess der Arbeit durch Diskussionen aktiv unterstützten und prägten. Bei der dritten und vierten Autorenschaft handelt es sich um Gutachter.

Master Thesis, Stephan Netzhammer, 2014

„Bewertung von Schaufelschwingungen an der Turbine von Nutzfahrzeugturboladern hinsichtlich High Cycle Fatigue (HCF)“

Universität Stuttgart, Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium, Kooperationsarbeit mit Daimler AG

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	XI
Tabellenverzeichnis	XV
Nomenklatur	XVII
1 Einleitung	1
1.1 Zielsetzung der Arbeit	3
1.2 Methodik	4
2 Technische Grundlagen	5
2.1 Beschreibung von Schaufelschwingungen	5
2.1.1 Schwingungsverhalten idealer Turbinenradstrukturen	6
2.1.2 Bestimmung potentieller Resonanzstellen	8
2.1.3 Resonanzzustände verstimmter Turbinenräder	10
2.1.4 Aerodynamische Anregungskräfte und -mechanismen	10
2.1.5 Bestimmung der Dämpfung	13
2.2 Forschungsarbeiten zur numerischen Analyse von Schaufelschwingungen	14
2.3 Das Tip-Timing-Schwingungsmessverfahren	16
2.3.1 Auslegung der Messsensorik	17
3 Experimentelle Untersuchungen	19
3.1 Aufbau des Turboladers	19
3.2 Thermodynamik des Abgasturboladers	20
3.2.1 Verdichterkennfeld	21
3.2.2 Turbinenkennfeld	23
3.3 Ermittlung der Resonanzstellen	24
3.4 Bestimmung der Rotorverstimmung	25
3.5 Bestimmung des Dämpfungsverhaltens	27
3.6 Schwingungsmessung im Betrieb	29
4 Numerische Untersuchungen der Basisgeometrie	35
4.1 Strömungsmodell	35
4.1.1 Randbedingungen	37
4.1.2 Validierung und Sensitivitätsstudie	37
4.1.3 Instationäre Strömungsfeldberechnungen	40
4.1.4 Betrachtung der harmonischen Drucklasten	45
4.2 Strukturmodell	46
4.2.1 Statische und modale Analyse	47
4.3 Fluid-Struktur-Interaktion	49
4.3.1 Generalisierte Kraft	51
4.3.2 Harmonic-Force-Response-Rechnung	54

5	Einfluss von Turbinengehäuseparametern	57
5.1	Beschreibung der Untersuchungsparameter: Zungenabstand und Zungenversatz	57
5.2	Auslegung und Konstruktion der Turbinengehäusevarianten	58
5.3	Strömungsfeldsimulation der Gehäusevarianten	60
5.3.1	Betrachtung der harmonischen Druckbelastung	61
5.3.2	Betrachtung der generalisierten Druckbelastung	62
5.4	Validierung mittels Experiment	63
5.4.1	Kennfeldbetrachtung	64
5.4.2	Messung der Schaufelschwingungsamplituden	65
5.4.3	Validierung der Berechnungsergebnisse	67
5.5	Diskussion	68
6	Maßnahmen am Turbinenströmungsfeld	69
6.1	Geschichte und Entdeckung	70
6.2	Wirkprinzip	71
6.3	Konzept Aktiver Maßnahmen	74
6.3.1	Konstruktion und Entwicklung	74
6.3.2	Detailbetrachtung der Einblasdüse	76
6.4	Experimentelle Schwingungsuntersuchungen	78
6.4.1	Reduzierung der Schwingungsamplituden	79
6.4.2	Einfluss des Turbinenbetriebspunktes	83
6.4.3	Einfluss auf Turbinenwirkungsgrad	83
6.4.4	Erhöhung der Schwingungsamplitude	87
6.5	Numerische Untersuchungen	88
6.5.1	Strömungsmodell	89
6.5.2	Beeinflussung des instationären Schaufeldruckfeldes	90
6.5.3	Betrachtung der harmonischen Druckbelastung	92
6.5.4	Betrachtung der generalisierten Druckbelastung	95
6.5.5	Bestimmung des optimalen Düsenwinkels	99
6.6	Untersuchung passiver Maßnahmen zur Strömungsfeldänderung	100
6.6.1	Konzept passiver Maßnahmen	100
6.6.2	Experimentelle Schwingungsuntersuchungen	103
6.6.3	Einfluss auf Turbinenwirkungsgrad	105
6.7	Diskussion	107
7	Zusammenfassung der Arbeit	109
7.1	Zentrale Ergebnisse der Arbeit	112
7.2	Ausblick	114
7.3	Zentrale offene Fragestellungen	115
	Anhang	117
	Literaturverzeichnis	119

Abbildungsverzeichnis

2.1	Biege- (BM) und Torsionsmoden (TM) der Schaufelschwingungsformen, [120]	7
2.2	Schematische Darstellung aller Knotendurchmesser (KD)	8
2.3	Schematisches ZZENF-Diagramm und Knotendurchmessers KD4, [107]	9
2.4	Anregungsmechanismen in einer leitgitterlosen Radialturbine	12
2.5	Vergrößerungsfunktion eines 1-Massenschwingers bei Kraftanregung	14
2.6	Erfassung der Schaufelschwingungsamplitude mit Tip-Timing-Sensoren, [39]	17
2.7	Zusammenhang zwischen der gemessenen tangentialen Amplitude und der Schwingungsamplitude in Normalenrichtung	18
3.1	Schnittbild des untersuchten Abgasturboladers, OM471-FE1	20
3.2	Indizierung der thermodynamischen Zustandsgrößen am Turbolader	21
3.3	Verdichterkennfeld des Basisturboladers inklusive Motorkennlinien	22
3.4	Turbinenkennfeld des Basisturboladers (doppelflutige Beaufschlagung)	23
3.5	Campbell-Diagramm der untersuchten Turbine	25
3.6	Gemessene Schaufeleigenfrequenzen mittels verschiedener Messverfahren	26
3.7	Vergrößerungsfunktion von Rotorschaukeln für verschiedene Messmethoden	27
3.8	Druckabhängigkeit des Dämpfungsmaßes für die 1. und 3. Biegemode, [75]	28
3.9	Bestimmung der Schaufeldämpfung mittels Tip-Timing-Messungen	29
3.10	Tangentialer Verschiebungsanteil der 1. und 2. Schaufelbiegemode	30
3.11	Gemessene tangentiale Schwingungsamplitude an mehreren Resonanzstellen	30
3.12	Resonanzkurven von Schaufelschwingungsmessungen der Basisturbine bei EO6	31
3.13	Prüfstandsdaten während Tip-Timing-Messungen bei EO6	32
4.1	Verwendetes Strömungsgitter mit mittlerer Netzgröße	36
4.2	Darstellung der Strömungsgitter mit variiertem Diskretisierungsgrad	38
4.3	Turbinenkennfeld mit variierten Netzfeinheiten	38
4.4	Einfluss der Netzfeinheit auf das Schaufeldruckprofil bei 50 % der Schaufelhöhe	39
4.5	Stationäres Strömungsfeld im Turbinengehäuse bei EO6	40
4.6	Umdrehungsgemittelter Druck auf Schaufeloberfläche bei EO6	41
4.7	Instationärer Druckverlauf auf der Schaufeloberfläche bei EO6	41
4.8	Zerlegung des instationären Drucksignals am Schaufeleintritt	43
4.9	Zerlegung des instationären Drucksignals am Schaufelaustritt	44
4.10	Harmonische Druckamplitude auf der Schaufeloberfläche bei EO6	45
4.11	Zeichnung des Turbinenrades mit Welle und Lagerkomponenten	46
4.12	Seiten- und Draufsicht des FE-Sektormodells	47
4.13	Abhängigkeit der Eigenfrequenz (BM1, KD4) von Drehzahl und Temperatur	48
4.14	ZZENF-Diagramm mit relevanten Resonanzdrehzahllinien	49
4.15	Verschiebungs- und Spannungszustand der 1. und 2. Biegemode	49
4.16	Resultierende Knotendurchmesser der untersuchten Resonanzstellen	50
4.17	Vektorielle Darstellung der Berechnung des generalisierten Drucks	52
4.18	Generalisierter Druckverlauf auf der Schaufeloberfläche bei EO6	52
4.19	Harmonischer und generalisierter Druckverlauf bei 95 % Schaufelhöhe bei EO6	53

4.20	Generalisierte Druckamplitude der berechneten Resonanzstellen	53
4.21	Vergleich zwischen der berechneten und gemessenen Schwingungsantwort	54
4.22	Gegenüberstellung der berechneten und gemessenen Schwingungsamplitude . .	55
5.1	Schnittansicht von Gehäusevarianten mit unterschiedlichem Zungendesign . . .	58
5.2	Skizzierung relevanter Auslegungsparameter und der Geschwindigkeitsverhältnisse in einem doppelflutigen Spiralgehäuse	59
5.3	Durchsatzparameter der Turbinengehäusevarianten bei EO6	60
5.4	Druckverläufe deren harmonische Bestandteile der Gehäusevarianten	61
5.5	Harmonische Druckverteilung verschiedener Gehäusevarianten bei EO6	62
5.6	Generalisierte Druckverteilung verschiedener Turbinengehäusedesigns bei EO6 .	63
5.7	Saugseitige generalisierte Druckamplitude der Turbinenvarianten bei EO6 . . .	63
5.8	Turbinenkennfeld der Varianten mit unterschiedlichem Zungenabstand ZA . . .	64
5.9	Turbinenkennfeld der Varianten mit unterschiedlichem Zungenversatz ZV . . .	65
5.10	Schaufelschwingungsamplituden unterschiedlicher Turbinengehäusedesigns . . .	65
5.11	Schaufelschwingungsamplitude für unterschiedliche Gehäusevarianten	66
5.12	Gegenüberstellung der generalisierten Kraft und der Schwingungsamplitude . .	67
6.1	Aufbau des Radialturbinengehäuses mit Zusatzmaßnahmen	69
6.2	Übersichtszeichnung der gezielten Strömungsfeldbeeinflussung	72
6.3	Phasenlage der Schaufelschwingung einer Resonanzdurchfahrt von EO5	72
6.4	Mögliche Wechselwirkungen zweier Anregungskraftverläufe	73
6.5	Instationärer Druckverlauf (links) und resultierende harmonische Druckamplitude (rechts) in der Haupteinflusszone skizzierter Zusatzmaßnahme bei EO6 . .	74
6.6	Konstruktionsübersicht des Turbinengehäuses mit aktiven Maßnahmen	76
6.7	Detaildarstellung des Basisdesigns der Düseneinblasung am Turbinenaustritt . .	77
6.8	Durchflusscharakteristik unterschiedlicher Düsendesigns bei 20°C	77
6.9	Durchflusscharakteristik in Abhängigkeit von Druck und Temperatur	78
6.10	Beeinflusste Resonanzamplituden der Schaufelschwingungen bei EO6	79
6.11	Reduzierung der Schaufelschwingungsantwort bei EO5 durch die Nutzung einer Einzeldüse (Positionierung +20°) bei variiertem Druckbeaufschlagung	80
6.12	Maximale Schwingungsamplitude der EO5 bei Nutzung einer Einzeldüse an verschiedenen Umfangspositionen mit variiertem Druckbeaufschlagung	81
6.13	Maximale Schwingungsamplitude der EO6 bei Nutzung einer Einzeldüse an verschiedenen Umfangspositionen mit variiertem Druckbeaufschlagung	81
6.14	Einfluss der Düsenumfangsposition auf die Schwingungsamplitude	82
6.15	Einfluss der Druckbeaufschlagung auf die Düsenposition	83
6.16	Einfluss des Turbinenbetriebspunktes auf die Umfangsposition bei EO6	84
6.17	Beeinflussung des Turbinenkennfelds durch verschiedene Düsenvarianten	85
6.18	Einfluss einer Maßnahme mit sechs Düsen auf den Turbinenwirkungsgrad . . .	86
6.19	Einfluss auf das Wirkungsgradniveau bei externer Druckluftbereitstellung für die Zusatzmaßnahme (sechs Düsen, Ø1 mm)	86
6.20	Kontrollierte Erhöhung der Schwingungsamplitude durch Zusatzmaßnahmen . .	88
6.21	Simulationsmodell mit Detailansicht des Düse-Rotor-Interface	90
6.22	Druckverteilung im Strömungsfeld beim Passieren der Schaufel an einer Düse .	90
6.23	Veränderung der Schaufelkraft beim Passieren der Zusatzmaßnahme bei EO6 .	91
6.24	Einflussbereich der Düsenmaßnahme dargestellt über das Differenzdruckfeld einer Änderung der Düsendruckbeaufschlagung von 1 auf 3 bar	92

6.25	Änderung des instationären und harmonischen Drucksignals am Schaufelaustritt bei variiertem Düsenposition und einer Druckbeaufschlagung von 2 bar	93
6.26	Änderung des instationären und harmonischen Drucksignals am Schaufelaustritt bei variiertem Druckbeaufschlagung und konstanter Düsenposition von 30°	93
6.27	Harmonische Druckverteilung der Basisvariante in der Haupteinflusszone dargestellt mittels Amplituden- und Phasenwert, bei EO6	94
6.28	Saugseitige harmonische Druckverteilung verschiedener Düsenpositionen	94
6.29	Saugseitige harmonische Druckverteilung verschiedener Druckbeaufschlagungen	95
6.30	Saugseitige generalisierte Druckverteilung für verschiedene Düsenumfangspositionen bei einer Druckbeaufschlagung von 2 bar	96
6.31	Saugseitige generalisierte Druckverteilung für verschiedene Druckbeaufschlagungen an einer Düsenumfangsposition von 30°	96
6.32	Einfluss der Düsenposition und -beaufschlagung auf generalisierte Kraft	97
6.33	Vergleich des gemessenen und berechneten Einflusses der Düseneinblasung auf das Schaufelschwingungsverhalten in Abhängigkeit der Düsenumfangsposition	98
6.34	Gegenüberstellung der generalisierten Kraft \hat{F}_{gen} und der gemessenen Schaufelschwingungsamplitude für die beiden Extrempunkte	99
6.35	Harmonische Druckverteilung der Umfangszerlegung für das Basisdesign (oben) und das mittels Düseneinblasung veränderte Strömungsfeld (unten) bei EO6	100
6.36	Konstruktionsübersicht eines Konzepts mit passiven Zusatzmaßnahmen	102
6.37	Beeinflussung der maximale Schwingungsamplitude von EO6 (links) und EO5 (rechts) durch zylindrische Maßnahmen unterschiedlicher Anzahl und Größe	104
6.38	Einfluss der effektivsten passiven Maßnahmen auf EO6	104
6.39	Einfluss zylinderförmiger passiver Maßnahmen auf das Turbinenkennfeld (1)	106
6.40	Einfluss zylinderförmiger passiver Maßnahmen auf das Turbinenkennfeld (2)	106
6.41	Einfluss der effektivsten passiven Maßnahmen auf das Turbinenkennfeld	107
7.1	Gegenüberstellung der generalisierten Kraft und der Schwingungsamplitude der untersuchten Gehäusevarianten mit Anpassung des Basiswertes.	117

Tabellenverzeichnis

2.1	Winkelaufteilung der Tip-Timing-Sensorik	17
3.1	Relevante Eckdaten der Turbinengeometrie	20
4.1	Randbedingungen des Strömungsmodells	37
4.2	Eigenschaften der verwendeten Strömungsgitter	37
4.3	Berechnete Eigenfrequenzen der ersten Biegemode	48
5.1	Übersicht über die untersuchten Turbinengehäusevarianten	60
5.2	Prozentualer Fehler der berechneten und tatsächlichen Schwingungsamplitude .	68
6.1	Randbedingungen für das Strömungsmodell mit Düsen-Zusatzmaßnahme	89
6.2	Übersicht und Merkmale der untersuchten passiven Maßnahmen	103
6.3	Schwingungsamplituden für unterschiedliche passive Maßnahmen bei EO6 . . .	105
7.1	Prozentualer Fehler der berechneten und tatsächlichen Schwingungsamplitude, basierend auf angepasstem Basiswert um 11%	117

Nomenklatur

Symbol	physikalische Größe	Einheit
Griechische Symbole		
α	Rotoreintrittsströmungswinkel	[°]
α	massenproportionaler Dämpfungskoeffizient	[–]
β	steifigkeitsproportionaler Dämpfungskoeffizient	[–]
γ	Schaufelphasenwinkel	[°]
δ	Abklingkoeffizient	[s ⁻¹]
ζ	Dämpfungskonstante nach Lehr	[–]
η	Wirkungsgrad	[–]
η	Frequenzverhältnis	[–]
κ	Isentropenexponent	[–]
φ	Umfangsposition der Zunge	[°]
φ	Phasenversatz	[°]
Π	Druckverhältnis	[–]
ρ	Dichte	[kg m ⁻³]
σ	Spannung	[N mm ⁻²]
ϕ	Drehwinkel des Rotors	[°]
ω	Winkelgeschwindigkeit	[s ⁻¹]
Lateinische Symbole		
A	Fläche	[m ²]
A_{wh}	Whitehead Überhöhungsfaktor	[–]
a	Fourier-Koeffizient	[–]
b	Düsenbreite	[m]
b	Fourier-Koeffizient	[–]
c	Geschwindigkeit	[m s ⁻¹]
c_p	spezifische Wärmekapazität	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]

d	Durchmesser	[mm]
E	Elastizitätsmodul	[Pa]
F	Kraft	[N]
f	Frequenz	[Hz]
h	Enthalpie	[kg m ² s ⁻²]
i	Index	[–]
j	imaginäre Einheit	[–]
k	Periodizitätsparameter	[–]
k	Index	[–]
l	Länge	[m]
m	Masse	[kg]
\dot{m}	Massenstrom	[kg s ⁻¹]
M	Moment	[Nm]
n	Drehzahl	[min ⁻¹]
N	Rotorschaukeln	[–]
p	Druck	[Pa]
P	Leistung	[kW]
q	Freiheitsgrad	[–]
R	molare Gaskonstante	[kg m ² s ⁻² mol ⁻¹ K ⁻¹]
r	Radius	[m]
S	Erregerordnung (EO)	[–]
t	Zeit	[s]
T	Temperatur	[K]
U	normierte Schwingungsamplitude	[–]
u	relative Schaufelauslenkung	[–]
v	Geschwindigkeit	[m s ⁻¹]
V	Volumen	[m ³]
V	Vergrößerungsfunktion	[–]
\dot{V}	Volumenstrom	[m ³ s ⁻¹]
Z	Anzahl Störstellen (bspw. Zunge)	[–]
ZA	Zungenabstand	[%]
ZV	Zungenversatz	[°]

Vektoren und Matrizen

D	Dämpfungsmatrix
K	Steifigkeitsmatrix
M	Massenmatrix
n	Normalenvektor
Φ	modaler Verschiebungsvektor

Indizes

$(\dots)_A$	Abgas
$(\dots)_3$	am Turbineneintritt
$(\dots)_4$	am Turbinenausritt
$(\dots)_{\text{abs}}$	Betrag
$(\dots)_{\text{eig}}$	Eigen(-frequenz)
$(\dots)_{\text{eff}}$	effektiv
$(\dots)_{\text{err}}$	erreger
$(\dots)_{\text{gen}}$	generalisiert
$(\dots)_{\text{gr}}$	große Flut
$(\dots)_h$	harmonisch
$(\dots)_i$	für Element i
$(\dots)_{\text{kl}}$	kleine Flut
$(\dots)_L$	Luft
$(\dots)_n$	normal
$(\dots)_r$	radial
$(\dots)_{\text{red}}$	reduziert
$(\dots)_{\text{Ref}}$	referenziert
$(\dots)_{\text{res}}$	Resonanz(-frequenz)
$(\dots)_s$	isentrop
$(\dots)_t$	total
$(\dots)_t$	tangential
$(\dots)_{\text{ts}}$	total zu statisch
$(\dots)_T$	Turbine
$(\dots)_V$	Verdichter

Abkürzungen

ATL	Abgasturbolader
BM	Biegemode
BVMS	Blade Vibration Monitoring System
CAD	Computer-Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
DKW	Durchsatzkennwert
DS	Druckseite
EO	Erregerordnung
FSI	Fluid-Struktur-Interaktion
HCF	High Cycle Fatigue
HGP	Heißgasprüfstand
HDEP	Heavy Duty Engine Platform
KD	Knotendurchmesser
LCF	Low Cycle Fatigue
LDV	Laser-Doppler-Vibrometer
LKW	Lastkraftwagen
MP	Motorprüfstand
RANS	Reynolds-Averaged Navier-Stokes
SNR	Seriennummer
SS	Saugseite
TG	Turbinengehäuse
TM	Torsionsmode
TR	Turbinenrad
ZA	Zungenabstand
ZV	Zungenversatz

Sonstige

Π	Kreiszahl
$\hat{()}$	Amplitude einer Größe
$\tilde{()}$	komplexe Größe
\Im	Imaginärteil
\Re	Realteil

1 Einleitung

Strömungsmaschinen verändern seit ihrer Erfindung massiv unsere Lebensweise. Durch die geschaffene Möglichkeit, Energieformen umzuwandeln, konnten sowohl fossile Energieressourcen als auch die Kernenergie erst nutzbar gemacht werden. Mehr als 80 % des weltweiten elektrischen Stroms werden derzeit mit Hilfe von Strömungsmaschinen erzeugt [4]. Als Wind- und Wasserkraftanlagen werden diese auch im Zeitalter erneuerbarer Energien weiter eine bedeutende Rolle im Bereich der globalen Energieversorgung einnehmen und auch im Bereich des wachsenden Luftfahrtverkehrs gibt es heutzutage keine alternative Antriebstechnologie.

Seit mehreren Jahrzehnten halten die Strömungsmaschinen in Form von Turboladern Einzug in der Automobilindustrie. Die Erfindung des Turboladers geht zurück auf das Patent DRP 204630 des schweizer Ingenieurs Alfred Büchi aus dem Jahr 1905. Turbolader gelten heutzutage für beinahe jedermann als Stand der Technik im eigenen Fahrzeug. Die Serieneinführung des ersten aufgeladenen PKW-Dieselmotors von Mercedes Benz fand 1978 statt. Beinahe 25 Jahre früher kam der Turbolader bereits im Bereich der Nutzfahrzeuge zur serienmäßigen Anwendung. Insbesondere bei Großdieselanwendungen bietet der aufgeladene Motor aufgrund der höheren Leistungsdichte signifikante Vorteile gegenüber dem Saugmotor.

Bei dem Nutzfahrzeughersteller Daimler AG besitzen heutzutage alle weltweit verkauften Nutzfahrzeugmotoren einen Turbolader. Die daraus resultierenden hohen Stückzahlen waren im Jahr 2006 ein Hauptgrund für den Aufbau einer unternehmensinternen Entwicklungsabteilung. Untersuchungsgegenstand dieser Arbeit ist der unternehmensintern entwickelte Turbolader für den schweren Nutzfahrzeugmotor OM471-FE1.

Bei der Entwicklung von Turboladern lassen sich thermodynamische und mechanische Anforderungsmerkmale voneinander unterscheiden. Wird aus thermodynamischen Gesichtspunkten primär die Steigerung des Wirkungsgrades verfolgt, steht hingegen aus mechanischer Sicht vor allem die Betriebssicherheit im Vordergrund. Hierfür müssen am Turbinenrad verschiedenartige Belastungen betrachtet und bewertet werden. Hierzu zählt die im Betrieb wirkende wechselnde Belastung, welche im Rotor aufgrund hoher Fliehkräfte entsteht sowie aus thermomechanisch induzierten Spannungen resultiert. Zusätzlich entstehen durch den Gasstrom periodische Anregungseffekte die unter bestimmten Umständen resonante Schaufel-schwingungen anregen können. Kommt es aufgrund einer überhöhten Schwingungsbelastung zum Bruch einer Laufschaufel, bezeichnet man den Schaden in aller Regel als HCF (engl. „high cycle fatigue“).

Bereits 1926 schrieb Hort [61]: „Seit etwa 10 Jahren verwendet die Turbinentechnik der ganzen Welt einen erheblichen Teil ihrer wissenschaftlichen Kräfte zur Aufklärung und Beseitigung jener merkwürdigen, auf Schwingungen beruhenden, häufig verheerenden Betriebsstörungen an Dampfturbinen, die durch Brüche ihrer arbeitenden Teile, besonders der Räder und Schaufeln, verursacht werden.“

Noch heute ist dieses Schadensproblem im Turbomaschinenbau allgegenwärtig. Der anhaltende Wunsch nach gesteigerter Leistungsdichte und Effizienz führt dazu, dass zunehmend dünnere Schaufelprofile zum Einsatz kommen. Verbunden mit höheren Arbeitsdrehzahlen sind diese im Normalfall durch eine höhere mechanische Schaufelbelastung gekennzeichnet. Das Schadenspotenzial durch kritische Schwingungsbelastung bleibt damit unverändert hoch,

weshalb HCF-Schäden weiterhin eine Hauptschadensursache von Turbinenrotoren darstellen. Erst kürzlich kam es im April 2018 bei einer Passagiermaschine des Typs Boeing 737-700 (Flug 1380) zu einem folgenschweren Zwischenfall, wobei eine Schaufel des Triebwerks im Schaufelfußbereich versagte [10].

Die Untersuchung und Bewertung von Schaufelschwingungen stellt bis heute eine große Herausforderung dar. Grund dafür ist die hohe Komplexität der zugrundeliegenden aerodynamischen Anregungseffekte verbunden mit hohen Unsicherheiten bei der numerischen aber auch experimentellen Herangehensweise. So ist es bei Schaufelschwingungsberechnungen nicht unüblich, dass trotz maximal aufwendiger Simulationsmodelle die Abweichungen zwischen Simulation und Experiment vergleichsweise hoch sind. Aus diesem Grund besteht großes Interesse daran, eine möglichst zuverlässige Simulationsmethodik zu finden, um das Schaufelschwingungsverhalten belastbar vorhersagen zu können. Insbesondere im Rahmen von Entwicklungsprozessen gilt es, Designänderungen am Turbinengehäuse hinsichtlich des Einflusses auf die Betriebsfestigkeit möglichst zeiteffizient bewerten zu können. Aufgrund der begrenzt verfügbaren Zeit ist es hier im Normalfall nicht möglich detaillierte Berechnungen durchzuführen, wodurch die Nachfrage nach effizienten Simulationswerkzeugen weiter wächst. Es ist gemeinhin bekannt, dass Schaufelschwingungen hauptsächlich durch aerodynamische Anregungsphänomene verursacht werden, welche durch die gegenseitige Wechselwirkung der rotierenden und stationären Bauteile entstehen. Die Intensität der Anregung hängt dabei zum einen von den thermodynamischen Randbedingungen und zum anderen von der geometrischen Auslegung der Turbinen- beziehungsweise Verdichterstufe ab. Im Falle von Radialturbinen resultiert die Hauptanregungsquelle primär aus der unvermeidbaren geometrischen Ungleichförmigkeit des spiralförmigen Turbinengehäuses. Dieses besteht aus einer oder mehreren abgasführenden Voluten, welche sich über den Turbineneintrittsumfang erstrecken und der sogenannten Spiralzunge, welche den Volutenkanal in Umfangsrichtung begrenzt. Letztere stellt bei leitgitterlosen Radialturbinen im Normalfall die Hauptanregungsquelle dar, was beispielsweise in den Untersuchungen von Ellison et al. [32] und Kreuz-Ihli [82] gezeigt werden konnte. Die Autoren betonen dabei, dass Geometrieänderungen im Zungenbereich einen deutlichen Einfluss auf das Schaufelschwingungsverhalten haben, wohingegen der Einfluss der Laufradgeometrie als zweitrangig erachtet wurde.

Der Zungenbereich des Turbinengehäuses besitzt daher das Potenzial, Schaufelschwingungen maßgeblich zu beeinflussen. Bedingt durch weitere Anforderungsmerkmale wie das Wirkungsgradniveau, das Bauraumvolumen und die thermomechanische Betriebsstabilität kann der Zungenbereich des Turbinengehäuses für gewöhnlich nicht final hinsichtlich einer minimalen Anregung optimiert werden. Aus diesem Grund besteht heute weiterhin großes Interesse an der geometrischen Optimierung der Turbinengehäusegeometrie sowie der Erforschung zusätzlicher Maßnahmen, um gezielt Schaufelschwingungen reduzieren zu können.

Die Reduktion von Schaufelschwingungen und das damit freiwerdende Potenzial kann zur Erfüllung unterschiedlicher Ziele beitragen. Es kann dafür genutzt werden, einem bestehenden Turbinendesign eine erhöhte Betriebssicherheit zu verleihen und Ausfallquoten weiter zu reduzieren. Zusätzlich kann dieses gewonnene Potenzial dazu verhelfen, wirkungsgradoptimierte Turbinendesigns zu realisieren, welche bis dato aufgrund zu hoher Schwingungsbelastungen mechanisch nicht dauerhaft sind. Heutzutage noch verwendete Auslegungsregeln, welche beispielsweise die minimal zulässige Schaufeleigenfrequenz rein basierend auf der Erregerordnung vorgeben [42], könnten ergänzt oder im Idealfall aufgehoben werden. Als Folge geringerer Massenträgheitsmomente und reduzierten Abständen zwischen Gehäuse- und Rotorteilen, könnten Schaufelgeometrien mit verbessertem transientem sowie thermodynamischem Verhalten realisiert werden.

Neben der Reduzierung der Schwingungsbelastung ist in manchen Anwendungsbereichen auch eine kontrollierte Erhöhung der Schaufelschwingung von großem Interesse. So kann im Rahmen von kostenintensiven Dauerhaltbarkeitserprobungen durch eine gezielte Überhöhung der Schwingungsbelastung eine Reduzierung der Testumfänge erzielt werden. Durch die Überhöhung ist es bei Freigabetesten möglich, einen gewünschten Sicherheitsfaktor zu berücksichtigen. Dieser muss beispielsweise aufgrund der Produktstreuung oder wegen Unsicherheiten bei der Übertragung von Heißgasprüfstandsbedingungen auf Motorrandanwendungen mit einkalkuliert werden.

1.1 Zielsetzung der Arbeit

Im Rahmen dieser Arbeit werden resonante Schwingungen an einem Turbinenrad untersucht, welche durch aerodynamische Anregungseffekte verursacht werden. Beim Untersuchungsobjekt handelt es sich um eine doppelflutige, leitgitterlose Radialturbine, bei welcher die Gehäusezunge die Hauptanregungsquelle für die auftretende Schaufelschwingungsbelastung darstellt.

Im ersten Teil der Arbeit wird untersucht, wie sich die geometrische Gestaltung des Zungenbereichs auf das Schwingungsverhalten der Turbinenschaufeln auswirkt. Hierfür werden zwei geometrische Designparameter definiert, welche die Lage der Zungen im Turbinengehäuse maßgebend charakterisieren:

Der Einfluss des radialen Abstands zwischen den beiden Zungen des spiralförmigen Turbinengehäuses und dem Turbinenradeintritt wird als erster Designparameter untersucht. Der als Zungenabstand (**ZA**) bezeichnete Parameter ist definiert als Verhältnis des Radius der Zungenspitze und dem des Rotoreintritts. Dabei ist bereits aus Vorgängerarbeiten wie Smith et al. [123] oder Suhrmann et al. [128] bekannt, dass dieser Parameter einen signifikanten Einfluss auf das Schaufelschwingverhalten hat, wobei die Schwingungsanregung bei einer Reduzierung des Abstands ansteigt.

Durch die doppelflutige Bauart umfasst das Turbinengehäuse zwei durch den sogenannten Flutenteiler voneinander größtenteils unabhängig gestaltbare Zungenbereiche. Dadurch entsteht die Möglichkeit, den Versatz zwischen den beiden Zungenenden in Umfangsrichtung zu variieren. Dieser Zungenversatz (**ZV**) stellt den zweiten Untersuchungsparameter dar und wird über einen Winkel beschrieben.

Im zweiten Teil der Arbeit werden strömungsfeldändernde Zusatzmaßnahmen untersucht, durch welche eine kontrollierte Reduzierung resonanter Schaufelschwingungen herbeigeführt werden kann. Die Idee ist es hierbei, die schwingungsanregenden harmonischen Drucklasten gezielt zu beeinflussen, welche durch die Ungleichförmigkeit des eintrittsseitigen Strömungsfeldes hervorgerufen werden. Dies ist insofern interessant, da eine vom Zungenbereich resultierende primäre Anregung nicht nur reduziert werden, sondern im Idealfall auch vollständig kompensiert werden kann. Strömungsfeldändernde Zusatzmaßnahmen können in aktive und passive Maßnahmen unterteilt werden. Der Untersuchungsfokus dieser Arbeit wird auf aktive Maßnahmen in Form von einer oder mehrerer kleiner Einblasdüsen gelegt, mit welchen ein vergleichsweise geringer Sekundärmassentrom zur Beeinflussung des Hauptströmungsfeldes in den austrittsseitigen Laufschaufelbereich injiziert wird. Zusätzlich werden auch passive Maßnahmen betrachtet, welche in Form von Kavitäten in der Turbinengehäusewandung realisiert werden. Ziel der Arbeit ist es, ein Verständnis über die Interaktion zwischen den Zusatzmaßnahmen und der Schaufelschwingungsamplitude aufzubauen und die Umsetzbarkeit dieses Konzeptes an dem zugrundeliegenden Serienturbolader experimentell aufzuzeigen.

1.2 Methodik

Um den Einfluss der beiden Gehäuseparameter auf das Schaufelschwingungsverhalten zu bestimmen, werden sowohl experimentelle als auch numerische Untersuchungen durchgeführt. Im ersten Schritt werden die relevanten resonanten Betriebspunkte an einem Heißgasprüfstand identifiziert und hierauf basierend die Randbedingungen für die Strömungsfeldberechnungen festgelegt. Für eine als Basisturbine definierte Turbinengehäusegeometrie wird daraufhin ein Strömungsmodell erstellt, welches mit Hilfe von Kennfeldmessungen validiert wird. Mit detaillierten instationären Strömungsfeldberechnungen kann der instationäre Druckverlauf auf der Schaufeloberfläche berechnet werden, welcher in einem weiteren Schritt als Eingangsgröße für die Ermittlung der Schwingungsanregung dient. Für die Beschreibung der Schaufelschwingform wird eine Modalanalyse durchgeführt. Zur Berechnung der Schwingungsanregung wird der Ansatz der generalisierten Kraft verwendet, bei welchem das instationäre Druckfeld auf der Schaufeloberfläche in seine harmonischen Bestandteile zerlegt, und auf die Schwingform der Rotorschaukel projiziert wird. Dieses Vorgehen wurde bereits in mehreren Arbeiten angewendet wie beispielsweise von Mayorca et al. [97, 96, 43, 98].

Um den Einfluss der untersuchten Designparameter zu quantifizieren und das Berechnungsmodell zu validieren, werden neben dem Basisdesign acht zusätzliche Gehäusevarianten konstruiert. Alle Turbinengehäusegeometrien werden mit der erarbeiteten Berechnungsroutine analysiert. Indem die resultierenden generalisierten Schaufelkräfte mit dem Wert des Basisgehäuses relativ verglichen werden, gelingt numerisch die Quantifizierung der Schwingungsanregung für die unterschiedlichen Gehäusevarianten. Für die Validierung der Berechnungsmethodik werden alle Turbinengehäuse als Hardware gefertigt und auf dem Prüfstand experimentell untersucht. Die mit einem Tip-Timing-Messsystem gemessenen Schwingungsamplituden werden anschließend den berechneten Anregungskräften gegenübergestellt, wobei eine gute Korrelation dieser beiden Werte nachgewiesen werden kann.

Die Erarbeitung von Zusatzmaßnahmen zur Schaufelschwingungsreduktion im zweiten Teil der Arbeit beginnt mit der experimentellen Umsetzung, um die prinzipielle Funktionsfähigkeit bereits zu Beginn der Arbeit nachzuweisen. Bei dem untersuchten Design sind die Zusatzmaßnahmen in Form von druckbeaufschlagten Düsen am Turbinenaustritt realisiert. Nach dem erfolgreichen Experiment kann eine eindeutige Korrelation zwischen der Positionierung der Maßnahme und den daraus resultierenden Schwingungsamplituden festgestellt werden. So gelingt es für die relevanten Resonanzen die Anordnung mit dem höchsten Potenzial zur Schwingungsreduzierung zu identifizieren.

Diese experimentellen Ergebnisse werden daraufhin genutzt, um das Berechnungsmodell zu validieren, mit welchem die Beeinflussbarkeit der Schwingungsamplitude vorhergesagt werden kann. Mit den numerischen Ergebnissen kann ein tieferes Verständnis über die Wirkweise der Zusatzmaßnahmen gewonnen werden. Zusätzlich wird am Ende der Betrachtung ein Ansatz vorgestellt der dazu verwendet werden kann, auf Basis einer einzigen instationären Berechnung eine geeignete Positionierung der Maßnahme abzuschätzen.

Im letzten Teil der Arbeit wird eine Turbinengehäusevariante mit passiven Zusatzmaßnahmen entwickelt, welche in Form von Kavitäten in der Turbinengehäusewandung eingebracht werden. Unterstützt durch die bereits gewonnenen Erkenntnisse werden experimentelle Untersuchungen an zahlreichen Maßnahmen durchgeführt. Zur Identifizierung eines geeigneten Maßnahmendesigns werden insgesamt vierzehn unterschiedliche Maßnahmen in die Bewertung miteinbezogen. Neben zahlreichen Schaufelschwingungsmessungen am Heißgasprüfstand wird mittels Kennfeldmessungen ebenfalls der Einfluss auf den Turbinenwirkungsgrad betrachtet.

2 Technische Grundlagen

Eine zentrale Herausforderung für die Gewährleistung der Betriebssicherheit von Turbomaschinen ist die Vermeidung von Schäden durch Bauteilermüdung. Bei der Auslegung von Laufrädern gilt es daher, Resonanzzustände falls möglich zu vermeiden, als auch auftretende Schwingungsbelastungen zu begrenzen.

Aufgrund der stark interdisziplinären Problemstellung, welche die Aerodynamik und Strukturdynamik als Hauptthemengebiete umfasst, ist der daraus resultierende Forschungsaufwand in diesem Arbeitsgebiet hoch. In diesem Kapitel werden die notwendigen physikalischen Grundlagen beschrieben, die zum Verständnis dieser Forschungsarbeit beitragen.

2.1 Beschreibung von Schaufelschwingungen

Für die Berechnung von Schaufelschwingungen müssen die Bewegungsgleichungen des Gesamtschwingungssystems gelöst werden, wobei die genaue Ermittlung der einzelnen Systemkomponenten die größte Herausforderung darstellt. Bei der in dieser Arbeit untersuchten Art von aerodynamischer Schwingungsanregung handelt es sich um eine erzwungene Schwingung, auch zwangserregte Schwingung genannt. Die zugrundeliegende Differentialgleichung der Bewegungsgleichung, hier beschrieben in der allgemeinen Form, wird durch den zusätzlichen Term der Anregung inhomogen.

$$M\ddot{\mathbf{q}} + D\dot{\mathbf{q}} + K\mathbf{q} = \mathbf{F} \quad (2.1)$$

Anders als bei der freien gedämpften Schwingung hängt die Systemantwort nicht mehr nur von der Masse-, Dämpfungs- und Steifigkeitscharakteristik des Schwingensystems selbst ab, sondern auch maßgeblich von der zeitabhängigen Anregungskraft \mathbf{F} . Ist die Anregungskraft periodischer Natur, wie es bei rotierenden Maschinen in aller Regel angenommen werden kann, geht die Schwingungsantwort nach einem Einschwingvorgang allmählich in die periodische, erzwungene Schwingung über, welche hinsichtlich ihrer Frequenz nur durch die äußere Anregung bestimmt ist. Das Schwingungssystem folgt mit einer konstanten Amplitude, wobei diese im Fall von niedrigen Dämpfungswerten und Anregungsfrequenzen nahe der Eigenfrequenz besonders große Werte annimmt.

Bei der Berechnung von Schaufelschwingungen wird ein Ansatz gewählt, bei welchem die Anregung durch eine harmonische Kraftfunktion beschrieben wird. In diesem Fall lässt sich die Anregungskraft über eine Kraftamplitude $\hat{\mathbf{F}}$ sowie Anregungsfrequenz ω beschreiben.

$$\mathbf{F} = \hat{\mathbf{F}} \cdot e^{j\omega t} = \hat{\mathbf{F}} [\sin(\omega t) + j \cos(\omega t)] \quad (2.2)$$

Unter Verwendung des Lösungsansatzes gemäß:

$$\begin{aligned} \mathbf{q} &= \hat{\mathbf{q}} e^{j\omega t} \\ \dot{\mathbf{q}} &= j\omega \hat{\mathbf{q}} e^{j\omega t} \\ \ddot{\mathbf{q}} &= -\omega^2 \hat{\mathbf{q}} e^{j\omega t} \end{aligned}$$

ergibt sich die Gleichung der erzwungenen Schwingung wie folgt:

$$\begin{aligned} -\omega^2 \mathbf{M} \hat{\mathbf{q}} e^{j\omega t} + j\omega \mathbf{D} \hat{\mathbf{q}} e^{j\omega t} + \mathbf{K} \hat{\mathbf{q}} e^{j\omega t} &= \hat{\mathbf{F}} e^{j\omega t} \\ (-\omega^2 \mathbf{M} + j\omega \mathbf{D} + \mathbf{K}) \hat{\mathbf{q}} e^{j\omega t} &= \hat{\mathbf{F}} e^{j\omega t} \end{aligned} \quad (2.3)$$

Im Unterschied zu den beschriebenen erzwungenen Schwingungen treten selbsterregte Schaufelschwingungen in der Realität ebenfalls auf. Das im englischen als „flutter“ bekannte Phänomen tritt vorwiegend bei axialen Turbomaschinen auf [147]. Grund für dieses Phänomen sind die bei dieser Bauart typischerweise niedrigere Schaufelsteifigkeit, verbunden mit höheren Schwingungsamplituden. In bestimmten Betriebszuständen kann das Gasmedium zwischen den Schaufeln in Resonanzschwingung geraten, wobei sich die Schwingungsenergie auf die Schaufeln überträgt und innerhalb von Sekundenbruchteilen zum Versagen dieser führen kann. Aufgrund der bei Radialturbinen relativ steifen und kompakten Bauform ist dieses Phänomen in dieser Arbeit nicht bedeutsam und wird daher nicht genauer untersucht.

2.1.1 Schwingungsverhalten idealer Turbinenradstrukturen

Das Schwingungsverhalten des Turbinenrades wird über eine Modalanalyse bestimmt, bei welcher in aller Regel die Turbinenradgeometrie als Idealgeometrie behandelt wird. Die Arbeiten von Ewins [34] beziehungsweise Thomas [132] gehören hierbei zu den ersten Untersuchungen, welche sich mit der modalen Beschreibung rotationsperiodischer Strukturen auseinandersetzen.

Bestandteil der Modalanalyse ist die Berechnung der Eigenfrequenzen und Eigenformen, wobei die letzteren auch als Moden bezeichnet werden. Die Anzahl dieser ist abhängig von den Freiheitsgraden des Schwingensystems und daher für ein Kontinuum beziehungsweise reales Bauteil theoretisch unendlich. Innerhalb eines begrenzten Frequenzbereichs, welcher sich im Normalfall aus dem relevanten Arbeitsbereich ergibt, lässt sich jedoch eine endliche Anzahl von Eigenschwingformen mit praktischer Relevanz identifizieren. Die Bestimmung der relevanten Eigenfrequenzen und Eigenformen ist Grundvoraussetzung für die numerischen sowie im Normalfall auch für die messtechnischen Untersuchungen. Die Berechnung der Eigenformen beruht auf der Lösung der Differentialgleichung der freien ungedämpften Bewegungsgleichung und führt zu dem Eigenwertproblem, wie es zum Beispiel aus Ewins [34] oder Wildheim [142] zu entnehmen ist:

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}) \hat{\mathbf{q}} = 0 \quad (2.4)$$

Eine Vielzahl an Eigenschwingformen ergibt sich aufgrund der Schwingungsüberlagerung beziehungsweise Interaktion der einzelnen Bauteilunterkomponenten (Schaufeln, Radnabe, Welle). Für ein Laufrad können die Eigenschwingformen im Allgemeinen in drei Kategorien unterteilt werden, wie von Imregun [66], Irretier [67] und Klauke [76] für den Anwendungsfall an einem Axialverdichter beschrieben wurde. Eine Unterteilung findet in Schwingungsformen der Schaufelgeometrie, der Radnaben- beziehungsweise Scheibengeometrie und den sogenannten gekoppelten Schwingformen statt.

Vernachlässigt man die stark dreidimensionale Bauform moderner Schaufelgeometrien, können diese in einer Näherung als einseitig eingespannte ebene Biegebalken betrachtet werden. In Abb. 2.1 sind exemplarisch mehrere Eigenformen einer Einzelschaufel veranschaulicht. Die dargestellte erste Biegemode (BM1) weist die maximale Auslenkung an der Schaufelaußenkante auf. Höhere Schaufelmoden zeichnen sich durch eine erhöhte Komplexität oder einer zunehmenden Anzahl an Schwingungsknoten aus.

Für eine genaue Beschreibung der Rotorschwingform ist die Betrachtung des gesamten

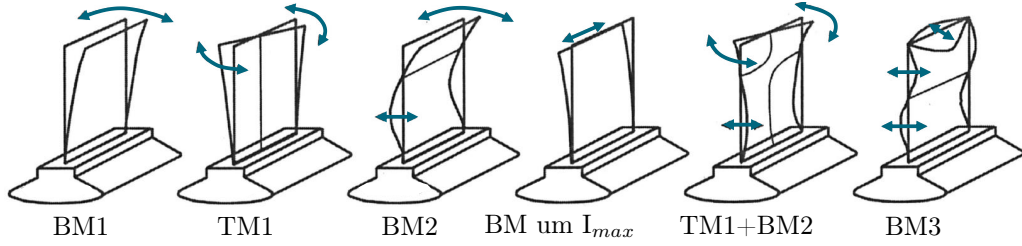


Abb. 2.1. Biege- (BM) und Torsionsmoden (TM) einer vereinfachten Schaufelgeometrie, Abb. nach Seume [120]

Rotorsystems inklusive aller Schaufeln notwendig. Eine Vielzahl an Veröffentlichungen zu Laufradschwingungen gehen zurück auf die Untersuchungen von Haupt et al. [54], Hagelstein et al. [48] und Hasemann et al. [52, 53].

Die Rotorschwingformen werden in Schwingungsfamilien eingeteilt, wobei sich eine Schwingungsfamilie dadurch kennzeichnet, dass alle Schaufeln dieselbe Schwingungsform ausführen, jedoch zueinander einen definierten Phasenversatz aufweisen. Abhängig von der Phasenlage lassen sich Knotendurchmesser definieren, welche als Linien durch den Radmittelpunkt dargestellt werden können. Entlang einer Linie ist die Momentenauslenkung gleich Null, wobei die maximal ausgeführte Schwingungsamplitude der einzelnen Schaufeln identisch bleibt.

Die maximal mögliche Anzahl der Knotendurchmesser KD ist durch die globale Laufradperiodizität begrenzt, welche in diesem Fall der Schaufelanzahl N entspricht und unter anderem von Wildheim [142] wie folgt definiert ist:

$$\begin{aligned} \text{KD}_{max} &= \frac{N}{2} && \text{für } N \text{ gerade} \\ \text{KD}_{max} &= \frac{N-1}{2} && \text{für } N \text{ ungerade} \end{aligned} \quad (2.5)$$

Hieraus ergeben sich für einen Rotor mit einer Anzahl von zehn als auch elf Schaufeln ein maximaler Knotendurchmesser von fünf (KD5).

Über den folgenden Zusammenhang lässt sich die relative Momentenauslenkung u einer Schaufel mit dem Index i in Abhängigkeit des Knotendurchmessers KD berechnen:

$$u_i = \cos\left(\frac{2\pi \cdot \text{KD} \cdot i}{N}\right) \quad \text{mit: } i = 1, \dots, N \quad (2.6)$$

Eine Rotorschwingform lässt sich neben der Schwingungsmode und dem Knotendurchmesser weiterhin über den Schaufelphasenwinkel (engl. „interblade phase angle“) unterscheiden, welcher dem Knotendurchmesser eine Drehrichtung verleiht (engl. „travelling-wave mode“). Diese ist abhängig von dem Knotendurchmesser und der Schaufelanzahl und in Bezug auf die Rotordrehrichtung definiert.

In Abb. 2.2 sind alle möglichen Knotendurchmesser eines Turbinenrades mit zehn Schaufeln skizziert. Die Knotendurchmesser sind in grün dargestellt und teilen die Schaufelsegmente in Bereiche, deren Momentenauslenkung in gleicher Richtung erfolgt. Schaufeln mit Momentenauslenkung in Rotordrehrichtung sind in blau, entgegen der Rotordrehrichtung in rot dargestellt. Bei KD5 stellt sich für die dargestellte Schaufelanzahl eine 180°-Phasenverschiebung zwischen benachbarten Schaufeln ein. Dieser Fall wurde von Hagelstein et al. [48] als besonders kritisch erachtet. Neben den beschriebenen Knotendurchmessern sind bei einer als Scheibe idealisierten Blisk auch sogenannte Schirmmoden (engl. „umbrella modes“) möglich. Im Unterschied zu den gerade verlaufenden Knotendurchmessern ergeben sich die Knotenlinien in

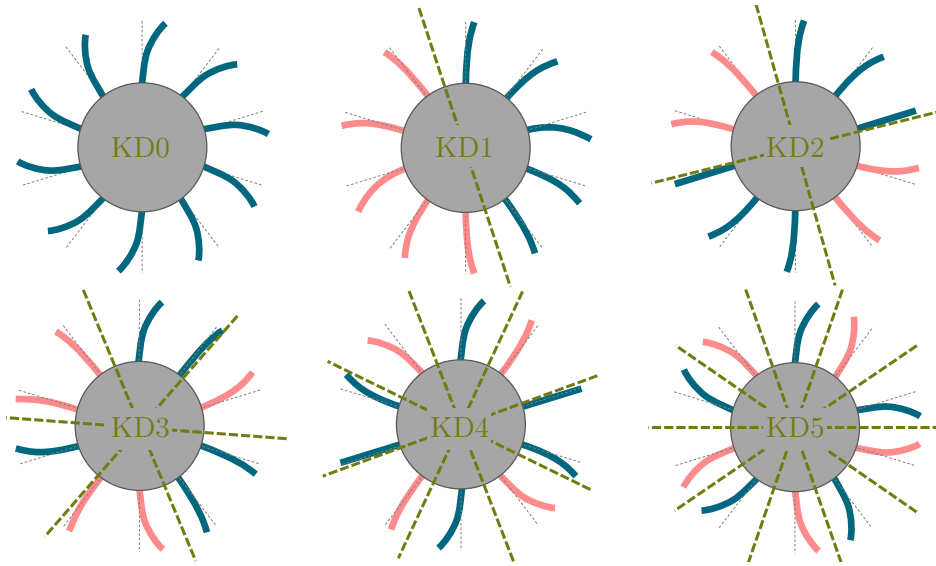


Abb. 2.2. Schematische Darstellung aller Knotendurchmesser (KD) der Schwingungsfamilie BM1 im Fall einer Schaufelanzahl von zehn

diesem Fall nicht durch den Scheibenmittelpunkt, sondern verlaufen in Umfangsrichtung auf einer oder mehrerer konzentrischen Kreislinien.

2.1.2 Bestimmung potentieller Resonanzstellen

Versagenskritische Bauteilschwingungen stellen sich im Betrieb dann ein, wenn die im vorherigen Kapitel beschriebenen Eigenschwingungen in Resonanz angeregt werden. Für einen kritischen Resonanzfall muss die Frequenz der Erregerkraft mit einer Eigenfrequenz der Turbine übereinstimmen. Die Erregerfrequenz f_{err} , welche das rotierende Laufrad erfährt, ist abhängig von der Rotordrehzahl n , der Anregungsordnung S und der Anzahl an Störstellen Z , welche auf dem Umfang angeordnet sind. Die Störstellenanzahl ist gleich der am Rotoreintritt vorliegenden Hauptanregungsquellen, welche im Normalfall der Anzahl an Statorschaufeln entspricht. Die Anregungsordnung ist identisch der Anzahl der Schwingungsperioden, welche die Schaufel zwischen zwei Störquellen ausführt. Ein Resonanzfall liegt somit vor wenn

$$f_{err} = f_{eig} = n \cdot S \cdot Z = EO \cdot n \quad (2.7)$$

Im Falle der hier betrachteten leitgitterlosen Turbine findet die Hauptanregung lediglich durch den Zungenbereich des Turbinengehäuses statt, wodurch Z den Wert 1 annimmt. Die Anregungsordnung ist damit gleich der sogenannten Engine Order (EO) und entspricht der Anzahl an Oszillationen, welche die Schaufel während einer vollständigen Rotorumdrehung ausführt. Wie im vorherigen Kapitel beschrieben, werden die Laufradschwingungen in Schaufelschwingungsfamilien und Knotendurchmesser eingeteilt. Während des Resonanzzustandes eines als ideal betrachteten Rotors kann je Schwingungsfamilie nur ein einziger Knotendurchmesser angeregt werden. Gemäß der Bedingung, dass die Phasenlage der Anregung aller Schaufeln gleich der Schaufelauslenkung ist, ergibt sich für den angeregten Knotendurchmesser nach Filsinger [36], basierend auf Wilson und Utengen [143] die Forderung

$$\pm KD = S \cdot Z - k \cdot N \quad \text{mit } k \in \mathbb{N} \quad (2.8)$$

Bestandteil dieser Gleichung ist der Periodizitätsparameter k , welcher so gewählt wird, dass der berechnete Knotendurchmesser die Forderung aus der vorherigen Gleichung 2.5 erfüllt. Zum besseren Verständnis wird im Folgenden exemplarisch für einen Rotor mit einer Schaufelanzahl von $N = 10$ und die Erregerordnung $S = 6$ unter Verwendung verschiedener Periodizitätsparameters k der Knotendurchmesser berechnet:

$$\pm \text{KD} = 6 \cdot 1 - k \cdot 10 \quad \text{mit } k \in \mathbb{N} \quad (2.9)$$

$$\begin{aligned} \text{für: } k = 0 &\Rightarrow \text{KD} = 6\frac{1}{2} \\ k = 1 &\Rightarrow \text{KD} = 4 \\ k = 2 &\Rightarrow \text{KD} = 14\frac{1}{2} \\ k = 3 &\Rightarrow \dots \end{aligned}$$

Gemäß diesem Zusammenhang als auch dem in Abb. 2.3 linksseitig dargestellten ZZENF-Diagramm (engl. „zig-zag shaped excitations in nodal diameters versus frequency“), ergibt sich für die Erregerordnung $S = 4$ ebenfalls ein angeregter Knotendurchmesser von $\text{KD} = 4$. Der Drehsinn der Knotendurchmessers verläuft hierbei gegen die Drehrichtung des Rotors. Die Unterschiede dieser beiden Resonanzbeispiele sind ebenfalls in Abb. 2.3 veranschaulicht.

Hierfür ist die Lage der Knotendurchmesserlinien in grün über dem Turbinenrad dargestellt, wobei die erste Schaufelbiegemode dargestellt ist. Die eingezeichnete sinusförmige Momentenauslenkung der Schaufel mit vier (EO4) beziehungsweise sechs (EO6) Perioden ist feststehend, wobei die Bereiche positiver (blau) und negativer Auslenkung (rot) farblich gekennzeichnet sind. Diese Bereiche sind gegenüber dem Turbinengehäuse ortsfest. Die Knotendurchmesserlinien sind graphisch dort zu finden, wo sich zwei benachbarte Schaufeln hinsichtlich ihres zugeordneten Phasenbereichs unterscheiden. Die Position der Schaufeln ist durch eine gestrichelte Linie und einen Kreis markiert, welcher das Vorzeichen der Momentenauslenkung beinhaltet. Daraus geht hervor, dass die Momentenauslenkung und die Phase für beide Erregerordnungen, trotz der unterschiedlichen Anzahl an Oszillationen, identisch ist.

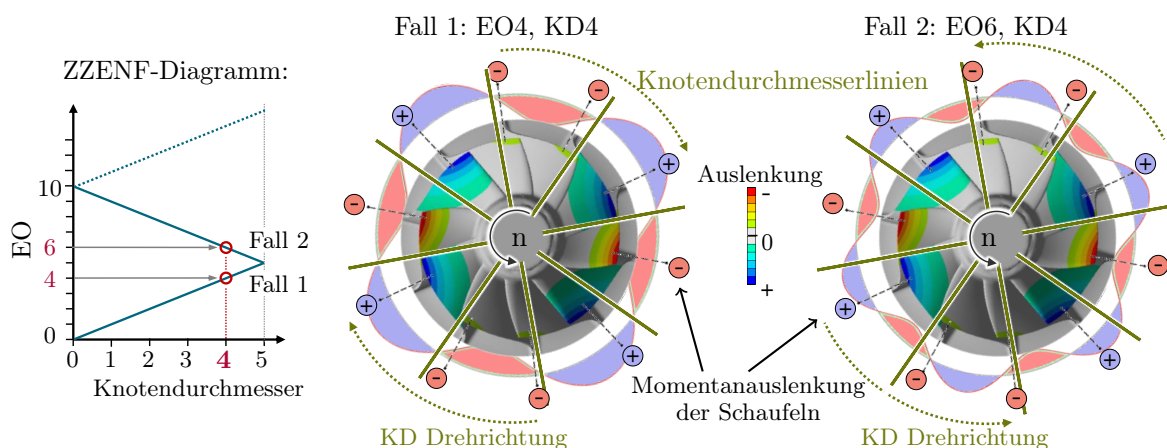


Abb. 2.3. ZZENF Diagramm (links) sowie schematische Darstellung des Knotendurchmessers KD_4 jeweils angeregt von EO_4 (mittig) und EO_6 (rechts), [107]

2.1.3 Resonanzzustände verstimmter Turbinenräder

Reale Turbinenräder weichen zwangsläufig von der idealen Bauform ab, was man allgemein als Verstimmung (engl. „mistuning“) bezeichnet. Diese Abweichungen sind größtenteils dem in seiner Genauigkeit begrenzten Fertigungsprozess geschuldet, bei welchem Geometrie- und Materialeigenschaften jeder Schaufel zwangsläufig individuell abweichen. Zusätzlich spielt ein unterschiedliches Verschleiß- oder Ablagerungsverhalten eine Rolle, wenn auch untergeordnet. Die Untersuchungen von Ewins [34] zeigen, dass sich die Verstimmung des Turbinenrades sowohl auf die Schaufelschwingungsamplituden der einzelnen Schaufeln als auch auf die Anregbarkeit der Knotendurchmesser auswirkt. Laut den Resonanzbedingungen von Wilson und Utengen [143] kann je Resonanzstelle nur ein bestimmter Knotendurchmesser angeregt werden. Die Verstimmtheit der Turbinenräder führt in der Realität jedoch dazu, dass neben einem Hauptknotendurchmesser ebenfalls weitere Anteile von Knotendurchmessern enthalten sind und sich die maximalen Schwingungsamplituden der Schaufeln voneinander unterscheiden. Erschwerend kommt hinzu, dass die Schwingungsamplituden an einem realen verstimmten Rotor wesentlich höher sein können als jene des idealisierten Turbinenrades, welches häufig einer Berechnung zugrunde gelegt wird. Der relative Unterschied der maximalen Schwingungsantwort des verstimmten gegenüber eines unverstimmten Rotors wird als Überhöhungsfaktor bezeichnet. Um den lokalen Überhöhungsfaktor der Schaufelschwingungsamplitude aufgrund der Verstimmung abzuschätzen wird heutzutage noch immer mit dem sogenannten Whitehead-Faktor gearbeitet. Whitehead [140] erarbeitete bereits den Zusammenhang, welcher den maximal möglichen Amplitudenüberhöhungsfaktor auf Basis der Schaufelzahl wie folgt beschreibt:

$$A_{wh} = \frac{1}{2}(1 + \sqrt{N}) \quad (2.10)$$

Weitere Arbeiten stammten unter anderem von Hasemann [52] und Hagelstein [48], welche die Kopplungsphänomene von Schaufeln in den Ursprüngen untersuchte. Mit einem experimentell validierten Berechnungsmodell kann Hoenisch [59] den Einfluss der Verstimmung genauer beschreiben. In dieser Arbeit wurde ein variabel verstimmtes Berechnungsmodell entwickelt, mit welchem eine Amplitudenüberhöhung von maximal 1,8 nachgewiesen werden konnte. Bei der Schaufelanzahl von zehn fällt diese damit geringer aus als der Whitehead-Faktor.

2.1.4 Aerodynamische Anregungskräfte und -mechanismen

Sind die möglichen Resonanzpunkte im Arbeitsbereich einer Turbomaschine identifiziert, gilt es die dynamischen Anregungskräfte zu bestimmen. Die folgende Beschreibung der aerodynamischen Anregungseffekte beschränkt sich primär auf leitgitterlose Radialturbinen. Die nachhaltig dokumentierte Untersuchung strömungsdynamischer Anregungseffekte begann im Wesentlichen in den 80er Jahren von Kaiser [71], Grasso et al. [45] gefolgt von Blömhof [18]. Insbesondere die experimentellen Untersuchungen lieferten einen enormen Beitrag hinsichtlich der Einführung neuartiger Messansätze.

In der Arbeit von Baines [12] wurden Radialturbinendesigns mit und ohne Vorleitgitter hinsichtlich ihres Wirkungsgrades miteinander verglichen. Der Abschlag im Wirkungsgrad der Radialturbine ohne Leitgitter wird mit der ungleichförmigeren Zuströmung über den Laufradumfang begründet. Mit Hilfe von Druck- und Geschwindigkeitsmessungen konnte dies insbesondere im Zungenbereich nachgewiesen werden. Die hier auftretenden reduzierten Strömungsgeschwindigkeiten lassen weiter auf die instationären Schaufelanregungskräfte schließen. In zwei Nachfolgeuntersuchungen konnte Baines mit Yeo diese Erkenntnisse weiter

bestätigen. Zuerst wurde an einem zweiflutigen Spiralgehäuse insbesondere unter Gleich- und Ungleichbeaufschlagung die Ungleichförmigkeit des Strömungsfeldes im Zungenbereich weiter beschrieben [13]. Danach wurden mit Hilfe von Messfenstern die Strömungsgeschwindigkeiten an mehreren Umfangspositionen in der Turbinenspirale genauer bestimmt [14].

Die Eintrittsströmung einer Radialturbine wurde ebenfalls von Miller et al. [99] in Umfangsrichtung mit einer 5-Loch-Kugelsonde untersucht. Dabei konnte nachgewiesen werden, dass die Strömung im Umfangsbereich zwischen 60° und 300° relativ zur Zunge als nahezu konstant betrachtet werden kann. Es wurde gezeigt, dass im Zungenbereich ein Anstieg der radialen Geschwindigkeitskomponente zu einer lokalen Massenstromerhöhung in das Turbinenrad führt. Hussain et al. [65, 64] lieferten Erkenntnisse über den absoluten Strömungswinkel im Spiralgehäuse als Funktion der Umfangsposition. Die Messungen zeigten, dass diese bereits rund 180° vor der Zunge zunimmt (Abnahme der Umfangskomponente). Nach der Zunge fällt der Strömungswinkel bis zur Hälfte des Spiralumfangs wieder ab. Es konnte gezeigt werden, dass die einfache eindimensionale Auslegungsmethodik offensichtlich zu einer ungleichförmigen Zuströmung in das Turbinenrad führt. Es wird vermutet, dass dies auf Sekundärströmungen zurückzuführen ist, welche sich auf die radialen Geschwindigkeitskomponenten auswirken. Die Ungleichförmigkeit der Zuströmung lässt auf die instationären aerodynamischen Anregungsmechanismen schließen. Hamed und Baskharone [50] verglichen den Einfluss von symmetrischen und asymmetrischen Spiralquerschnitten auf die Zuströmungsgleichförmigkeit. Basis der Untersuchung bildeten dabei ein reibungsfreies FEM-Berechnungsverfahren mit einem Grobgitternetz. Es konnte gezeigt werden, dass sowohl für das asymmetrische als auch das symmetrische Spiralquerschnittsdesign Ungleichförmigkeiten in der Radzuströmung auftreten. Die danach von Baskharone [2] durchgeführten FEM-Berechnungen an einem beschaufelten Spiralgehäuse zeigten Optimierungspotenziale hinsichtlich der Leitgitterkanalquerschnitte auf. Eine Anpassung der Kanalquerschnitte konnte nachweislich dazu genutzt werden, um die Zuströmbedingungen gleichmäßiger zu gestalten. Dies lässt einmal mehr darauf rückschließen, dass insbesondere bei einem einfachen Spiralgehäuse die Zuströmung auf das Turbinenrad einer großen Ungleichförmigkeit unterliegt. Neben der geometrischen Gestaltung der Zunge werden in Vorgängerarbeiten weitere Sekundärströmungen als Ursache genannt, welche über den Spiralumfang auftreten. Die folgenden Forschungsarbeiten lieferten über Sekundärströmungen in einem Spiralgehäuse bereits Erkenntnisse: In den Arbeiten von Tabakoff et al. [130, 131] wurden bei einem Spiralgehäuse mit kreisförmigem Querschnitt, jedoch asymmetrischer Ausführung, Sekundärströmungen mittels Hitzedrahtmessungen nachgewiesen. Diese treten in der Spirale als gegenläufige Wirbel auf, welche sich hinsichtlich ihrer Position und Ausprägungsform je nach Umfangsposition unterscheiden und daher zu Ungleichförmigkeiten der Radzuströmung führen. In der Arbeit von Matsuo et al. [93] wurde die Nachlaufströmung eines Vorleitgitters hinsichtlich des Schwingungsanregungspotenzials untersucht. Hierfür wurde das Strömungsfeld am Turbineneintritt mittels Fourier-Transformation analysiert, wobei eine große Abhängigkeit von der Leitgittergeometrie festgestellt wurde. Die Ergebnisse konnten mit Messdaten untermauert werden.

Die Untersuchungen von Hara et al. [51] zeigen am Beispiel einer einfachen Spirale die Sekundärströmungen auf, welche zwangsläufig in Verbindung mit hohen Umfangsgeschwindigkeiten und Druckgradienten auftreten. Messungen mit einem Hitzedraht zeigten, dass in der Spirale die Grenzschichtdicke in Strömungsrichtung zunimmt, wodurch eine ungleichförmige Zuströmung in das Turbinenrad entsteht. Zusätzlich konnte gezeigt werden, dass das Strömungsfeld in Umfangsrichtung aufgrund von Nachlauf- und Potenzialeffekten ungleichförmig ist und zur Anregung von Schaufelschwingungen führt.

Bei den Untersuchungen von Simpson et al. [121] wurde das Strömungsfeld am Rotoreintritt von Turbinengehäusevarianten mit und ohne Leitgitter verglichen. Im Fall der leitgitterlosen Eintrittsströmung zeigte sich für das ungleichförmige Strömungsfeld eine gute Übereinstimmung zwischen den numerischen und experimentellen Ergebnissen. Die mit Leitgitter versehenen Turbinengehäusevarianten zeigten bei der gleichen Gegenüberstellung höhere Abweichungen.

Der Einfluss der Abgaspulsation auf das Betriebsverhalten einer Turboladerturbine wurde von Konishi et al. [78] untersucht. Dabei wurde festgestellt, dass sich das Betriebsverhalten bei einer Variation der Pulsationsamplitude deutlich verändert, nicht aber bei einer Veränderung der Pulsationsfrequenz zwischen 10 und 70 Hz. Grund für die geringe Auswirkung ist die sich hochfrequent drehende Turbine, welche trotz des sich niederfrequent ändernden Abgasdrucks einer quasi-stationären Randbedingung unterliegt, weshalb kein Einfluss der Abgaspulsationsfrequenz auf die Schaufelschwingungsbelastung festgestellt werden konnte. Bis heute werden Schaufelschwingungsmessungen unter pulsierenden Motorrandbedingungen aus diesem und weiteren Gründen nur äußerst selten durchgeführt.

In Abb. 2.4 ist auf einfache Weise dargestellt, welche Anregungsmechanismen nach heutigem Verständnis prinzipiell in einer leitgitterlosen Radialturbine auftreten können.

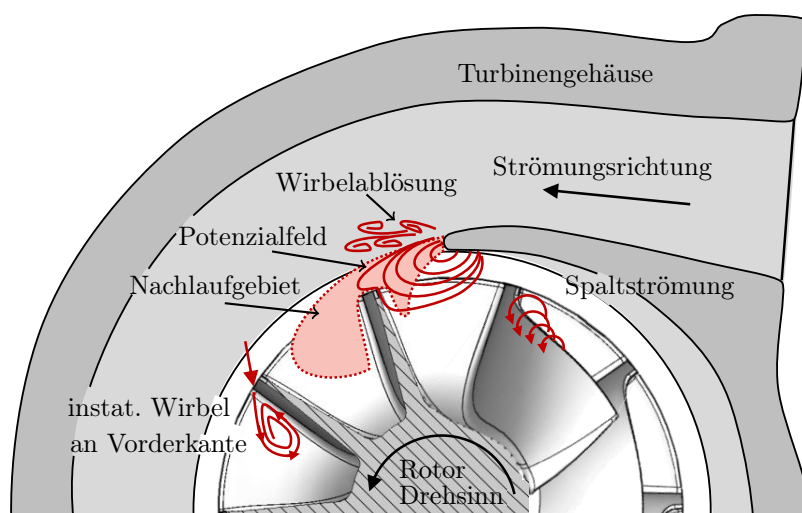


Abb. 2.4. Anregungsmechanismen in einer leitgitterlosen Radialturbine

Die Anregungsmechanismen lassen sich wie folgt unterscheiden:

- **potenzialtheoretischer Effekt:** Die Bewegung des Rotors durch das inhomogene Potenzialfeld des Stators (Zungengeometrie wirkt als Statorschaufel) führt zur Änderung des statischen Drucks auf der Schaufeloberfläche.
- **Nachlaufströmung:** Die verzögerte Nachlaufströmung hinter der Zungenkante bildet eine Delle im Geschwindigkeitsprofil und zieht sich über den Rotoreintrittsbereich fort bis in den Schaufelkanal, wodurch nach dem Passieren des Zungenbereichs eine Druckänderung auf der Schaufeloberfläche erfolgt.
- **Wirbel an saugseitiger Schaufeleintrittskante:** Aufgrund des sich ändernden Strömungseintrittswinkels entsteht ein saugseitiger transienter Wirbel an der Schaufeleintrittskante, welcher Druckschwankungen auf der Schaufeloberfläche verursacht.

- **Wirbelablösung an Zunge:** Aufgrund der endlichen Zungenbreite können je nach Strömungsverhältnissen an der Zungenhinterkante turbulente Wirbel entstehen.
- **instationäre Spaltströmung:** Die Anregung wird verursacht durch die Spaltströmung, welche zwischen Rotor und Gehäuse entsteht und aufgrund des Druckunterschiedes von Druck- und Saugseite stattfindet. Dadurch entsteht im äußeren saugseitigen Schaufelbereich ein ablösender Wirbel mit einer variierenden Intensität. Dieser interagiert mit der Hauptströmung und reicht vom Ein- bis in den Austrittsbereich.

Durch die Kenntnis der Anregungsmechanismen alleine ist eine Aussage über die Schwingungsanregung nicht möglich, da hierfür die zeitliche und lokale Anregungsfunktion benötigt wird.

2.1.5 Bestimmung der Dämpfung

Ein weiterer wichtiger Parameter beim Lösen der Bewegungsgleichung ist die Dämpfung, welche die vom Schwingungssystem ausgeführte Maximalamplitude reduziert. Bei schwach gedämpften Schwingungssystemen verhält sich die maximale Schwingungsamplitude annähernd umgekehrt proportional zur Dämpfung. Für deren Beschreibung gibt es verschiedene Kenngrößen wie beispielsweise das logarithmische Dekrement, den Gütefaktor sowie den Verlustfaktor. In dieser Arbeit wird als Dämpfungskenngröße das kritische Dämpfungsmaß ζ von Lehr [88] herangezogen, welches sich in den Bewegungsgleichungen in Form der sogenannten Rayleigh Dämpfung [115] wie folgt wiederfindet.

$$\zeta = \alpha M + \beta K \quad \text{mit} \quad \beta = \frac{\zeta}{\pi f_{res}} \quad (2.11)$$

Der massenproportionale Dämpfungskoeffizient α wird in aller Regel als 0 definiert [97]. In die steifigkeitsproportionale Dämpfung, welche durch den Rayleigh Dämpfungskoeffizienten β dargestellt wird, fließt das Dämpfungsmaß ζ ein. Für die Bestimmung von ζ hat sich das Verfahren der Halbwertsbreite (engl. „half-power bandwidth method“) etabliert (siehe Rao [114] und Torvic [133]) und in zahlreichen Arbeiten erfolgreich unter Beweis gestellt. Siehe hierzu beispielsweise die Arbeiten von Müller et al. [103], Klauke [76] und Drozdowski [31]. Das Dämpfungsmaß ζ lässt sich über diesen Ansatz wie folgt berechnen:

$$D = \frac{f_2 - f_1}{2 f_{res}} \quad (2.12)$$

$$\begin{aligned} \text{mit } f_{res} &= \text{Resonanzamplitudenfrequenz} \\ f_{1,2} &= \text{Frequenz bei Maximalamplitude } V_{max}/\sqrt{2} \end{aligned}$$

Für eine harmonische Anregung eines 1-Massenschwingers mit einer Kraft

$$F(t) = \hat{F} \cdot \cos(\omega t + \varphi) \quad \text{mit} \quad \omega = 2\pi f \quad (2.13)$$

lässt sich durch Lösen des Differentialgleichungssystems die Vergrößerungsfunktion V in Abhängigkeit der Dämpfung berechnen mit:

$$V = \frac{1}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + (2\zeta\eta)^2}} \quad \text{mit} \quad \eta = \frac{f_{err}}{f_{eig}} \quad (2.14)$$

$$\begin{aligned} \text{mit } f_{err} &= \text{Erregerfrequenz} \\ f_{eig} &= \text{Eigenfrequenz (ungedämpft)} \end{aligned}$$

Die Vergrößerungsfunktion V beschreibt das Verhältnis der Resonanzamplitude des Schwingungssystems zur Eingangsamplitude der Erregung und wird für $\eta=1$ maximal. In Abb. 2.5 ist die Vergrößerungsfunktion für unterschiedliche Dämpfungswerte dargestellt und verdeutlicht den Einfluss, den die Dämpfung auf die maximale Resonanzamplitude besitzt. Bei schwach gedämpften Systemen, wie es bei Turbinenschaufeln der Fall ist, reagiert die Resonanzamplitude bereits sensitiv auf kleine Änderungen.

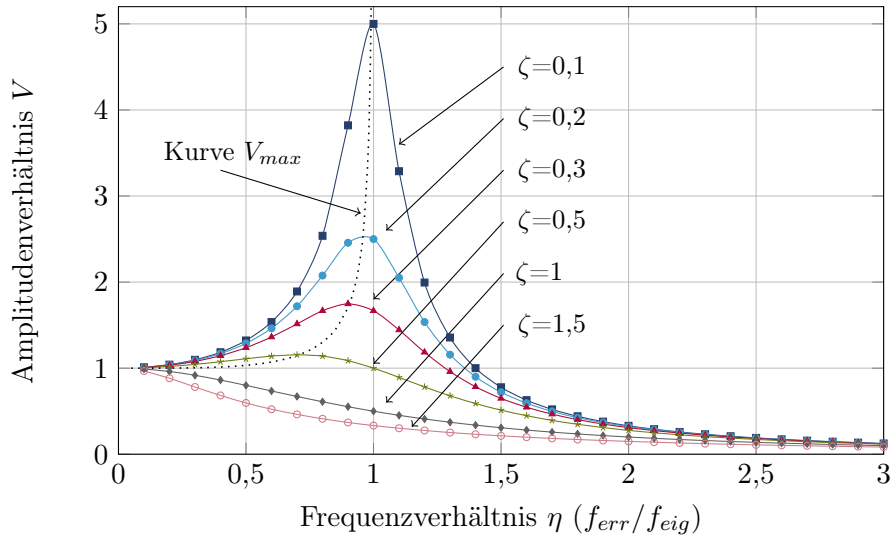


Abb. 2.5. Vergrößerungsfunktion eines 1-Massenschwingers bei Kraftanregung

Eine Änderung der Dämpfung hat ebenfalls Einfluss auf die Resonanzfrequenz, wie der Abbildung zu entnehmen ist. Die Lage der maximalen Resonanzamplitude V_{max} in Abhängigkeit der Dämpfung ist beschrieben über den Zusammenhang:

$$V_{max} = \frac{1}{\sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (2.15)$$

Die Resonanzfrequenz in Abhängigkeit der Dämpfung berechnet sich wie folgt:

$$f_d = f_{eig} \cdot \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (2.16)$$

2.2 Forschungsarbeiten zur numerischen Analyse von Schaufelschwingungen

Die im Folgenden beschriebenen Forschungsarbeiten zeigen den aktuellen Stand der numerischen Untersuchung von Schaufelschwingungen. Im Vergleich zu axialen Turbomaschinen wurde bei der radialen Bauweise in der Vergangenheit deutlich weniger Forschungsaufwand betrieben. Dies ist vor allem darauf zurückzuführen, dass Rotoren mit radialen Schaufelgeometrien aufgrund des dreidimensionalen Schaufelprofils eine vergleichbar hohe Steifigkeit besitzen. Im Bereich der Radialturbinen begegnete man der Problematik der Schaufelschwingungsbrüche daher erst später, als Änderungen an der Geometrie zu einem erhöhten Anregungspotenzial führten.

Die Arbeit von Heuer et al. [56] beschäftigt sich mit Schaufelschwingungen an einer Turboladerturbine mit variablem Vorleitgitter und beschreibt ein Verfahren zur Identifizierung und Bewertung kritischer Resonanzstellen. Bei diesem Verfahren werden numerische CFD und FE Berechnungsergebnisse mit experimentellen Messdaten kombiniert um eine relative Bewertung von Schwingungsanregungen an einzelnen Punkten auf der Schaufeloberfläche durchführen zu können.

Die Schwingungsresonanzen mehrerer Schaufelmoden wurden in den Arbeiten von Yokoyama et al. [144], Ma et al. [92] und Liu et al. [91] an einer Radialturbine mit Leitgitter untersucht. Die Schwingungsmessung im Betrieb erfolgte durch Dehnungsmessstreifen. Die aerodynamische Anregung wurde mittels instationärer Strömungsfeldberechnungen ermittelt und für eine Force-Response-Rechnung verwendet. Der Vergleich der numerischen und experimentellen Ergebnisse zeigte eine teils unterschiedlich gute Übereinstimmung. Bei Yokoyama traten die höchsten Abweichungen bei der höchsten untersuchten fünften Schaufelmode auf und lagen bei ca. 80 %. Beide Untersuchungen zeigen die hohen Sensitivitäten und Herausforderungen bei der Berechnung von Schaufelschwingungen.

Drozdowski [31] berechnete in seiner Arbeit die Schwingungsanregung einer Radialturbine unter Berücksichtigung der realen Bauteilgeometrie. Unterschiedliche Verstimmungsursachen wurden systematisch untersucht, wobei insbesondere der Schaufelwinkel einen hohen Einfluss auf die Verstimmung besitzt. Es konnte nachgewiesen werden, dass bei einer Anregung von KD0 und KD1 die Schwingform vergleichsweise unsensibel auf die Verstimmung des Rotors reagiert.

In den Untersuchungen von Sato et al. [117] wurde die Schaufelschwingungsanregung für unterschiedliche Betriebszustände einer variablen Turboladerturbine anhand eines eindimensionalen Betrachtungsansatzes bewertet, welcher auf dem dynamischen Druck und der Machzahl beruht. Unterschiedliche Stellungen der Vorleitgitter konnten hinsichtlich ihres Schwingungsanregungspotenzials bewertet werden, wobei eine zufriedenstellende Übereinstimmung mit den Messergebnissen gezeigt werden konnte.

Zu den aktuelleren und umfassenderen Forschungsarbeiten im Bereich Schaufelschwingungen an Radialturbinen zählen die aufeinander aufbauenden Dissertationen von Kreuz-Ihli 2001 [82], Klaus 2007 [77] und Schwitzke 2015 [118] am Karlsruher Institut für Technologie, welche nachfolgend noch genauer beschrieben werden. Jede dieser Arbeiten enthält eine umfassende Zusammenfassung aus der Literatur und liefert einen zusätzlichen Beitrag für das Verständnis der Anregungsmechanismen.

Zu den themenverwandten Forschungsarbeiten im Bereich der aerodynamischen Schwingungsanregung zählen ebenfalls mehrere Untersuchungen, welche an der Königlich Technischen Hochschule (KTH) in Stockholm verfasst wurden. Die Dissertation von Mayorca [97] beschäftigte sich mit der Untersuchung von Schaufelschwingungen am Axialverdichter eines Flugzeugtriebwerks. Fruth [41] untersuchte darüber hinaus den Axialverdichter und die Axialturbine einer stationären Gasturbine. In beiden Forschungsarbeiten wurde der gleiche Berechnungsansatz mittels generalisierter Kräfte (engl. „generalized forces“) für die Bestimmung des Schwingungsanregungspotenzials angewendet. Mayorca et al. [43, 98, 96, 94] beschäftigten sich in ihren Arbeiten mit der Entwicklung einer effizienten Berechnungsmethodik zur vorhersage von Schaufelschwingungsbelastungen. Dabei wurde detailliert auf die Einflussfaktoren und die Unsicherheiten bei der Vorhersage von Schaufelschwingungen eingegangen. In den Arbeiten von Fruth et al. ([38, 3], und zusammen mit Hosseini [62]) wurde die generalisierte Kraft dafür genutzt, um die Schaufelzahl (engl. „blade count ratio“) und -anordnung (engl. „clocking“) am gleichen Untersuchungsobjekt hinsichtlich einer geringen Schwingungsanregung zu optimieren. Weiterhin verwendete Naidu [105] in seiner Arbeit die generalisierte Kraft zur Reduzierung

eines Berechnungsansatzes für die Ermittlung der Schaufelschwingungsbelastung an einer axialen Turboladerturbine. Unabhängig von diesen Arbeiten nutzte Kawakubo [74] einen sehr vergleichbaren Berechnungsansatz, welcher anhand des mechanischen Energiestroms (engl. „mechanical energy flux“) die Schwingungsbelastung an einer Radialturbine untersuchte. Das Schwingungsanregungspotenzial konnte für unterschiedliche Stellungen des variablen Leitgitters quantifiziert und bewertet werden.

In den Untersuchungen von Vahiditi et al. [135] wurde eine vergleichbare Methodik auf einen Axialverdichter angewandt, bei welchem die Schwingungsanregung mit Hilfe einer sogenannten modalen Kraft berechnet wurde. Für unterschiedliche Geometrien der Statorbeschaufung wurde das Strömungsfeld instationär berechnet und hinsichtlich der modalen Kraft bewertet. Es konnte gezeigt werden, dass sich über eine Variation des Schaufelneigungswinkels (engl. „lean angle“) die Schwingungsanregung um 78 % reduziert werden konnte, was maßgeblich auf eine Änderung der Phasenlage des Anregungsfeldes zurückgeführt wurde.

2.3 Das Tip-Timing-Schwingungsmessverfahren

Für die Messung von Schaufelschwingungen sind heutzutage mehrere Verfahren bekannt (Janicki et al. [68]). Als hochauflösendes und berührungsloses Messsystem hat sich im Laufe der letzten zwei Jahrzehnte zunehmend das Tip-Timing-Messverfahren etabliert und beispielsweise in der Arbeit von Jousselin [70] oder Allport et al. [5] weiterentwickelt. Ähnlich dem verbreiteten konventionellen DMS-Messverfahren eignet es sich hervorragend für die Charakterisierung von Schaufelschwingungen in Turbomaschinen. Anders als bei dem DMS-Messverfahren wird die Messsensorik hierbei im stationären Gehäuse untergebracht, was es während der Messung ermöglicht, die Schwingungen aller Turbinenschaufeln zu erfassen.

Als Sensortyp werden hauptsächlich kapazitive und optische Sensoren eingesetzt, wobei letztere Vorteile aufgrund ihres geringeren Bauraumvolumens und des vergrößerten Messbereichs bieten. Ebenfalls ist die hohe Signalgüte und der unkomplizierte Messeinsatz auch bei hohen Betriebstemperaturen ein Entscheidungsgrund dafür, diesen Sensortyp in dieser Arbeit einzusetzen. Das Messprinzip besteht darin, die Ankunftszeiten der Schaufeln an den Sensorpositionen ähnlich dem Prinzip einer Lichtschranke zu erfassen, wodurch höchste Anforderungen hinsichtlich der Abtastrate an das Messsystem gestellt werden. Eine leistungsstarke Recheneinheit ermittelt für jeden Sensor eine theoretische Schaufelankunftszeit. Diese wird für jede Schaufel individuell über die Mittelung einer vorgegebenen Anzahl vorheriger Zeitwerte berechnet. Während einer Schaufelresonanz führt die Auslenkung der Schaufel dazu, dass sich eine zeitliche Differenz zwischen der berechneten und tatsächlichen Ankunftszeit ergibt. Unter Miteinbeziehung der Drehzahl, der Schaufelanzahl und des Rotordurchmessers auf axialer Ebene der Messposition, kann die tangentielle Schaufelauslenkung für jede Sensorposition berechnet werden.

Abb. 2.6 veranschaulicht die Messung der Schwingungsamplitude bei einer exemplarischen Resonanzdurchfahrt der zweiten Erregerordnung mittels fünf äquidistanter Sensoren. Auf der horizontalen Achse ist die 360°-Rotorumdrehung inklusive der Sensorpositionen 1-5 dargestellt. Die übereinander angeordneten Kurven auf der y-Achse beschreiben die Schaufelauslenkung bei sieben verschiedenen Drehzahlen für die Phasen vor, während und nach einer Resonanzdurchfahrt, wobei auf mittlerer Höhe der ideale Resonanzfall angeregt wird. In diesem Fall entsteht aus der Sicht der Sensoren eine stehende Welle bei welcher im Idealfall jeder Sensor einen sich nicht verändernden Messwert erfasst. Die während der vertikal dargestellten Resonanzdurchfahrt gemessene Schaufelauslenkung ist für jeden Sensor als grüne Kurve dargestellt. Es sei bemerkt, dass die maximale Schwingungsamplitude, auf der rechten Seite

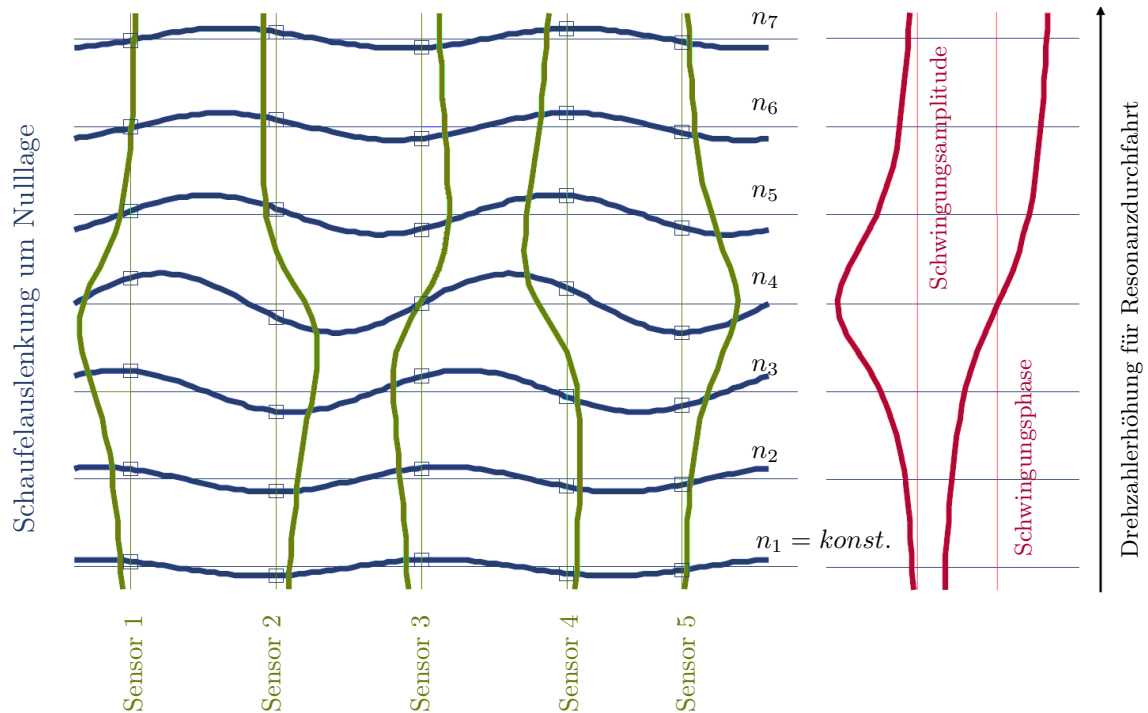


Abb. 2.6. Prinzip der Schaufelschwingungserfassung mittels fünf äquidistant verteilten Tip-Timing-Sensoren, orientiert an [39]

separat dargestellt, höher sein kann als der an den einzelnen Sensorpositionen maximal gemessene Wert. Die Sinus-Schwingung wird über einen Best-Fit angenähert, wobei jede Sensorposition als Stützstelle verwendet wird.

Bei dem in der Arbeit verwendeten Messsystem handelt es sich um das Modell 20036 des amerikanischen Herstellers Hood Technology. Dieses ist ausgestattet mit fünf optischen gekühlten Sensoren und besitzt eine maximale Abtastrate von 200 MHz, wodurch sich für die tangential gemessene Schwingungsamplitude eine theoretische Auflösung von $3 \mu\text{m}$ ergibt. Eine umfassende Beschreibung kann auf der Hersteller-Website [39] eingesehen werden.

2.3.1 Auslegung der Messsensorik

Die Auslegung der Messsensorik basiert auf einem in der Vorgängerarbeit [107] entworfenen Konzept und wurde mit einer Software [60] durchgeführt, welche dem Messsystem zugehörig ist. Mit Hilfe dieser Software kann für den jeweiligen Messeinsatz die optimale Sensoranordnung bestimmt werden. In Tab. 2.1 ist die finale Sensoranordnung zusammengefasst, welche speziell auf die für diese Arbeit relevanten Resonanzschwingungen EO5 bis EO8 optimiert wurde.

Tab. 2.1. Winkelauflteilung der Tip-Timing-Sensorik

Sensor-Nr.	1	2	3	4	5
Umfangswinkel	0°	$14,6^\circ$	$29,2^\circ$	$42,5^\circ$	$63,5^\circ$

Hinsichtlich der Messapplikation wurde in der Vorgängerarbeit eine Methodik entwickelt, bei der die Sensoren in Sensorhülsen aufgenommen werden, welche über eine Sperrluftfunktion

verfügt. Diese wird verwendet, um das Absetzen von Verbrennungsrückständen auf der Sensoroberfläche zu minimieren. Dadurch kann eine kontinuierlich hohe Sensorsignalqualität über lange Messperioden garantiert werden. Des Weiteren wird die Sensorlebensdauer aufgrund der niedrigeren Umgebungstemperatur verlängert und der Sensor beim Versagen der Rotorschaukel vor einem Schaden bewahrt. Um bei einem realen Anwendungsfall mit gekrümmten Schaufeln die resultierende Schwingungsbelastung zu bewerten, muss die gemessene tangentiale Schwingungsamplitude U_t in die Schwingungsamplitude in Richtung der Normalen U_n transferiert werden. Dies geschieht mit einem Übertragungsmodell, welches ebenfalls bereits in der Vorgängerarbeit [107] entwickelt wurde. Eine Herausforderung bei der Erarbeitung des Skalierungsansatzes besteht im Normalfall darin, die Verschiebung des erfassten Messpunktes während der Schaufelauslenkung entlang der Schaufelsehne zu berücksichtigen. Aufgrund der Tatsache, dass im vorliegenden Fall die Schaufel auf axialer Höhe des Messbereichs normal zur Schaufelsehne verschiebt, kann ein direkter trigonometrischer Zusammenhang wie folgt definiert werden:

$$U_n = \sin(\beta) U_t = \sin(30^\circ) U_t = 0,5 U_t \quad (2.17)$$

In Abb. 2.7 ist der Zusammenhang zwischen der vom Messsystem erfassten tangentialen Schwingungsamplitude U_t und der normalen Schwingungsamplitude U_n dargestellt.

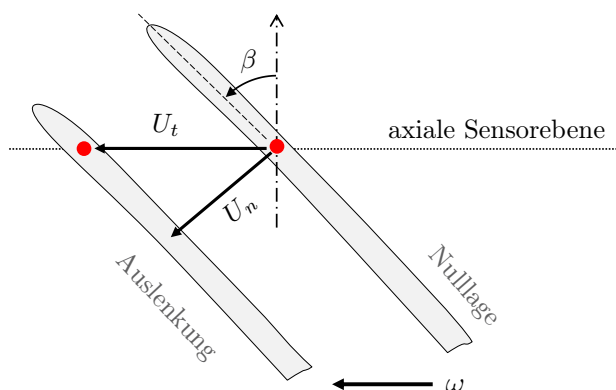


Abb. 2.7. Zusammenhang zwischen der gemessenen tangentialen Amplitude und der Schwingungsamplitude in Normalenrichtung

3 Experimentelle Untersuchungen

In diesem Kapitel erfolgt nach einer kurzen Beschreibung des Gesamtturboladers eine experimentelle Charakterisierung der Turbinenstufe, welche die zentrale Rolle in dieser Arbeit einnimmt. Ziel ist es, diese hinsichtlich ihrer thermodynamischen Eigenschaften im Betrieb sowie ihrer dynamischen Struktureigenschaften zu beschreiben. Aufbauend auf den gewonnenen Ergebnissen wird im darauffolgenden Kapitel ein Simulationsmodell zur Berechnung der Schwingungsbelastung erarbeitet. Die Untersuchungen in diesem Kapitel betrachten den Turbolader als alleinstehende Komponente. Das Zusammenspiel mit der Verbrennungskraftmaschine wird in die Betrachtung nicht miteinbezogen. Detaillierte Untersuchungen der motorischen Turbineneintrittsrandbedingungen wurden bereits 2015 in einer Vorgängerarbeit von Brinkert [21] am identischen Untersuchungsobjekt durchgeführt. Ebenfalls untersuchten Brinkert et al. [22] den Einfluss des Asymmetriegrades der Spiralquerschnittsflächen auf das Turbinenbetriebsverhalten. Weitere Vorgängerarbeiten von Hoyer [63] und Mössle [104] beschäftigten sich am gleichen Ladertyp mit Turbinen- und Verdichterschaufelschwingungen. In den beiden aufeinander aufbauenden Arbeiten wurden Schaufeleigenfrequenzen gemessen und eine Schwingungsmessung mittels Dehnungsmessstreifen durchgeführt. Für die Beschreibung des Betriebsverhaltens und die Auslegung der asymmetrischen Turbinenstufe kamen sowohl messtechnische als auch numerische Analysewerkzeuge zum Einsatz. Ein genaueres Verständnis der Zusammenhänge zwischen der Verbrennungskraftmaschine und den Eigenschaften der Abgasturboaufladung kann beispielsweise in den Arbeiten von Zinner [146], Traupel [134], Hiereth [57] oder Pucher [113] gewonnen werden.

3.1 Aufbau des Turboladers

Gegenstand der Untersuchung ist der OM471-FE1 Abgasturbolader, welcher von der Firma Daimler AG unternehmensintern entwickelt wurde und in schweren Nutzfahrzeugmotoren mit einem Hubraum von 12,81 zum Einsatz kommt. Die Entwicklung des Turboladers wurde in den Forschungsarbeiten von Chebli et al. [25]) und Müller et al. [101, 100] näher beschrieben. In Abb. 3.1 ist der Aufbau des untersuchten Abgasturboladers als Schnittbild dargestellt. Die Verdichterstufe besteht aus einem Radialverdichter, welcher die axial zuströmende Luft ansaugt und über das Verdichterrad in Zusammenspiel mit dem Diffusor verdichtet. Das Verdichtergehäuse verfügt über einen heute meist standardmäßigen KSM-Kanal („Kennlinienstabilisierende Maßnahme“) der die Kennfeldeigenschaften des Verdichters verbessert. Der Abgasstrom des Motors wird durch das doppelflutige Spiralgehäuse in Umfangsrichtung möglichst gleichförmig auf die Turbine geleitet. Dabei handelt es sich um ein Turbinendesign ohne Vorleitgitter. Aufgrund der unterschiedlich großen Spiralquerschnittsflächen der beiden Fluten, was an den Schnittflächen in der Abbildung zu erkennen ist, spricht man von einem asymmetrischen Turbinengehäuse. Die Asymmetrie dient dabei der Abgasrückführung, welche zur Einhaltung der weiter sinkenden Emissionsgrenzwerte genutzt wird. Für die Abgasrückführung wird ein Abgasgegendruck benötigt, dessen Niveau im Mittel höher als das des Ladedrucks ist, um ein nutzbares Spülgefälle zu ermöglichen. Die Anhebung des

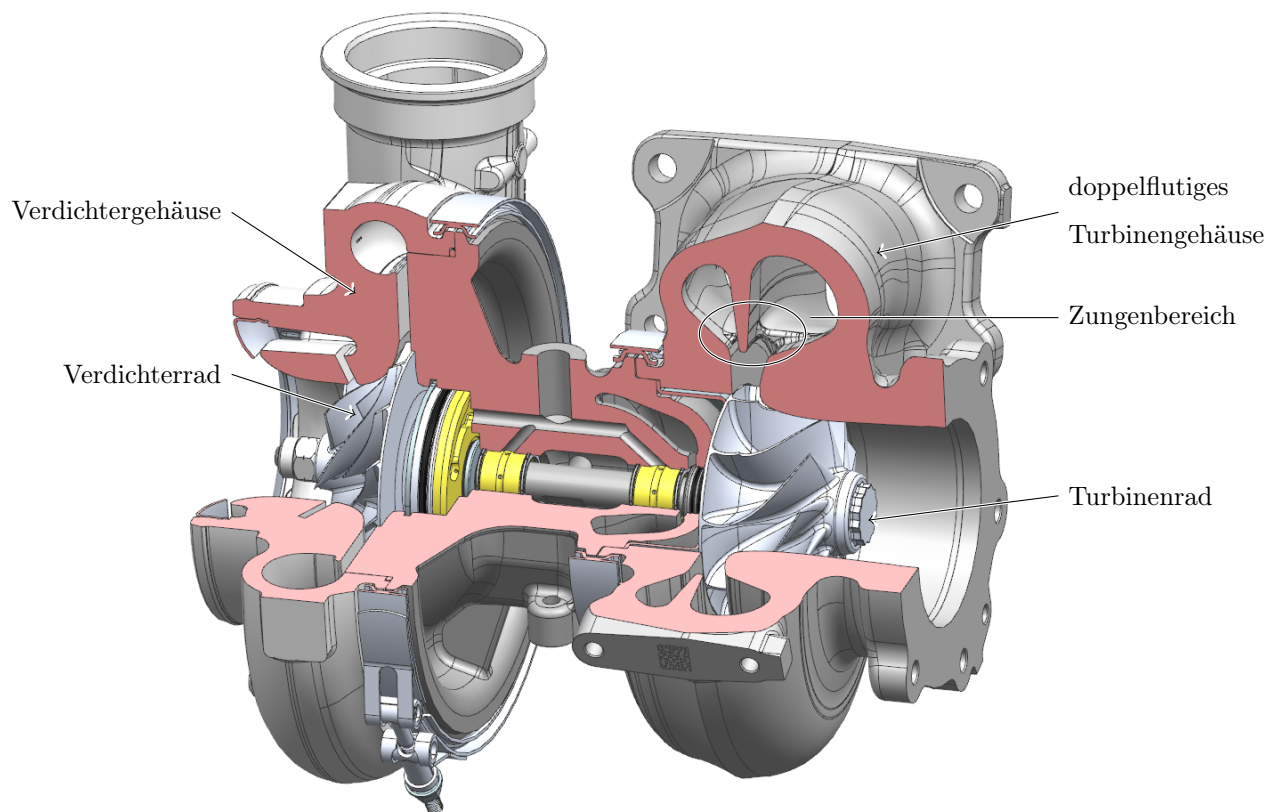


Abb. 3.1. Schnittbild des untersuchten Abgasturboladers, OM471-FE1

Abgasgedrucks wird durch den verkleinerten Spiralquerschnitt erzielt (siehe Patentschrift [102]). Die für die Folgeuntersuchung benötigten Kennzahlen des Turboladers sind in Tab. 3.1 aufgelistet.

Tab. 3.1. Relevante Eckdaten der Turbinengeometrie

Motorprojekt	OM471-FE1
Schaufelanzahl	10
Eintrittsdurchmesser	88 mm
Austrittsdurchmesser	74 mm
Rotormaterial	Inconel 713LC
Maximaltemperatur	650°C
Maximaldrehzahl	Normalbetrieb: 105 000 min ⁻¹ Höhenbetrieb: 113 000 min ⁻¹

3.2 Thermodynamik des Abgasturboladers

Für die Schaufelschwingungsuntersuchungen an der Turbine muss das Zusammenspiel zwischen der Turbine und dem Verdichter näher betrachtet werden. Aufgrund der direkten mechanischen Verbindung definiert sowie limitiert der Verdichter den Betriebsbereich der Turbine.

Bei dem in dieser Arbeit genutzten Heißgasprüfstand wird der Turboladerbetriebspunkt neben dem Abgasstrom der Brennkammer über die Verdichterleistung gesteuert. Diese kann mittels des Verdichterauslassventils variiert werden. Für den Betrieb am Heißgasprüfstand und somit auch für Schwingungsmessungen spielt neben der Turbine demzufolge auch die Verdichterseite eine essentielle Rolle. Die nachfolgende Indizierung der relevanten thermodynamischen Zustandsgrößen geschieht gemäß Abb. 3.2.

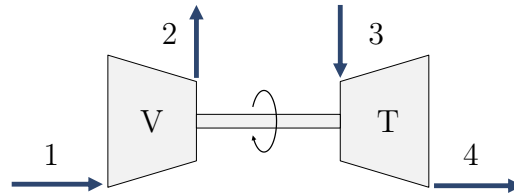


Abb. 3.2. Indizierung der thermodynamischen Zustandsgrößen am Turbolader

3.2.1 Verdichterkennfeld

Bei konstanter Drehzahl des Turboladers entspricht jeder Betriebspunkt des Verdichters genau einem Turbinenbetriebspunkt. Dabei ist die Leistung des Verdichters P_V gleich der Turbinenleistung, unter Berücksichtigung des mechanischen Wirkungsgrades der Lagerung η_{mech} .

$$P_V = P_{T,s} \eta_{T,s} \eta_{mech} \quad (3.1)$$

In Abb. 3.3 ist das Kennfeld des relevanten Verdichters gezeigt. Auf den Hauptachsen ist hierbei das Verdichterdruckverhältnis $\Pi_{V,tt}$ über dem auf Normbedingungen reduzierten Verdichtermassenstrom $\dot{m}_{V,red}$ aufgetragen, welche wie folgt definiert sind:

$$\Pi_{V,tt} = \frac{p_{2,t}}{p_{1,t}} ; \quad \dot{m}_{V,red} = \dot{m}_V \frac{p_{1,Ref}}{p_{1,t}} \sqrt{\frac{T_{1,t}}{T_{1,Ref}}} \quad (3.2)$$

$$\text{mit : } p_{1,Ref} = 1000 \text{ mbar}$$

$$T_{1,Ref} = 25^\circ\text{C}$$

Für die Ermittlung eines Kennfeldes können nicht alle Betriebspunkte messtechnisch erfasst werden. Die Bereiche zwischen den Messpunkten werden deshalb sowohl im Verdichter- als auch im Turbinenkennfeld interpoliert. Das Kennfeld ist bei einem abnehmenden Massenstrom limitiert durch die Pumpgrenze, welche den Bereich des stabilen Verdichtungsprozesses begrenzt. Durch einen abnehmenden Verdichtermassenstrom reduziert sich die axiale Strömungsgeschwindigkeit in das Verdichterrad. Aufgrund der unveränderten Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades erhöht sich dadurch der relative Eintrittswinkel des Fluids in den Schaufelkanal. Nahe der Pumpgrenze ist der Eintrittswinkel der Strömung so stark verändert, dass die Strömung dem Schaufelprofil nicht mehr vollständig folgen kann, wodurch eine Strömungsablösung im Bereich der Schaufelvorderkante entsteht. Beim Überschreiten der Pumpgrenze kommt es zu einer temporären Rückströmung des Fluids, einhergehend mit einem Drehzahlabfall, wodurch kurzzeitig wieder ein stabiler Strömungszustand erreicht wird, bevor sich das Pump-Event zyklisch wiederholt. Der Verdichterbetriebsbereich ist zusätzlich begrenzt durch die Stopfgrenze, welche den maximalen Verdichtermassenstrom markiert. Hierbei wird im engsten Querschnitt des Verdichters (in der

Regel am Verdichtereintritt) Schallgeschwindigkeit erreicht, die den Massenstrom begrenzt. Die oberste Drehzahllinie gibt durch ihren vertikalen Abfall die Lage der tatsächlich möglichen Stopfgrenze vor. Ein längeres Verweilen im Bereich der Stopfgrenze wird i. d. R. vermieden, da hierbei zwischen dem Turbinen- und Verdichterrad eine erhöhte Axialkraft resultiert, wodurch die Belastung auf das Axiallager und folglich der Verschleiß zunimmt.

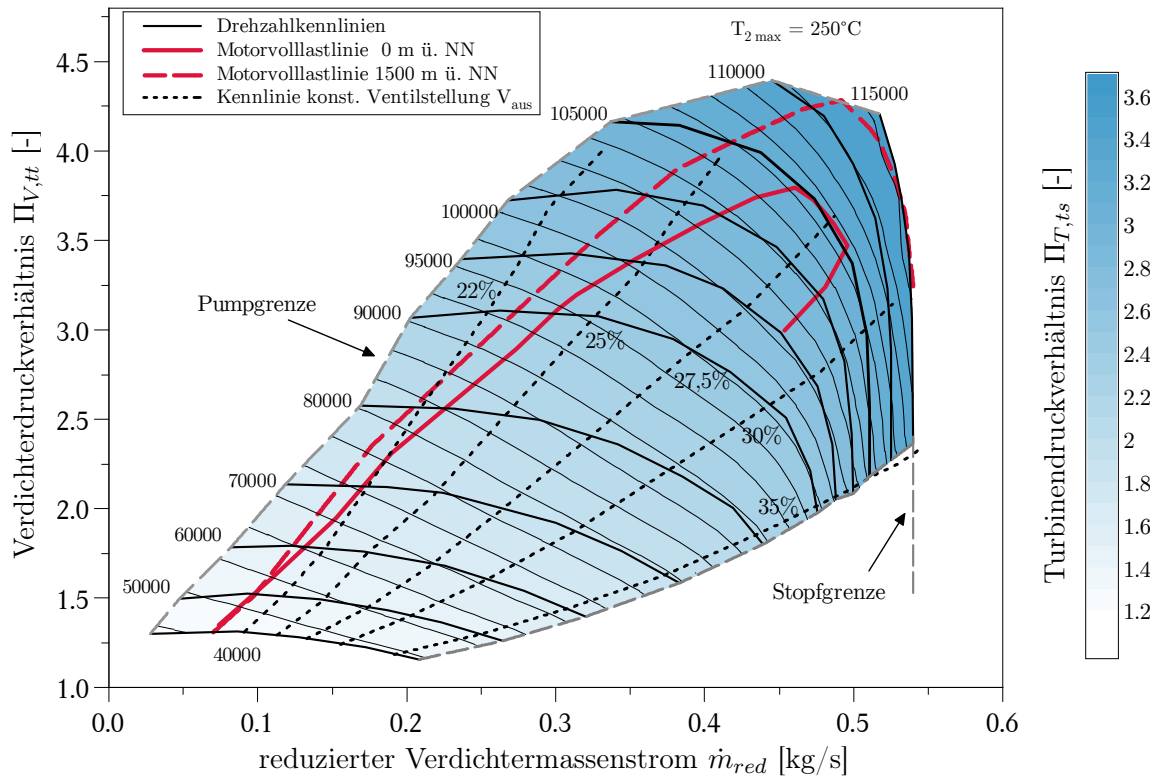


Abb. 3.3. Verdichterkennfeld des Basisturboladers inklusive Motorkennlinien

Aufgrund der Materialbelastungen muss der Betriebsbereich des Rotors zusätzlich begrenzt werden. Mit steigender Drehzahl nimmt die Fliehkraftspannung quadratisch zu, weshalb alle rotierenden Komponenten eine bauteilspezifische zulässige Maximaldrehzahl besitzen. Neben der erhöhten Fliehkraftbeanspruchung muss im oberen Kennfeldbereich insbesondere beim Verdichterrad der Temperatureinfluss auf die Materialkennwerte mitberücksichtigt werden. Vor Erreichen der eigentlichen Pumpgrenze ist ein Betrieb angesichts der steigenden Verdichterausstrittstemperatur nur für ein T_2 kleiner 250°C zulässig. Ebenfalls kann es vorkommen, dass der Drehzahlbereich zusätzlich eingeschränkt wird, um kritische Resonanzzustände zu vermeiden. Die im Verdichterkennfeld eingezeichneten Konturlinien stellen Kennlinien mit konstanter Verdichterauslassventilstellung des Heißgasprüfstandes dar. Bei der Untersuchung von Schaufelresonanzmessungen werden im Normalfall Drehzahlrampen gefahren, bei welchen diese Ventilstellung konstant gehalten wird. Demzufolge zeigen die Konturlinien bei welcher Position und in welche Richtung das Kennfeld durchfahren wird.

Die dem Kennfeld hinterlegten Farbkonturinformationen zeigen das entsprechende Turbinendruckverhältnis und geben Aufschluss darüber, in welchem Betriebsbereich des Verdichterkennfeldes das höchste Turbinendruckverhältnis vorliegt. Demzufolge liegt dieses nicht im Bereich von Pump- oder Stopfgrenze, sondern in der zweiten, rechten Hälfte der jeweiligen Drehzahlkennlinie. Die Identifikation des Resonanzbetriebspunktes mit dem

höchsten Turbinendruckverhältnis ist essentiell, da dort die höchsten Schwingungsamplituden zu erwarten sind.

Als letztes Element sind zwei Motorvolllastkennlinien für unterschiedliche Höhen über Normalnull eingezeichnet. Es zeigt sich deutlich, dass bei einem Volllastbetrieb am Motor nicht der gesamte Kennfeldbereich genutzt wird. Der Verdichterbetriebspunkt verläuft bis kurz vor Maximaldrehzahl entlang der Pumpgrenze. Die Turbine durchfährt somit im mittleren bis oberen Drehzahlbereich nicht das bei einer Drehzahlkennlinie maximal mögliche Druckverhältnis, wie es aus den Isolinien des Turbinendruckverhältnisses erkennbar ist. Erst im Bereich der Maximaldrehzahl wird im Motorbetrieb ein Turbinendruckverhältnis nahe des Maximums erreicht. Für die Abschätzung der sich im Motorbetrieb einstellenden Schaufelschwingungsamplitude kann die Betrachtung der Motorkennlinie im Verdichterkennfeld hilfreich sein.

Eine detaillierte Aerodynamik-Untersuchung des vorliegenden Radialverdichters wurde von Wöhr [141] im Rahmen einer Verdichteroptimierung durchgeführt. Eine weitere umfassende Beschreibungen der Aerodynamik von Radialverdichtern kann aus den Arbeiten von Japikse [69] und Aungier [9] entnommen werden.

3.2.2 Turbinenkennfeld

Die Turbine besitzt im Unterschied zum Verdichter einen verhältnismäßig schmalen Kennfeldbereich. Für die untersuchte Turbine ist das Kennfeld in Abb. 3.4 dargestellt.

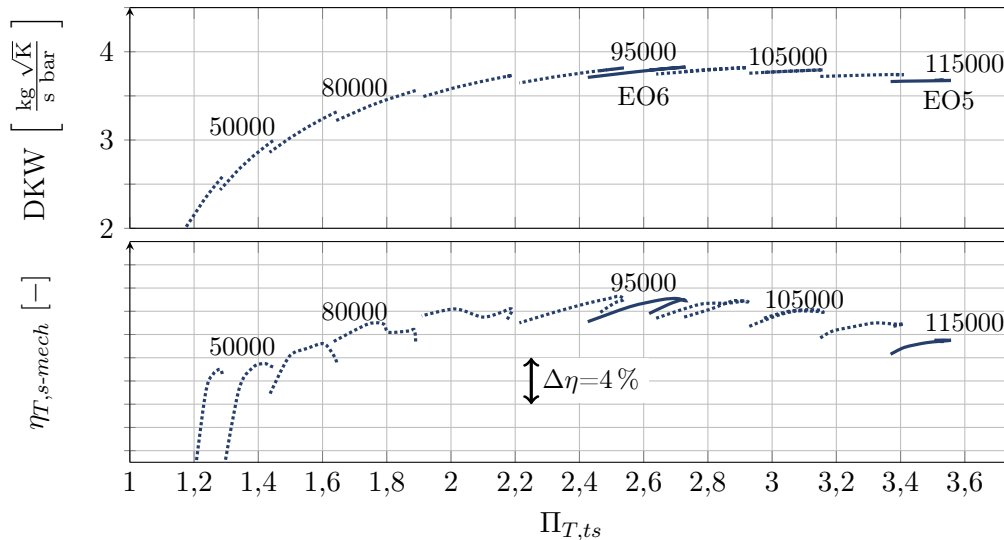


Abb. 3.4. Turbinenkennfeld des Basisturboladers (doppelflutige Beaufschlagung)

Auf den Hauptachsen ist der Durchsatzkennwert DKW über dem Turbinendruckverhältnis $\Pi_{T,ts}$ aufgetragen, welcher sich aus dem Verhältnis des totalen Eintrittsdrucks p_{3t} mit dem statischen Austrittsdruck p_4 ergibt.

$$\Pi_{T,ts} = \frac{p_{3t}}{p_4} \quad (3.3)$$

Der Durchsatzkennwert berechnet sich über den Turbinenmassenstrom \dot{m}_T , welcher mit den

Eintrittsrandbedingungen Totaltemperatur T_{3t} und Totaldruck p_{3t} normiert wird.

$$DKW = \frac{\dot{m}_T \cdot \sqrt{T_{3t}}}{p_{3t}} \left[\frac{\text{kg}\sqrt{\text{K}}}{\text{bar}} \right] \quad (3.4)$$

Weiterhin ist im unteren Graphen der isentrop-mechanische Turbinenwirkungsgrad $\eta_{T,s-mech}$ aufgetragen, welcher den mechanischen Wirkungsgrad der Lagerung $\eta_{T,mech}$ berücksichtigt und daher unterhalb des isentropen Turbinenwirkungsgrades $\eta_{T,s}$ liegt.

$$\eta_{T,s-mech} = \eta_{T,s} \eta_{T,mech} \quad (3.5)$$

Die Berechnung des isentrop-mechanischen Wirkungsgrads findet über das Leistungsverhältnis von Verdichter P_V und Turbine $P_{T,s}$ statt, welches über die Enthalpie berechnet werden kann.

$$\eta_{T,s-mech} = \frac{P_V}{P_{T,s}} = \frac{\Delta h_V \dot{m}_V}{\Delta h_{T,s} \dot{m}_T} \quad (3.6)$$

Die Berechnung der Enthalpiegrößen geschieht über die Gleichung:

$$\Delta h = c_p \Delta T ; \quad c_p = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R \quad (3.7)$$

Damit berechnet sich die Enthalpie für die Verdichter- und Turbinenseite gemäß:

$$\Delta h_V = c_{p,L} (T_{2,t} - T_{1,t}) ; \quad \Delta h_T = c_{p,A} (T_{3,t} - T_4) \quad (3.8)$$

Da sich die zuverlässige Erfassung der statischen Austrittstemperatur T_4 als große Herausforderung darstellt, wird dieser ausgewichen mittels der Isentropenbeziehung. Diese stellt sich für die Berechnung von T_4 wie folgt dar:

$$\frac{p_4}{p_{3,t}} = \left(\frac{T_4}{T_{3,t}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} ; \quad T_4 = T_{3,t} \left(\frac{p_4}{p_{3,t}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (3.9)$$

Nach diesem Zusammenhang ergibt sich das Enthalpiegefälle der Turbine gemäß:

$$\Delta h_{T,s} = c_{p,A} \cdot T_{3,t} \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_{3,t}} \right)^{\frac{\kappa_A}{\kappa_A-1}} \right] \quad (3.10)$$

Der isentrop-mechanische Turbinenwirkungsgrad $\eta_{T,s-mech}$ lässt sich damit wie folgt berechnen:

$$\eta_{T,s-mech} = \frac{\dot{m}_V c_{p,L} (T_{2,t} - T_{1,t})}{\dot{m}_T c_{p,A} T_{3,t} \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_{3,t}} \right)^{\frac{\kappa_A}{\kappa_A-1}} \right]} \quad (3.11)$$

Alle in dieser Arbeit gemessenen Turbinenwirkungsgrade wurden prüfstandsintern über diesen Zusammenhang berechnet. Die beschriebenen Gleichungen können beispielsweise aus Baines [11] entnommen werden.

3.3 Ermittlung der Resonanzstellen

Bei bestimmten Betriebsrandbedingungen kann die Wechselwirkung zwischen rotierenden und stehenden Bauteilen zu Resonanzschwingungen der Turbinenschaufeln führen. Im Fall der untersuchten leitgitterlosen Radialturbine, resultiert die Hauptanregung aus dem Strömungsfeld, welches maßgeblich von der Gehäusezunge gestört wird und sich damit durch

eine Periodizität von 1 pro Umdrehung kennzeichnet. Wie in Kapitel 2.1.2 beschrieben, können potenzielle Resonanzen dort auftreten, wo die Rotoreigenfrequenz einem ganzzahligen Vielfachen der Rotordrehzahl beziehungsweise der Rotordrehfrequenz entspricht. In einem Campbell-Diagramm können die Resonanzstellen auf einfache Weise identifiziert werden. In Abb. 3.5 ist das Campbell-Diagramm für die untersuchte Turbine dargestellt, wobei die Betrachtung, basierend auf den Erfahrungen unter anderem von vorangegangenen Messungen, auf die erste Schaufelbiegemode beschränkt wird. Auf den Hauptachsen sind die relevanten Eigenfrequenzen des Turbinenrades sowie die Rotordrehzahl aufgetragen. Infolge der drehzahlabhängigen Fliehkraftversteifung steigt die Resonanzfrequenz leicht mit der Drehzahl an. Die diagonal verlaufenden Linien entsprechen den Resonanzkriterien der jeweils gekennzeichneten Erregerordnung (EO). Als Resultat zeigen die auftretenden Schnittpunkte mit der Eigenfrequenz die Lage der Resonanzstellen. Die experimentell bestimmbaren Resonanzstellen sind markiert, wobei die Eigenfrequenzen aller Schaufeln gemittelt wurden. Die Größe der Markierung zeigt dabei qualitativ die Stärke der Schwingungsanregung auf Basis von Schaufelschwingungsmessungen. Die eingezeichneten Drehzahlgrenzen lassen erkennen, dass EO5 außerhalb des normalen Arbeitsbereichs liegt. Die EO6 kann folglich als relevante Resonanzstelle betrachtet werden.

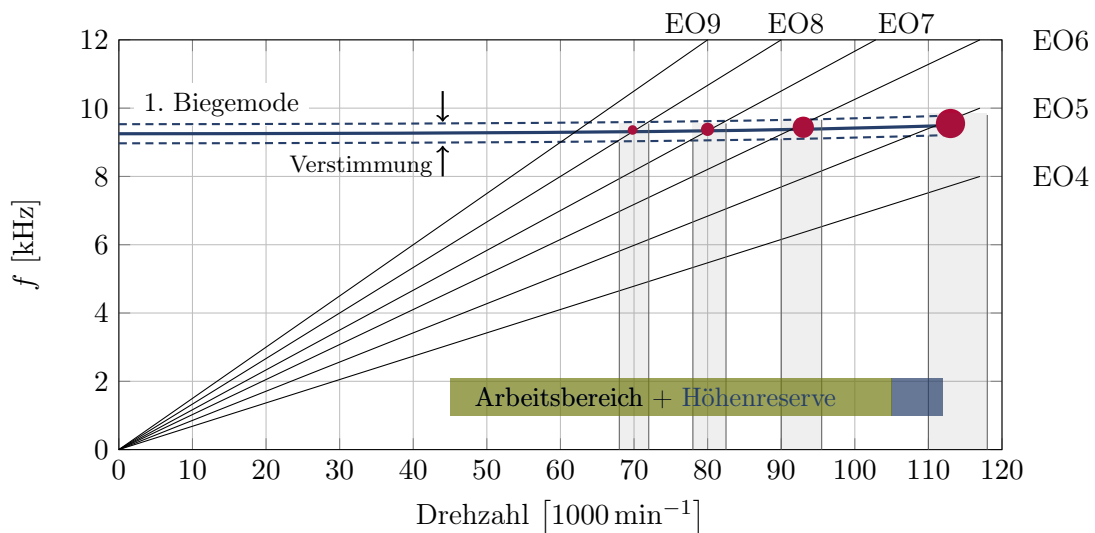


Abb. 3.5. Campbell-Diagramm der untersuchten Turbine mit gekennzeichneten Resonanzstellen

3.4 Bestimmung der Rotorverstimmung

Die Abweichung der Schaufeleigenfrequenzen untereinander wird als Verstimmung bezeichnet. Jedes reale Turbinenrad unterliegt aufgrund von Materialinhomogenitäten und Fertigungsungenauigkeiten einer natürlichen Verstimmung. Die Verstimmung beeinflusst maßgeblich das Schwingungsverhalten des Rotors (siehe Grundlagenkapitel 2.1.1). Aus diesem Grund wurde die Verstimmung des in dieser Arbeit vermessenen Turbinenrades detailliert untersucht.

In Abb. 3.6 sind die gemessenen Schaufeleigenfrequenzen als Absolutwerte (oben) sowie deren relative Abweichung um den Mittelwert (unten) dargestellt. Die Schaufeleigenfrequenzen wurden dafür mittels zweier unterschiedlicher Messverfahren bestimmt. Mit einem Laser-

Doppler-Vibrometer (LDV) wurden die Eigenfrequenzen der einzelnen Schaufeln gemessen, wobei jeweils nur eine Schaufel mit einem Impulshammer angeschlagen wurde. Während sich bei einer ersten Versuchsreihe alle restlichen Schaufeln frei bewegen konnten, wurden bei einer zweiten Versuchsreihe alle restlichen Schaufeln mit Dämpfungselementen versehen. Die Messung fand hierbei bei Umgebungsbedingungen statt, wobei der Rotor nahe des Radrückens am Wellenschaft fest eingespannt wurde und keiner Fliehkraftbelastung unterlag.

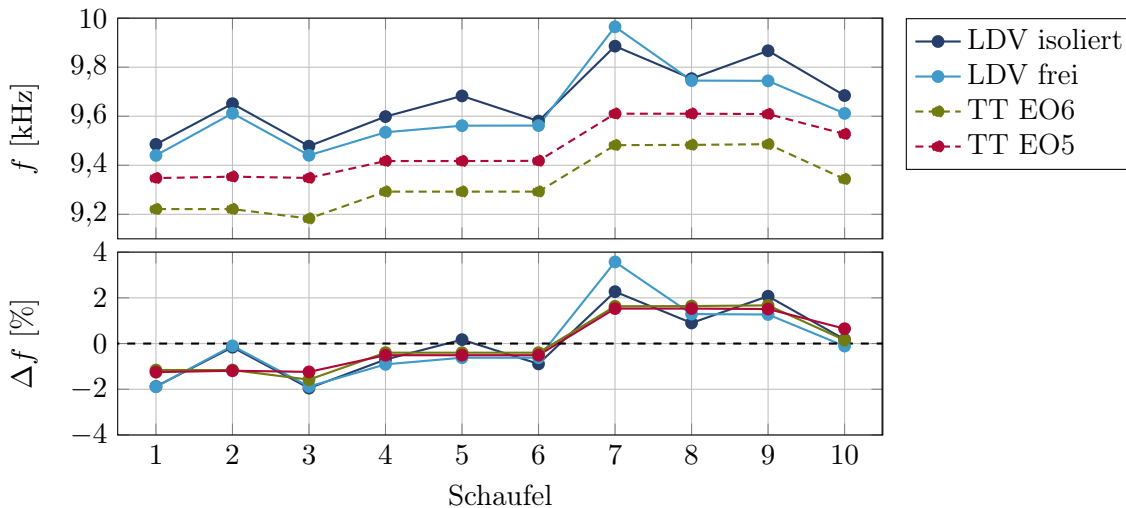


Abb. 3.6. Gemessene Schaufeleigenfrequenzen mittels verschiedener Messverfahren

Die in diesem Zustand gemessenen Eigenfrequenzen und die während des Betriebs weichen voneinander ab. Um die Resonanzfrequenzen der einzelnen Schaufeln unter Betriebsbedingungen zu ermitteln, wurden Tip-Timing-Messungen (TT) gegenübergestellt. Dabei wird für die Bestimmung der Resonanzfrequenz einer Schaufel jener Wert zugeordnet, bei welchem die höchste Schwingungsamplitude gemessen wird. Es gilt hierbei zu beachten, dass die zugeordnete Resonanzfrequenz aufgrund von Kopplungseffekten nicht zwangsläufig der Eigenfrequenz der betrachteten Schaufel entspricht. Die Frequenzen wurden an den Resonanzstellen der Erregerordnung fünf (EO5) und sechs (EO6) vermessen. Aufgrund der bereits beschriebenen Fliehkraftversteifung liegt die bei EO5 gemessene Eigenfrequenz etwas höher. Durch den Vergleich aller ermittelten Frequenzwerte wird deutlich, welchen Sensitivitäten die Bestimmung der Eigenfrequenz unterliegt. Im unteren Graphen ist die prozentuale Frequenzabweichung der einzelnen Schaufeln gegenüber dem Mittelwert aufgetragen. Der Mittelwert wurde für jedes Messverfahren individuell berechnet, um das resultierende Verstimmungsmuster aufzuzeigen. Insbesondere bei der Betrachtung von Schaufel eins, zwei und sieben kann eine auffallende Abweichung zwischen den herangezogenen Messverfahren beobachtet werden. Grund dafür sind Kopplungseffekte, welche die Schaufeln im Betrieb (TT) stärker bei der Resonanzfrequenz von benachbarten Schaufeln schwingen lassen, als nahe ihrer individuellen Eigenfrequenz.

In Abb. 3.7 ist die Vergrößerungsfunktion mehrerer repräsentativer Schaufeln gezeigt, um das unterschiedliche Resonanzverhalten genauer darzustellen. Übereinstimmungen zeigen sich hierbei zwischen den Resonanzverläufen der TT und der freien LDV Messung hinsichtlich der Kopplungseffekte. Schaufeln mit ähnlichen Eigenfrequenzwerten nehmen hierbei untereinander einen signifikanten Einfluss, was sich beispielsweise mit den Ergebnissen von Drokowski [31] deckt. Der Einfluss ist insbesondere bei Schaufel 1 beim LDV so stark, dass

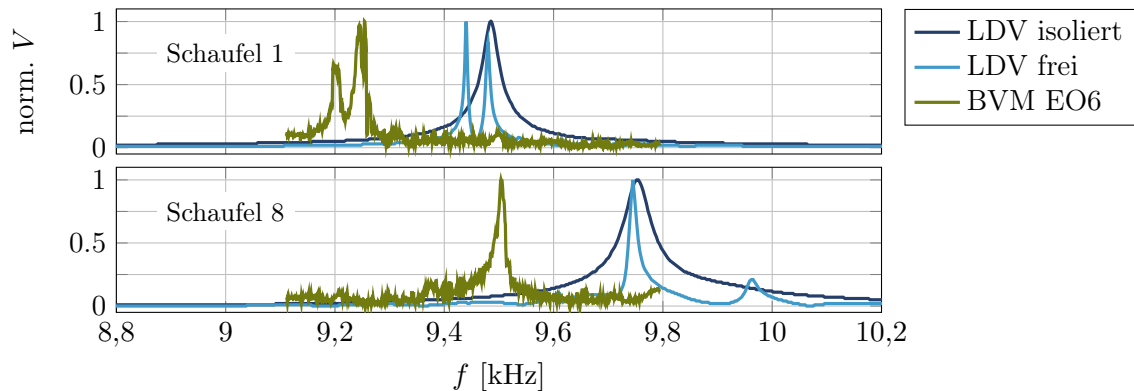


Abb. 3.7. Vergrößerungsfunktion von Rotorschaukeln für verschiedene Messmethoden

fälschlicherweise das Schwingungsmaxima mit der niedrigeren Frequenz der Schaufel 1 als Resonanz- beziehungsweise Eigenfrequenz zugeordnet wird. Erst die LDV Messung mit der isolierten Schaufel zeigt die Lage der tatsächlichen Schaufelresonanzfrequenz. Bei dieser Durchführungsart sind keine durch andere Schaufeln verursachte Interaktionsphänomene in der Vergrößerungsfunktion erkennbar.

Mehrere tiefere Untersuchungen mittels diskreter Berechnungsmodelle wurden von Beirou et al. unter anderem in [17, 16] durchgeführt. Später folgten Untersuchungen von Hoenisch [59] an einem vergleichbaren Radialturbinenrad.

3.5 Bestimmung des Dämpfungsverhaltens

Wie im Grundlagenkapitel 2.1 beschrieben, hat der Dämpfungswert Einfluss auf das Resonanzverhalten, insbesondere auf die Resonanzamplitude. Das Dämpfungsverhalten von Bauteilen lässt sich in mehrere Komponenten unterteilen: die materielle, mechanische und aerodynamische Dämpfung. Die materielle Dämpfung ist eine Materialeigenschaft, welche den Anteil der dissipierenden Energie innerhalb des Materials beschreibt. Dieser Prozess unterliegt einer Hysterese, bei welcher die dissipierte Energie und damit die Dämpfung von der zyklischen Spannungsamplitude abhängt.

Die mechanische Dämpfung ergibt sich aus der dissipierten Energie bei Kontaktreibung, welche beispielsweise bei Axialturbinen mit Einzelbeschaufelung an der Kontaktverbindung am Schaufelfuß eine essentielle Rolle einnimmt. Die aerodynamische Dämpfung bezieht sich auf die Schwingungsenergie, welche bei einer relativen Bewegung zwischen der Schaufel und dem umgebenden Fluid ausgetauscht wird. Hierbei sind sowohl die Fluidichte, die Form der Schaufelschwingungsmode als auch die Phasenbeziehung zwischen der Struktur und dem Fluid entscheidend. Eine Besonderheit dieser Dämpfungskomponente ist, dass sie negative Werte annehmen kann, wodurch selbsterregte Schaufelschwingungen auftreten können. Dieses Phänomen ist unter dem englischen Begriff „flutter“ bekannt (siehe Kapitel 2.1) und ist Gegenstand von zahlreichen Forschungsarbeiten und Fachbüchern, wie beispielsweise Srinivasan [125] und Zou et al. [147].

Der relative Beitrag der einzelnen Dämpfungsanteile hängt stark von dem Anwendungsdesign ab. Für Radialturbinen ist eine Kontaktreibung zwischen den Schaufeln nicht vorhanden, wodurch die mechanische Dämpfung vernachlässigt werden kann. Ebenfalls ist in den meisten Fällen die Materialdämpfung von Turbinenschaufeln vergleichsweise gering. Daher reicht diese

allein oft nicht aus, um ein gewünschtes Dämpfungsverhalten zu erzielen. Die Komponente der aerodynamischen Dämpfung liefert den größten Beitrag und nimmt dabei die entscheidende Rolle ein.

In einem 2014 durchgeführten Forschungsvorhabens [75] wurde die Abhängigkeit des Dämpfungswerts von den Umgebungsdruckbedingungen an einer vergleichbaren radialen Turboladerturbine untersucht. In Abb. 3.8 ist ein in der genannten Arbeit veröffentlichtes Diagramm dargestellt, welches die Abhängigkeit des Dämpfungsmaßes von dem umgebenden statischen Luftdruck bei 20°C für die 1. und 3. Biegemode beschreibt.

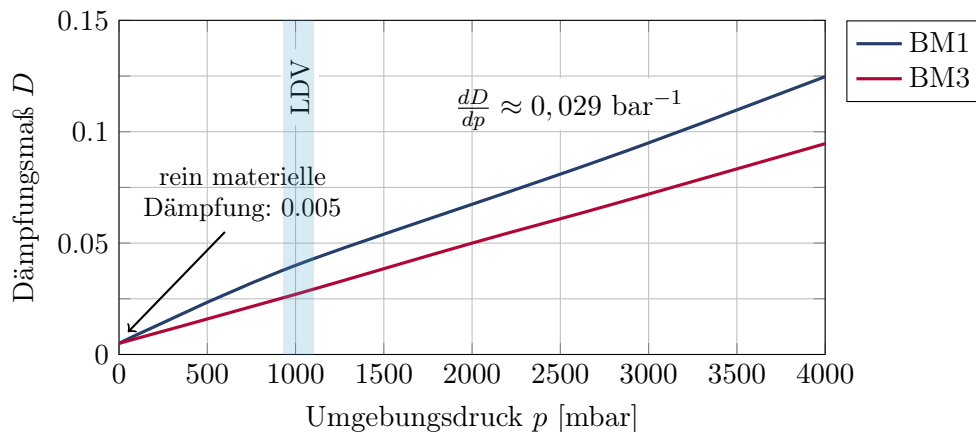


Abb. 3.8. Druckabhängigkeit des Dämpfungsmaßes für die 1. und 3. Biegemode, [75]

Für einen statischen Umgebungsdruck von 1 bar nimmt die aerodynamische Dämpfung bereits einen Anteil von ca. 4/5 der Gesamtdämpfung ein. Die rein materielle Dämpfung zeigt sich nahe des Vakuums wo sie die einzige wesentliche Dämpfungskomponente für das Turbinenrad darstellt. Bei höheren Biegemoden fällt aufgrund eines geringeren Verschiebungsanteils die aerodynamische Dämpfung geringer aus. Weiterhin ist diese abhängig vom ausgeprägten Knotendurchmesser KD . Basierend auf diesem Diagramm und gestützt von verwandten Arbeiten wie beispielsweise Kammerer et al. [72, 73] und Gibert et al. [44] ist die aerodynamische Dämpfung bei atmosphärischem Umgebungsdruck fünf bis zehnmal größer als die materielle Dämpfung. Es ist zu beachten, dass sich die gezeigten Dämpfungswerte aufgrund mehrerer Faktoren nicht ohne Weiteres auf den Turbinenbetrieb übertragen lassen, da sich beispielsweise im Betrieb deutliche Druckunterschiede zwischen dem Ein- und Austrittsbereich der Schaufel sowie auf Druck- und Saugseite ergeben.

Der dominierende Einfluss der aerodynamischen Dämpfungskomponente, verbunden mit den großen Unterschieden bei Literaturwerten, machen eine bauteilspezifische Bestimmung der Dämpfung für das zugrundeliegende Turbinendesign notwendig. Da sich eine Übertragung von LDV-Dämpfungswerten in den Betriebszustand als sehr komplex erweist, werden die Messdaten der Tip-Timing-Messungen dafür verwendet, um die Schaufeldämpfung im Resonanzzustand zu bestimmen. Eine isoliert betrachtete Schaufel wird hierfür als 1-Massenschwinger beschrieben. Die zugrundeliegenden Gleichungen wurden bereits im Grundlagenkapitel 2.1.5 vorgestellt.

Für die Bestimmung der Schaufeldämpfung wird das Verfahren der Halbwertsbreite genutzt und auf die Resonanzkurven von Schwingungsmessungen angewendet. Hierbei wird der Rayleigh-Dämpfungskoeffizient β abgeschätzt, welcher im weiteren Verlauf der Arbeit für die Force-Response-Rechnung benötigt wird.

In Abb. 3.9 sind am Beispiel der achten Schaufel zwei gemessene Resonanzkurven bei EO6 als normierte Schwingungsamplitude U über der Erregerfrequenz f dargestellt. Über einen manuellen Funktionsansatz wurden die Resonanzkurven angenähert.

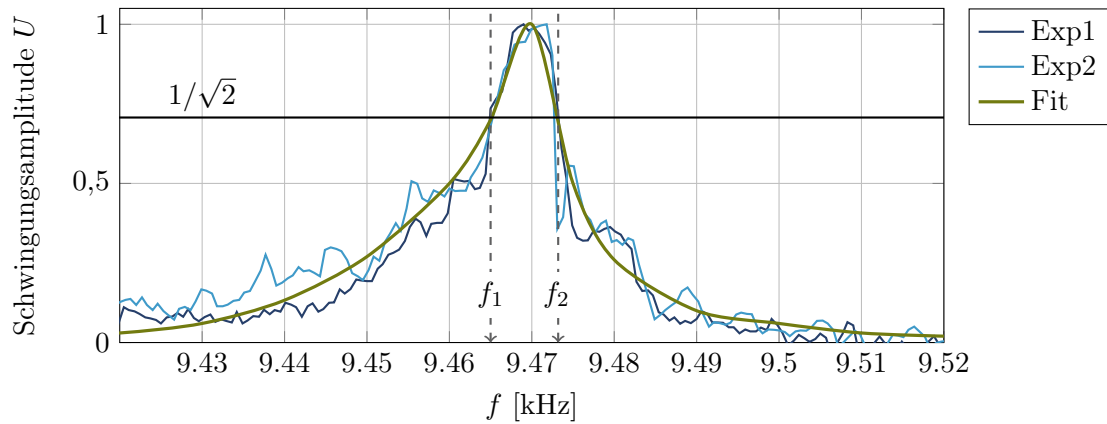


Abb. 3.9. Bestimmung der Schaufeldämpfung mittels Tip-Timing-Messungen im Resonanzbetrieb (EO6) über das Verfahren der Halbwertsbreite

Folgende Werte wurden für die Dämpfung ermittelt:

$$\zeta_{exp} = \frac{f_2 - f_1}{2 \cdot f_{res}} = \frac{9473 \text{ Hz} - 9465 \text{ Hz}}{2 \cdot 9469 \text{ Hz}} = 4,3 \text{ E-4} \quad (3.12)$$

Daraus ergibt sich für den Rayleighkoeffizienten β_{exp}

$$\beta_{exp} = \frac{\zeta_{exp}}{\pi \cdot f_{eig}} = \frac{4,3 \text{ E-4}}{\pi \cdot 9469 \text{ Hz}} = 1,424 \text{ E-8} \quad (3.13)$$

Im Vergleich zu den Dämpfungswerten, welche in den FVV Projektarbeiten „Mistuning und Dämpfung“ [75] ($\zeta = 6,8 \text{ E-5}$, BM1-KD1) oder „Schaufelkräfte“ [138] ($\zeta_{exp} = 1,6 \text{ E-3}$ und $\zeta_{num} = 1 \text{ E-4}$ bei M7-KD0) bestimmt wurden, liegt der hier bestimmte Wert in einem plausiblen Bereich.

3.6 Schwingungsmessung im Betrieb

Die Messung der Resonanzschwingungsamplituden wurde mit dem Tip-Timing-Messverfahren durchgeführt. Um diese messtechnische Erfassung erfolgreich durchzuführen, sind diverse hardware- sowie simulationsseitige Vorbereitungen zu treffen, welche zum Teil bereits näher in Kapitel 2.3 beschrieben wurden. Die Messung hat zum Ziel, das Schaufelschwingungsverhalten unter Betriebsbedingungen am Heißgasprüfstand zu quantifizieren. Die Messergebnisse werden anschließend dafür genutzt, um das erarbeitete Simulationsmodell zu validieren. In dieser Arbeit werden keine Betriebsspannungen berechnet oder die Betriebsfestigkeit bewertet. Dies geschah bereits in einer vorangegangenen Arbeit [107].

Die Schwingungsamplitude bei dem hier genutzten Tip-Timing-Messverfahren wird über die tangentiale Schaufelauslenkung nahe der Schaufelaustrittskante bestimmt. Um die Normalauslenkung um die Nulllage zu erhalten, muss der Messwert daher mit Hilfe des Skalierungsfaktors (siehe Gleichung 2.17 auf S. 18) korrigiert werden.

In Abb. 3.10 sind die mittels FE-Simulation im Vorfeld berechneten normierten tangentialen

Verschiebungsanteile U_t der ersten beiden Schaufelbiegemoden dargestellt. Die axiale Lage der Sensorebene kann aus dem Schaubild ebenfalls entnommen werden.

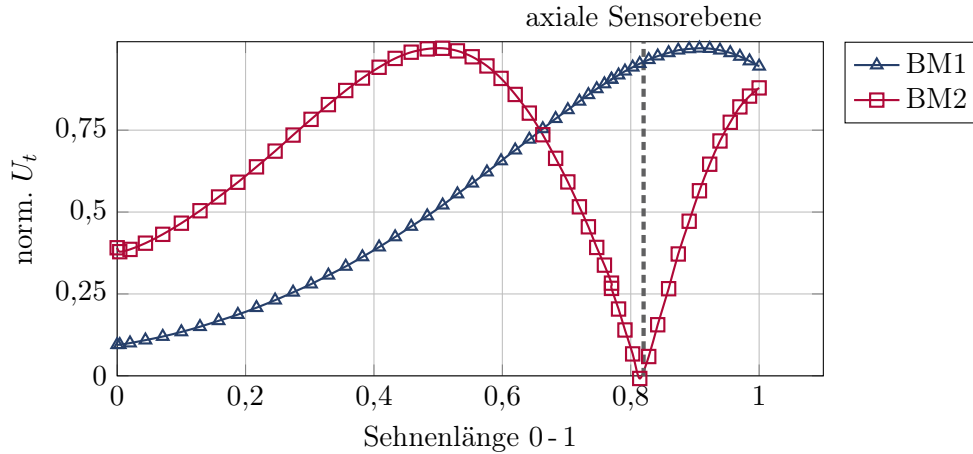


Abb. 3.10. Tangentialer Verschiebungsanteil der 1. und 2. Schaufelbiegemode

Durch die Platzierung der Sensorebene nahe der Schaufelaustrittskante kann bei der Messung der 1. Biegemode ein großer Anteil der Gesamtverschiebung erfasst werden. Störeinflüsse durch die 2. Biegemode gehen in die Messung kaum mit ein, da der Verschiebungsanteil auf Höhe der Sensorebene beinahe Null beträgt. Über die Relation zwischen dem maximalen und auf Höhe der Sensorebene gemessenen Schwingungsanteil kann eine Skalierung der erfassten Amplitude auf den tatsächlichen Maximalwert erfolgen. Der beschriebene Skalierungsfaktor bezieht danach die Umrechnung der tangential gemessenen Schwingungskomponente in die Normalenschwingrichtung mit ein.

In Abb. 3.11 ist die gemessene Schaufelschwingungsamplitude für alle erfassten Resonanzstellen für eine Anzahl von jeweils zehn hintereinander durchgeführten Messungen dargestellt. Im verwendeten Box-Plot Diagramm ist sowohl die gemessene Maximalamplitude als auch der Mittelwert aller Schaufeln aufgezeigt. Beide wurden auf den Mittelwert der bei EO6 gemessenen maximalen Schwingungsamplitude normiert.

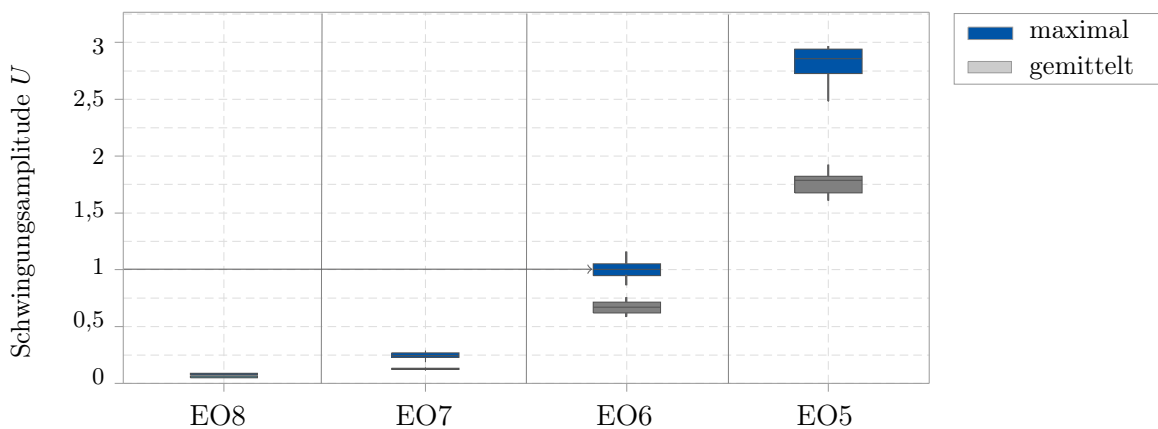


Abb. 3.11. Gemessene tangentielle Schwingungsamplitude an mehreren Resonanzstellen

Dabei zeigt sich gemäß den Erwartungen der kontinuierliche und überproportional verlaufende Anstieg der Amplitudenwerte in Richtung der niedrigeren Erregerordnungen. Der Grund hierfür liegt hauptsächlich am Turbinendruckverhältnis, welches mit abnehmender Erregerordnung zusammen mit der Turbinendrehzahl ansteigt. Das höhere Druckverhältnis bringt höheres Anregungspotenzial mit sich. Zusätzlich ist zu berücksichtigen, dass mit absteigender Erregerordnung der Drehzahlunterschied zwischen den Resonanzen immer größer wird (vergleiche Campbell-Diagramm in Abb. 3.5).

Für die Betrachtung des Gesamtschwingungsverhaltens des Turbinenrades sind in Abb. 3.12 die Resonanzkurven für alle Schaufeln aufgetragen. Die Schwingungsamplituden wurden auf den gemessenen Maximalwert (entspricht Schaufel 6) normiert.

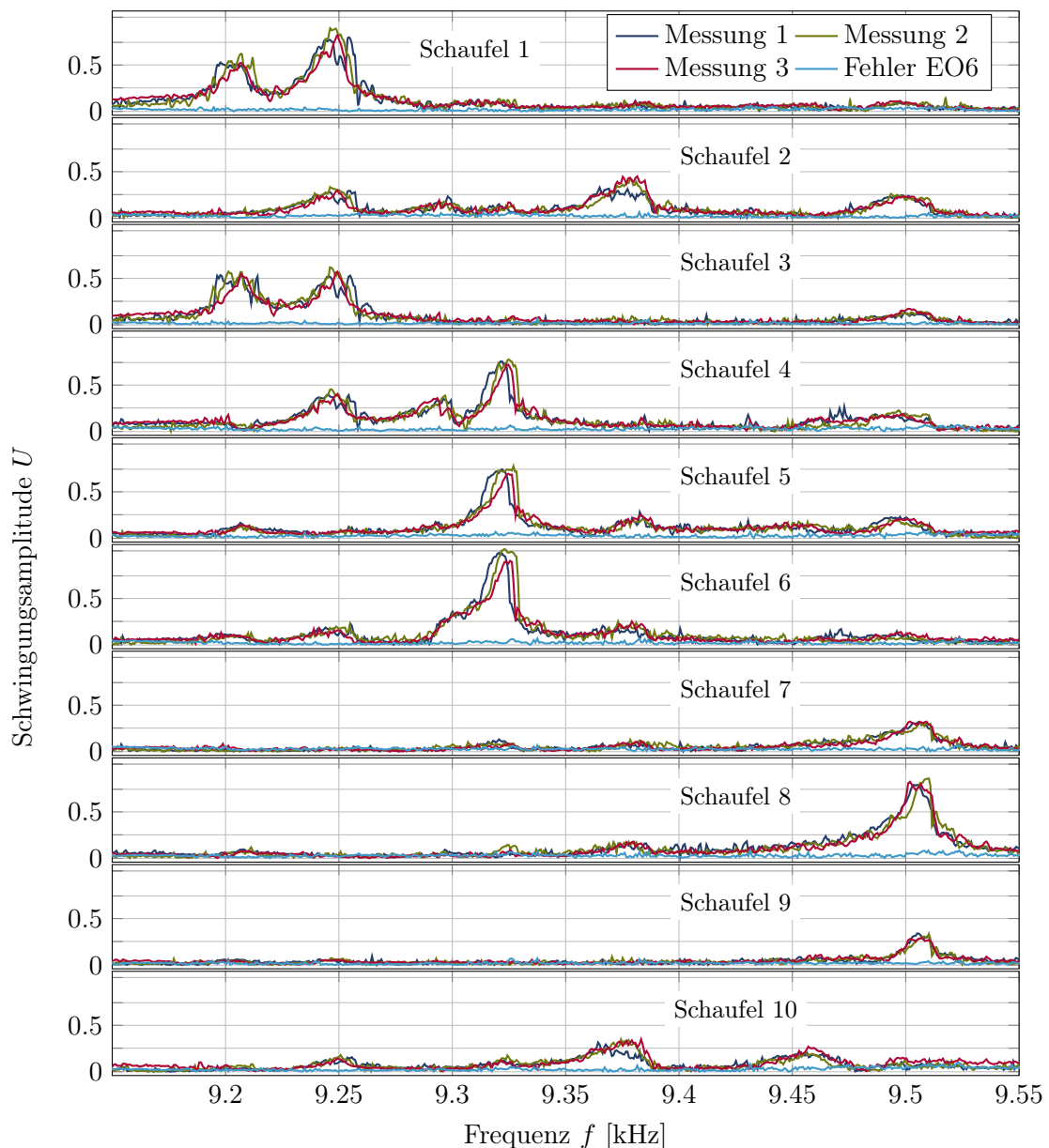


Abb. 3.12. Resonanzkurven von Schaufelschwingungsmessungen der Basisturbine bei EO6

Exemplarisch wurden drei direkt hintereinander durchgeführte Messungen ausgewählt, um die Wiederholbarkeit der Schwingungsmessung aufzuzeigen. Zusätzlich ist der vom Messsystem ausgewiesene Fehler für die Berechnung der EO6 Schwingungsantwort dargestellt. Die geringen Fehlerwerte während der Resonanzamplitude zeugen von einer eindeutigen Identifikation der Schwingungsform. Die Resonanzkurven der einzelnen Schaufeln zeigen eine stark unterschiedliche Ausprägung in Bezug auf die Maximalamplitude sowie der Interaktionsstärke mit benachbarten Schaufeln. Das Verhältnis der höchsten zu der niedrigsten Schwingungsamplitude (Schaufel sechs und neun) liegt bei 3,0. In den 2008 durchgeführten vergleichbaren Untersuchungen von Kulkarni et al. [85] konnte ein vergleichbares Verhältnis von ca. 4,5 zwischen minimaler und maximaler Schaufelschwingungsamplitude nachgewiesen werden. Der Einfluss aufgrund der Fertigungsstreuung wurde für das Turbinengehäuse sowie das Turbinenrad bereits näher in der Vorgängerarbeit [107] untersucht. Basierend auf einer Anzahl von vier Turbinenrädern konnte eine relativ geringe Streuung der Maximalamplitude von 4% nachgewiesen werden. Demgegenüber stellt sich der Einfluss aufgrund von Gusstoleranzen der strömungsführenden Gehäusegeometrie mit ca. 20% des gemessenen Maximalamplitudenwertes als wesentlich höher heraus. Die Grenzen der in der Abbildung dargestellten Reproduzierbarkeit werden größtenteils leichten Unterschieden bei den Strömungs- bzw. Prüfstandsbedingungen zugeschrieben. Diese sind der begrenzten transienten Regelungsfähigkeit eines Heißgasprüfstandes geschuldet.

In Abb. 3.13 sind exemplarisch am Prüfstand gemessene relevante Messgrößen dargestellt. Insbesondere bei der im oberen Graphen gezeigten steigenden Drehzahlrampe ist eine Unstetigkeit innerhalb des hervorgehobenen Resonanzbereichs von EO6 festzustellen.

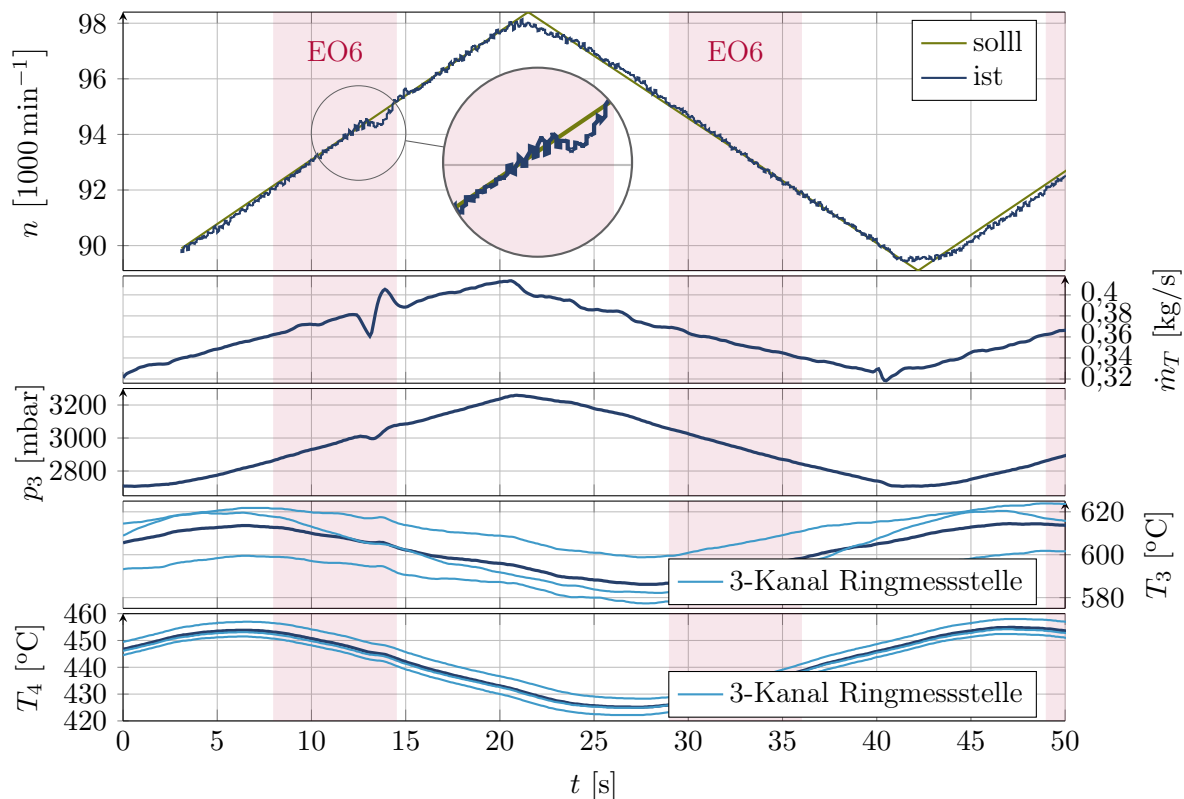


Abb. 3.13. Prüfstandsdaten während Tip-Timing-Messungen bei EO6

Diese wurde von einer Umschaltung der Gasflamme in der Brennkammer verursacht, was sich auf den Massenstrom \dot{m}_T und Turbineneintrittsdruck p_3 auswirkt, welche darunter ebenfalls abgebildet sind. Neben der Brennkammerregelung zeigen sich Herausforderungen ebenfalls bei der Aufrechterhaltung der konstanten Eintrittstemperatur T_3 . Deutliche Unterschiede sind weiterhin bei den drei in hellblau dargestellten Einzelmesskanäle der Ringmessstelle erkennbar. Dies veranschaulicht die Schwierigkeit die Eintrittstemperatur korrekt zu erfassen, was aufgrund der inhomogenen Temperaturverteilung der Brennkammeraustrittsströmung erschwert wird.

4 Numerische Untersuchungen der Basisgeometrie

Um das Schwingungsverhalten der Turbinenschaufeln numerisch zu untersuchen, wurde ein unidirektionaler FSI-Berechnungsansatz verwendet. Bei diesem wird die Dynamik des Fluids und der Struktur getrennt voneinander gelöst. Sowohl die numerischen als auch die experimentellen Untersuchungen legen einen Betrieb des Turboladers an einem Heißgasprüfstand zugrunde, was einer konstanten Gleichdruckbeaufschlagung der beiden Spiralkanäle entspricht. Die für die Simulation benötigten thermodynamischen Randbedingungen an den Resonanzstellen wurden experimentell bestimmt und aus Kennfeldmessungen entnommen. Die resonanten Betriebspunkte sowie die benötigten mechanischen und thermodynamischen Eigenschaften der Turbinenstufe wurden bereits im vorherigen Kapitel identifiziert und beschrieben. Mittels CFD-Simulation konnte das instationäre Strömungsfeld für die gesamte Turbine im Zeitbereich berechnet werden, wobei hierfür ein 360°-Modell verwendet wurde. Der berechnete instationäre Druckverlauf auf der Schaufeloberfläche wurde mittels Fourier-Analyse in seine harmonischen Bestandteile zerlegt. Durch eine Projektion des harmonischen Druckfeldes auf die relevante Schaufelmode konnte die sogenannte generalisierte Kraft berechnet werden, welche das Kriterium für die Schaufelschwingungsanregung darstellt. Das für die Projektion benötigte modale Verschiebungsfeld der untersuchten ersten Schaufelbiegemode wurde mit Hilfe von FE-Simulationen berechnet.

Eine Frequenzganganalyse (engl. „harmonic force response analysis“) ist ebenfalls Bestandteil dieser Arbeit. Die dafür benötigten Dämpfungseigenschaften wurden aus experimentell erfassten Resonanzantworten bestimmt. Die numerisch bestimmte Schwingungsamplitude ist im letzten Teil des Kapitels den experimentellen Messdaten gegenübergestellt.

4.1 Strömungsmodell

Zur Berechnung des Strömungsfeldes wurde das Strömungsfeld der Turbine räumlich diskretisiert und die Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen (RANS) gelöst. Das Strömungsfeld wurde für die gesamte Turbine simuliert, welche das Spiralgehäuse, den Rotor inklusive des Radseitenraums und den Austrittsbereich umfasst. Für die Ausbildung des Strömungsprofils wurden die beiden Spiralkanäle mit einem Zulaufkanal erweitert. Der Turbinenaustrittsbereich wurde zusätzlich um etwa fünf Rohrdurchmesser verlängert, um Rückströmungen zu vermeiden. Auf eine hohe Detailtreue des Strömungsvolumens wurde großen Wert gelegt, weshalb so wenig geometrische Vereinfachungen wie möglich vorgenommen wurden. So umfasst die Betrachtung sowohl die Radien am Schaufelfuß, den Spalt zwischen Rotor und Stator (kalter Zustand) als auch den Radseitenraum, welcher von dem Radrücken, Turbinengehäuse und Hitzeschild begrenzt wird. Die sternförmige Nabe am Turbinenradaustritt wurde durch ein abgerundetes Zylinderstück ersetzt, da aufgrund der umständlichen Topologie die Erstellung eines geeigneten Strömungsgitters sehr aufwendig wäre und der Einfluss auf das Ergebnis als unbedeutend erachtet wurde.

Das beschriebene Strömungsgitter ist in Abb. 4.1 dargestellt.

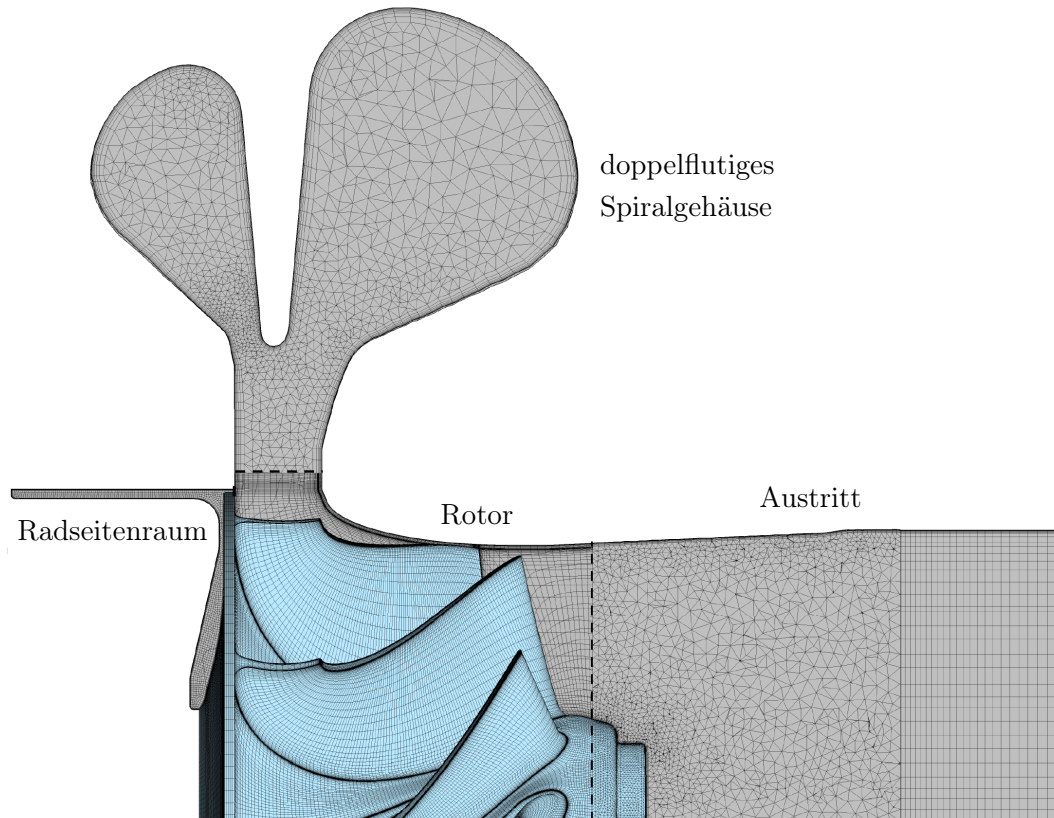


Abb. 4.1. *Verwendetes Strömungsgitter mit mittlerer Netzgröße*

Die Diskretisierung des Rotors erfolgte durch ein blockstrukturiertes Gitternetz mit Hexaeder-Elementen mit Hilfe der Software Turbogrid, welche der ANSYS-Softwareumgebung zugehörig ist. Sowohl das Strömungsvolumen des Spiralgehäuses als auch des Turbinenauslasses wurden unstrukturiert vernetzt. Die Rotationssymmetrie der Strömungsgebiete Rotor, Turbinenauslass und Radseitenraum erlaubt die Vernetzung eines einzelnen Schaufel-Sektors, welcher danach vervielfacht und über den Umfang angeordnet wurde. Die Netzknoten an den Berührungsflächen der angrenzenden Gittersektoren liegen dabei aufeinander. Auf eine hohe Netzqualität wurde geachtet, da diese einen maßgeblichen Einfluss auf das Berechnungsergebnis sowie das Konvergenzverhalten haben kann. Alle Elementwinkel sind größer 25° , wobei die Zellen mit der geringsten Qualität vor allem im Bereich der Spiralgehäusezunge zu finden sind, aufgrund der erhöhten Geometriekomplexität. An den Schnittstellen zwischen den Strömungsgebieten wurden die Strömungsgrößen interpoliert. Bei den instationären Berechnungen rotiert das Strömungsgebiet des Rotors mit der Drehzahl n . Für die Strömungsberechnung wurde die kommerzielle Software CFX von ANSYS in der Version 16.2 verwendet. Die lokale und zeitliche Diskretisierung erfolgte mit einem Ansatz zweiter Ordnung. Sowohl für die stationären als auch instationären Rechnungen wurde das $k-\omega$ SST-Turbulenzmodell mit skalierbaren Wandfunktionen eingesetzt. Der Einsatz dieses Turbulenzmodells hat sich als zielführend erwiesen, wie in den stark themenverwandten Arbeiten u. a. von Schwitzke [118], Mayorca [43], Hauptmann [55] und Dhopade [28] beschrieben. Das SST-Modell zeigt besonders gute Übereinstimmungen in nahen Wandbereichen und höhere Konformität in Gebieten von Separation und Wiederanlegung [6]. Die Gleichungen für die Turbulenzmodellierung wurden in erster Ordnung diskretisiert. Als Strömungsmedium wurde Luft verwendet und als ideales Gas behandelt.

4.1.1 Randbedingungen

Als Randbedingung wurde am Spiraleintritt der Totaldruck p_{3t} sowie die Totaltemperatur T_{3t} vorgegeben, welche für alle Berechnungen der jeweiligen Erregerordnung konstant gehalten wurden. Um prüfstandsähnliche Bedingungen zu simulieren, wurde ein Turbulenzgrad von 5% am Eintritt angenommen. Am Turbinenausritt wurde der statische Druck vorgegeben, der prinzipiell dem Umgebungsdruck entspricht, jedoch bei höherem Durchsatz aufgrund von Aufstauereffekten des Rohrleitungssystems leicht ansteigt. Die Basis hierfür bilden die Kennfeldmessungen, welche an den identifizierten Resonanzstellen erfasst wurden und in Kapitel 3.2 beschrieben sind. Am Prüfstand wurden die für die Simulation benötigten Totalangaben aus den statisch erfassten Messgrößen und der berechneten Geschwindigkeit am Gehäuseeintritt bestimmt. Ein Hauptaugenmerk wurde darauf gelegt, dass die Positionen der Messwerterfassung am Prüfstand mit denen im Strömungsmodell bestmöglich übereinstimmen. Der Drehzahlresonanzbereich wurde experimentell mit Hilfe des Tip-Timing-Messsystems erfasst und für das idealisierte Berechnungsmodell gemittelt. Für die Simulation wurde der Betriebspunkt bei der Resonanzdrehzahl mit dem höchst möglichen Druckverhältnis ausgewählt. Sämtliche Oberflächen wurden im Strömungsmodell als adiabat und hydraulisch glatt angenommen. Alle Randbedingungen sind für die relevanten Resonanzbetriebspunkte in Tabelle 4.1 zusammengefasst.

Tab. 4.1. *Randbedingungen des Strömungsmodells*

	Einheit	EO7	EO6	EO5
Drehzahl n	1/min	81 000	95 000	115 000
Eintrittsdruck total p_{3t}	kPa	205	280	396
Austrittsdruck statisch p_4	kPa	103	105	110
Druckverhältnis $\Pi_{T_{ts}}$	-	1,99	2,67	3,59
Eintrittstemperatur total $T_{3,t}$	°C	600	600	600

4.1.2 Validierung und Sensitivitätsstudie

Vor der Betrachtung des instationären Strömungsfeldes wurde die Plausibilität und Sensitivität des numerischen Modells mittels stationärer Berechnungen eines 36°-Passagenmodells validiert. Hierfür wurde eine umfassende Sensitivitätsstudie durchgeführt, welche Aufschluss sowohl über den Einfluss des Iterations- und Diskretisierungsfehlers als auch den systematischen Fehler gibt. In Tab. 4.2 sind Eigenschaften der untersuchten Strömungsgittervarianten aufgelistet, welche in Abb. 4.2 ausschnittsweise dargestellt sind.

Tab. 4.2. *Eigenschaften der verwendeten Strömungsgitter*

Netz	Elemente in Mio.						y ⁺ -Wert	
	Volute	Rotor	Austritt	RSR*	gesamt	Vollmodell	Volute	Rotor
grob	0,9	0,2	-	-	1,1		22	27
mittel	2,7	0,55	0,2	0,1	3,5	8,5	4,5	8
fein	9	1,6	-	-	10,6	25,3	1,3	2,5

*Radseitenraum

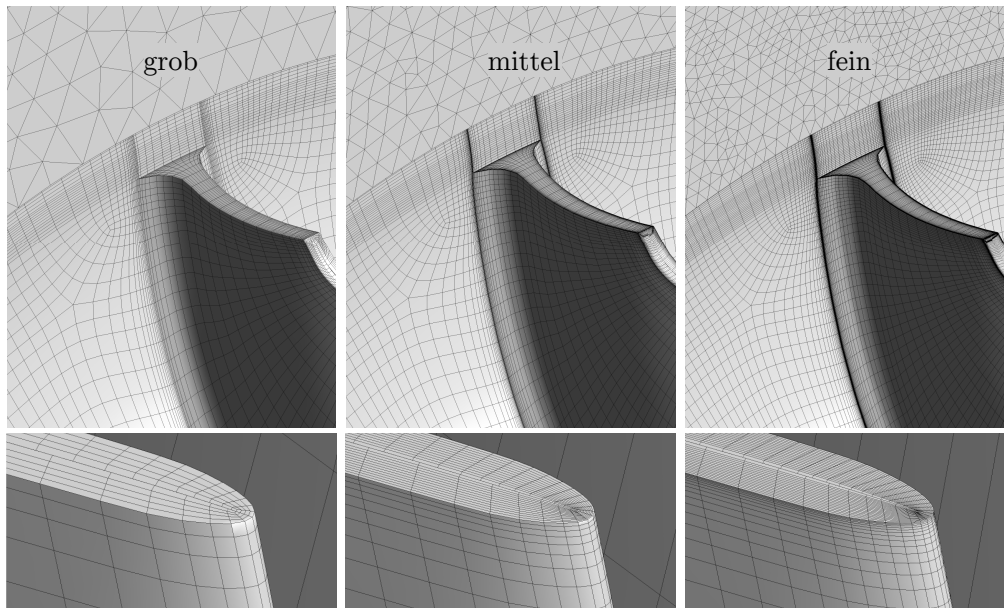


Abb. 4.2. Darstellung der Strömungsgitter mit variiertem Diskretisierungsgrad

Die in Abb. 4.3 dargestellten Kennlinien wurden mit einem stationären Berechnungsansatz bestimmt. Die als Vergleich herangezogenen experimentellen Daten wurden aus dem Turbinenkennfeld entnommen (siehe Abb. 3.4 auf S.23). Die Ergebnisse der unterschiedlichen Netzvarianten geben Aufschluss über den räumlichen Diskretisierungsfehler bezüglich des Durchsatzkennwerts. Als Interface wurde eine sogenannte „Mixingplane“ gewählt, bei welcher die Geschwindigkeitskomponenten in Umfangsrichtung gemittelt werden. Auf eine einzelne 36°-Schaufelpassage wird das anteilige Strömungsfeld weitergegeben, was diese Methodik im Gegensatz zu Vollmodellrechnungen sehr effizient macht. Allerdings kann durch die Reduzierung des Modells das reale Strömungsfeld und damit das genaue Durchsatzverhalten der Turbine nicht realitätsgetreu wiedergegeben werden. Die Abweichungen zwischen berechneter und gemessener Kennlinie hinsichtlich des Durchsatzkennwerts erklären sich unter anderem durch Gusstoleranzen des Turbinengehäuses. Besonders im Bereich des Halsquerschnitts,

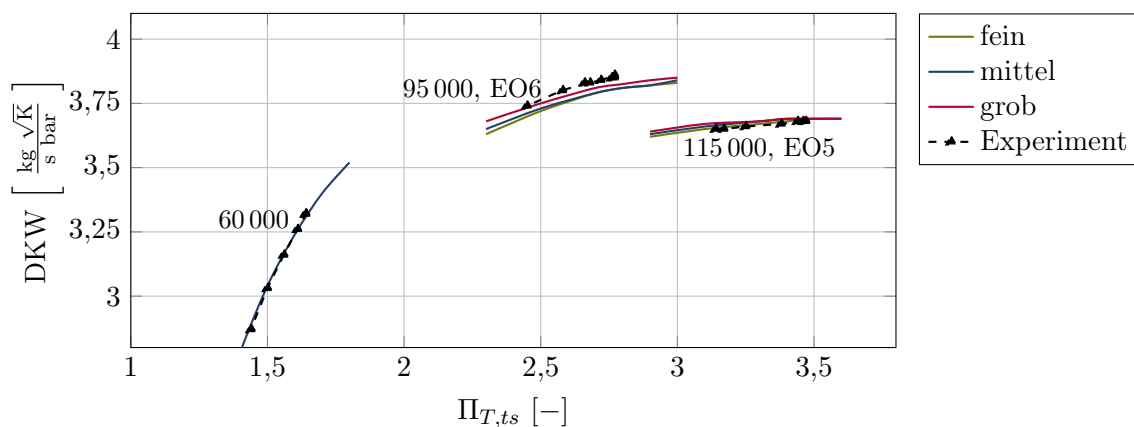


Abb. 4.3. Turbinenkennfeld mit variierten Netzfeinheiten

welcher das Durchsatzverhalten maßgeblich bestimmt, kann die Gusstoleranz von ± 1 mm bereits mehr als 1% des Durchsatzkennwerts verursachen. Ein weiterer Grund für die Abweichung ist die Schwierigkeit diverse Messgrößen am Prüfstand korrekt zu erfassen. Besonders die Messung der Eintrittstemperatur und des Eintrittsdrucks, welche direkt in die Berechnung des Durchsatzkennwerts fließen, stellt aufgrund von Drall-Effekten eine Herausforderung dar (siehe Prüfstandsdaten S. 32 Abb. 32).

Als Teil der Sensitivitätsuntersuchung ist in Abb. 4.4 das Schaufeldruckprofil bei 50% der Schaufelhöhe für die einzelnen Netzfeinheiten dargestellt.

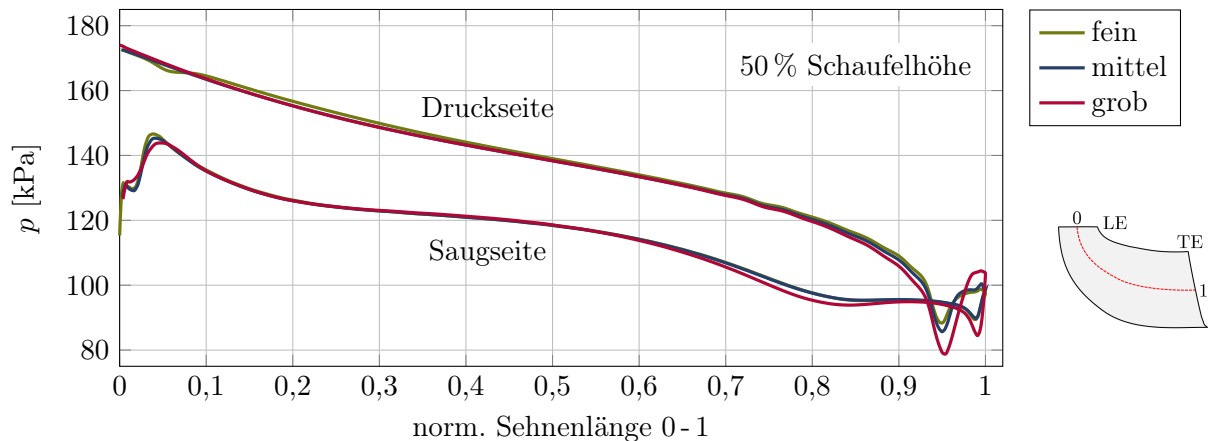


Abb. 4.4. Einfluss der Netzfeinheit auf das Schaufeldruckprofil bei 50 % der Schaufelhöhe

Die Übereinstimmung der Druckwerte ist bei allen berechneten Netzfeinheiten in den meisten Bereichen ausreichend gut. Es zeigt sich jedoch, dass sich der Schaufelhinterkantenbereich der Druckseite durch hohe Gradienten auszeichnet, welche ein grobes Netz nur begrenzt auflösen kann. Da sich die detailgetreue Erfassung des Strömungsfeldes insbesondere für den Schaufelaustrittsbereich im späteren Verlauf der Arbeit als essentiell erweist, ist dies für die Berechnung von Schaufelschwingungen zu berücksichtigen.

Um den Anregungsmechanismus sichtbar zu machen, wurde das Strömungsfeld in der Turbine stationär simuliert. Das Interface zwischen dem stationären und rotierenden Strömungsgitter wurde als „Frozen Rotor“ definiert.

Die in Abb. 4.5 dargestellten Ergebnisse dieses Betrachtungsansatzes entsprechen dem Zeitpunkt t_0 , bei welchem der rotierende Rotor die abgebildete Drehposition φ_0 besitzt. Alle instationären Berechnungen wurden im weiteren Verlauf mit dieser Rotorposition initialisiert. Die Beeinflussung des Rotorströmungsfeldes durch die Geometrie des Spiralgehäuses wird besonders im Bereich der Zunge deutlich. Ein Nachlaufgebiet ist mit reduzierten Umfangsgeschwindigkeiten erkennbar, welches sich durch einen niedrigeren Totaldruck bemerkbar macht. Durch die Ausmischung des Nachlaufgebiets mit dem zirkulierenden Teil der Hauptströmung verliert dieses in Richtung des Rotoreintritts an Intensität. Trotzdem setzt sich die Druckfeldstörung teilweise bis in den Rotoreintrittsbereich fort.

Die Anregung des Rotors durch die Gehäusezunge findet auf mehreren Wirkebenen statt. In Vorgängerarbeiten von Schwitzke et al. [118, 119] und Klaus [77] konnten vier verschiedene Anregungsmechanismen identifiziert werden, welche bereits im Grundlagenkapitel 2.1.4 diskutiert wurden. Wie hoch die Beiträge der einzelnen Anregungsmechanismen an der Schwingungsanregung sind, konnte trotz der zahlreichen Vorgängerarbeiten nicht näher quantifiziert werden. Die Beschreibung der Anregungsphänomene im leitgitterlosen

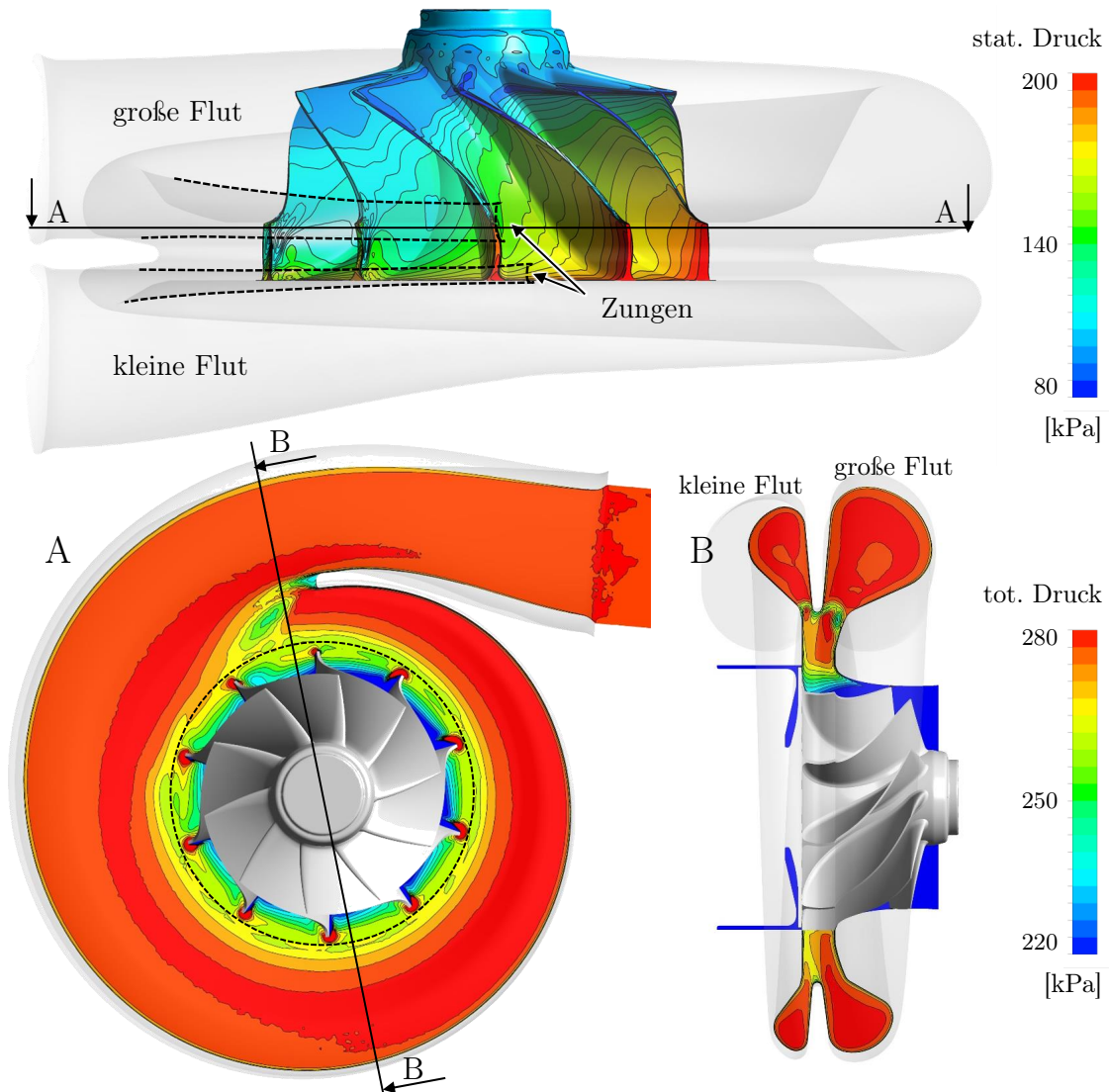


Abb. 4.5. Stationäres Strömungsfeld im Turbinengehäuse bei EO6

Spiralgehäuse fand besonders ausführlich in der Arbeit von Kreuz-Ihli [82, 81] statt. Die vorliegende Arbeit setzt sich aus diesem Grund nicht primär mit der Beschreibung der Anregungsmechanismen auseinander.

4.1.3 Instationäre Strömungsfeldberechnungen

Zur näheren Untersuchung der resonanten Betriebspunkte von EO5, EO6 und EO7 wurde das instationäre Strömungsfeld der gesamten Turbine für eine maßstabsgetreue Vollmodellrechnung im Zeitbereich berechnet. Instationäre Berechnungen müssen mit einer Startlösung initialisiert werden, weshalb zuerst das stationäre Strömungsfeld mit 360°-Modell gelöst wurde (vgl. Abb. 4.5). Danach wurde bei den instationären Berechnungen das Strömungsgitter des Rotors mit einem Winkelinkrement von $\Delta\varphi$ rotiert.

Die zeitliche Diskretisierung der Rotorbewegung wurde zwischen $0,5^\circ$ und 3° variiert, um das Konvergenzverhalten näher zu untersuchen. Bei den Berechnungen der unterschiedlichen Schrittweiten wurde sichergestellt, dass die relevanten Fourier-Koeffizienten konvergiert sind.

Bei den Untersuchungen konnte gezeigt werden, dass eine Verringerung der Schrittweite von 3° über 1° auf $0,5^\circ$ die Genauigkeit des Ergebnisses nicht nennenswert erhöhte. Die für die instationären Rechnungen final gewählte Schrittweite von 1° kann damit als konvergiert betrachtet werden. Dies entspricht für EO5 und EO6 einer Auflösung von 72, beziehungsweise 60 Punkten pro Schwingungsperiode.

Nach der instationären Berechnung liegt der Druck auf der Schaufeloberfläche für jeden berechneten Rotorwinkel φ vor. Abbildung 4.6 zeigt den über eine komplette Rotorumdrehung gemittelten Druck auf der Schaufeloberfläche. Wie allgemein bekannt, unterliegt der

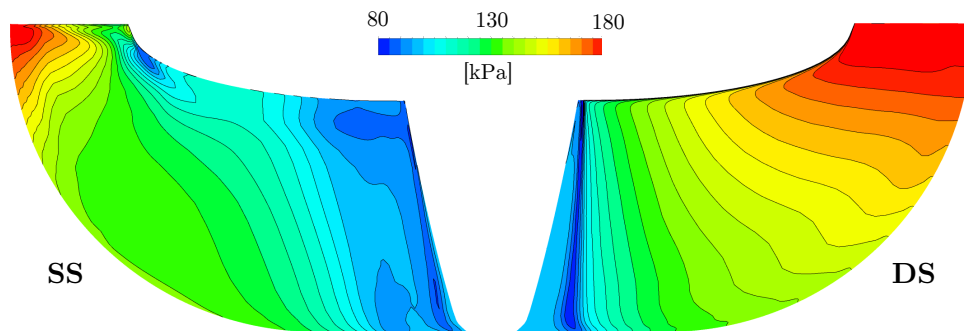


Abb. 4.6. Umdrehungsgemittelter Druck auf Schaufeloberfläche bei EO6

Eintrittsbereich des druckseitigen Schaufelblatts der höchsten Druckbelastung, welche in Strömungsrichtung fast gleichmäßig über die Schaufelhöhe hinweg abnimmt. Die Saugseite besitzt im Gegensatz dazu nahe des Eintritts ein auffallendes Druckminima, welches durch die Spaltströmung entsteht, die aufgrund hoher Geschwindigkeiten auf der Saugseite ablöst und einen Wirbel bildet.

In Abb. 4.7 ist der resultierende Druckverlauf von drei Betrachtungspunkten auf der Schaufeloberfläche während einer Rotorumdrehung für die Resonanzdrehzahl von EO6 dargestellt.

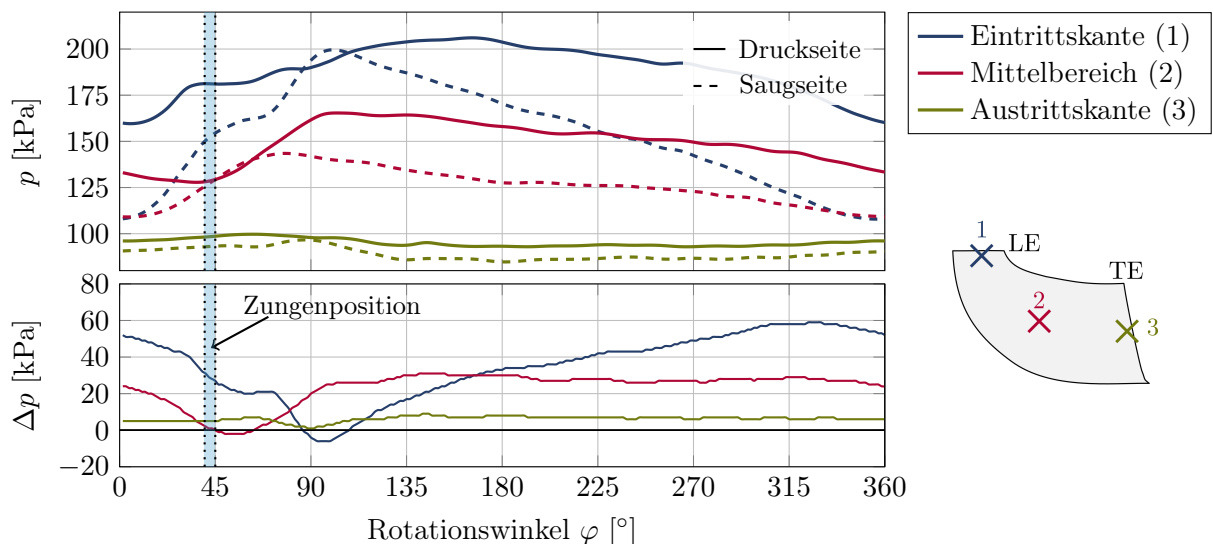


Abb. 4.7. Instationärer Druckverlauf einer Rotorumdrehung auf der Schaufeloberfläche bei EO6

Die Schaufel passiert die beiden Gehäusezungen an der markierten Stelle bei $\varphi = 40^\circ$ und 45° . Es ist zu erkennen, dass insbesondere in der Nähe des markierten Zungenbereichs Druckschwankungen entstehen, die höhere Gradienten auf der Saugseite hervorrufen. Insbesondere im Eintrittsbereich sind diese stark vorhanden und setzen sich bis zur Schaufelaustrittskante fort. Im unteren Diagramm ist die Differenz zwischen Druck- und Saugseite Δp dargestellt. Sie zeigt zusätzlich den instationären Charakter der resultierenden Schaufelkraft an den verschiedenen Stellen. Die Druckdifferenz baut sich in Strömungsrichtung ab. Es zeigt sich hierbei, dass im Eintrittsbereich die Druckdifferenz zwischen $\varphi = 90^\circ$ und 115° negativ wird. Dies ist auf eine Überlagerung des Potenzialeffektes der Zunge mit deren Nachlaufströmung zurückzuführen (vgl. Schwitzke [118]).

Die periodisch auftretenden Druckschwankungen besitzen einen harmonischen Druckanteil, welcher bei den Resonanzdrehzahlen identisch mit der Schaufeleigenfrequenz ist. Je nach Höhe und Verteilung dieses harmonischen Anteils auf der Schaufeloberfläche werden Resonanzschwingungen angeregt.

Um die harmonischen Druckanteile zu bestimmen erfolgt eine Fourier-Zerlegung des zeitlichen Druckverlaufs $p(t)$. Die harmonischen Fourier-Koeffizienten a und b können für die Periodendauer T für alle Ordnungen k zerlegt werden gemäß der Form [122]:

$$p(t) = \frac{1}{2}a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} [a_k \cos(k \frac{2\pi}{T}t) + b_k \sin(k \frac{2\pi}{T}t)] \quad (4.1)$$

mit :

$$a_0 = \frac{2}{T} \int_0^T p(t) dt$$

$$a_k = \frac{2}{T} \int_0^T p(t) \cos(k \frac{2\pi}{T}t) dt$$

$$b_k = \frac{2}{T} \int_0^T p(t) \sin(k \frac{2\pi}{T}t) dt$$

Als Betrachtungsgröße für den harmonischen Druck wird hauptsächlich die Druckamplitude \hat{p}_h verwendet. In der folgenden Form der Fourier-Reihe findet sich diese direkt als Koeffizient A_k wieder.

$$p(t) = \frac{1}{2}A_0 + \sum_{k=1}^{\infty} [A_k \cos(k \frac{2\pi}{T}t + \varphi_k)] \quad (4.2)$$

mit :

$$A_0 = a_0$$

$$A_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}$$

$$\varphi_k = \arctan\left(-\frac{b_k}{a_k}\right)$$

Aus der Menge aller harmonischen Anteile k werden für die Betrachtung von EO5, EO6 und EO7 im Folgenden nur die relevanten Ordnungen $k = 5, 6, 7$ ausgewählt und mit S bezeichnet. Somit berechnet sich für die untersuchten Erregerordnungen S die harmonische Druckamplitude $\hat{p}_{h,S}$ gemäß:

$$\hat{p}_{h,S} = A_S = \sqrt{a_S^2 + b_S^2} \quad \text{mit: } S = 5, 6, 7 \quad (4.3)$$

Zur Darstellung der zeit- beziehungsweise phasenversetzten Anregung auf der Schaufeloberfläche wird an einigen Stellen dieser Arbeit der harmonische Druckverlauf als komplexe Größe

verwendet. Hierfür werden die reellen Druckanteile mit folgenden Gleichungen in ihre komplexe Darstellungsform überführt:

$$\tilde{p}_{h,S} = \frac{A_S}{2} \cos(\varphi_S) + j \frac{A_S}{2} \sin(\varphi_S) \quad (4.4)$$

mit : $\Re(\tilde{p}_{h,S}) = \frac{A_S}{2} \cos(\varphi_S) = a_S$

$$\Im(\tilde{p}_{h,S}) = \frac{A_S}{2} \sin(\varphi_S) = b_S$$

In Abb. 4.8 ist die Fourier-Zerlegung schrittweise für die Bestimmung des relevanten harmonischen Druckanteils aus den instationären Berechnungsergebnissen dargestellt. Der gezeigte Druckverlauf entspricht dem Betrachtungspunkt 1 aus der vorherigen Abbildung, welcher auf der saugseitigen Eintrittskante liegt.

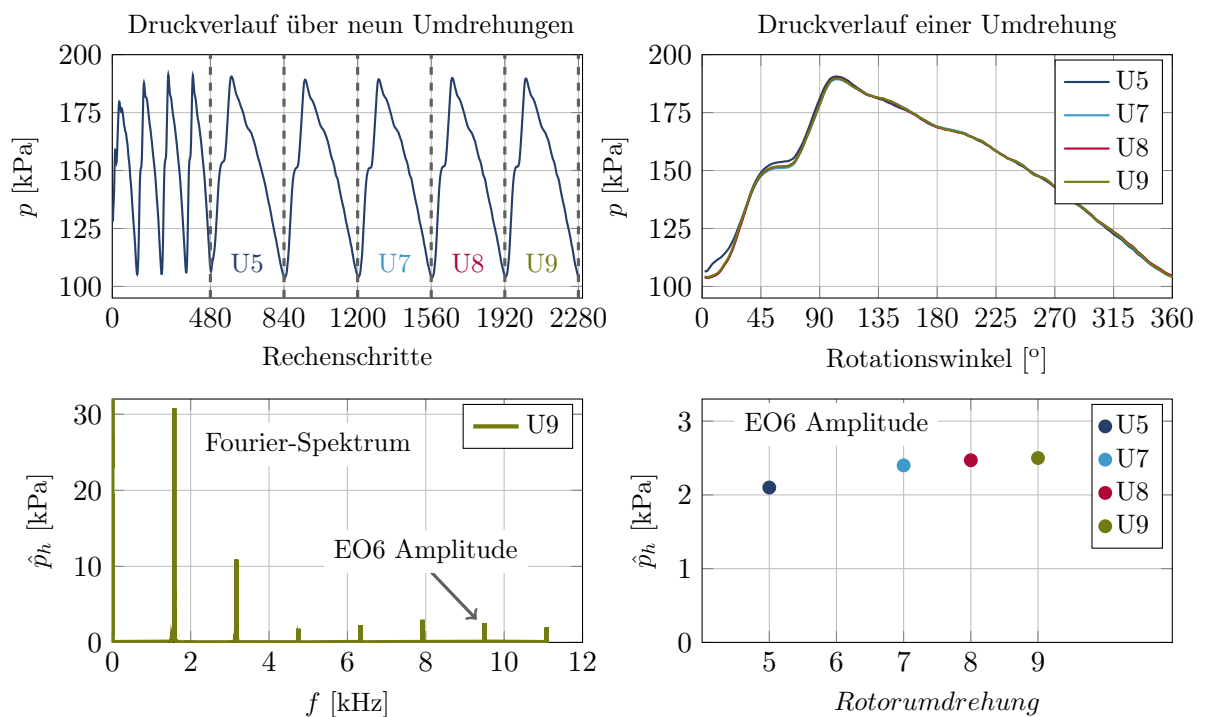


Abb. 4.8. Zerlegung des instationären Drucksignals eines Punktes am Schaufeleintritt in dessen harmonische Bestandteile

Der obere linke Graph zeigt das transiente Drucksignal der instationären Rechnung für insgesamt neun Rotorumdrehungen. Um ein schnelleres Konvergenzverhalten zu erzielen, wurden die ersten vier Rotorumdrehungen mit einer vergrößerten Schrittweite von 3° berechnet, welche danach auf 1° reduziert wurde. Im oberen rechten Graph sind die transienten Druckverläufe von vier ausgewählten Rotorumdrehungen (U5, U7, U8, U9) übereinandergelegt, um das Konvergenzverhalten des instationären Druckverlaufs zu veranschaulichen. Das daraus resultierende Fourier-Spektrum unten links zeigt die harmonischen Druckamplituden \hat{p}_h , welche kleiner als die siebte Drehzahlharmonische sind. Im unteren rechten Graphen ist die entscheidende Amplitude des sechsten Fourier-Koeffizienten ersichtlich, welcher bei dem berechneten Resonanzzustand EO6 der Schaufeleigenfrequenz entspricht. Der Vergleich der Druckamplitude aller ausgewählten Rotorumdrehungen zeigen ein gutes Konvergenzverhalten.

Bereits nach sieben Umdrehungen kann an diesem Betrachtungspunkt die Druckamplitude mit einer hohen Genauigkeit entnommen werden.

Ein hiervon leicht unterschiedliches Konvergenzverhalten ist in Abb. 4.9 dargestellt, welche einen Betrachtungspunkt nahe der austrittsseitigen Schaufelspitze beschreibt.

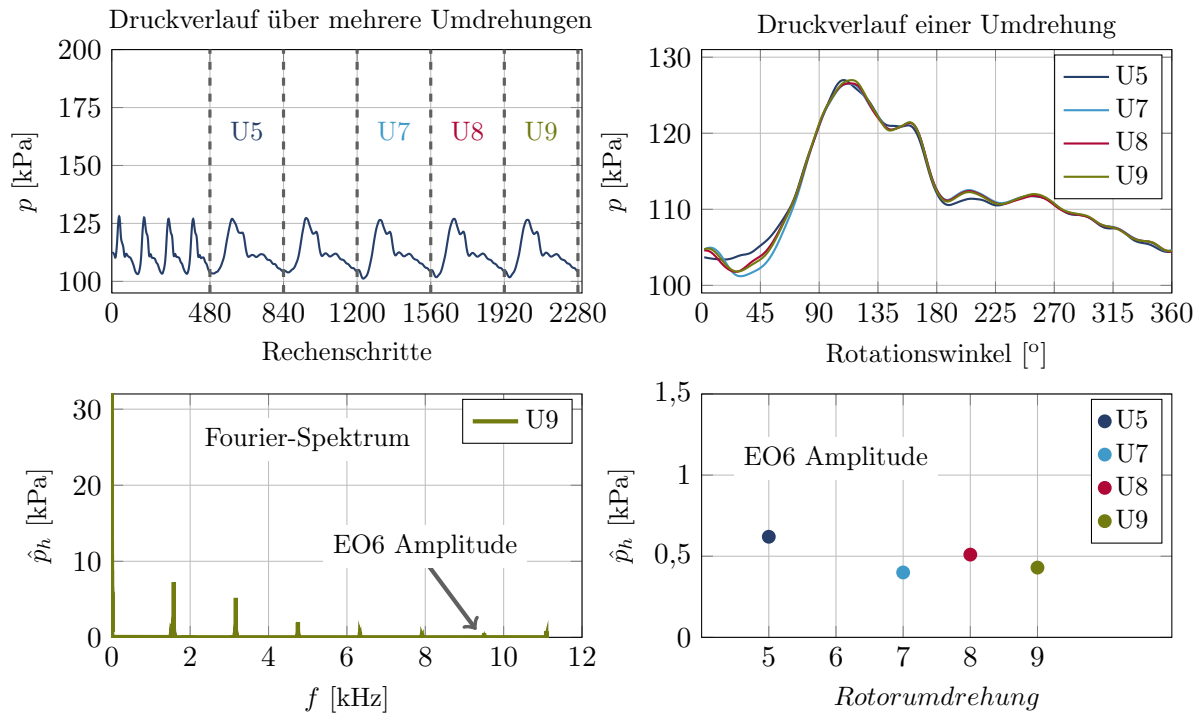


Abb. 4.9. Zerlegung des instationären Drucksignals eines Punktes am Schaufelaustritt in dessen harmonische Bestandteile

Beim Vergleich des instationären Druckverlaufs der ausgewählten Umdrehungszyklen zeigt sich ein leicht schlechteres Konvergenzverhalten. Als Folge des deutlich niedrigeren Druckniveaus sowie der geringeren Dynamik des Druckverlaufs resultiert das Fourier-Spektrum mit niedrigeren Druckamplituden innerhalb des betrachteten Frequenzbereichs. Das trägere Konvergenzverhalten am Rotoraustritt ist bei der Betrachtung der isolierten EO6 Druckamplitude festzustellen. Mit rund 0,5 kPa macht die relevante harmonische Druckamplitude nur 0,5 % der gemitteltes absoluten Druckniveau am Rotoreintritt (ca. 115 kPa) aus. Nur ein sehr geringer Anteil des vorherrschenden Drucks hat überhaupt das Potenzial Schaufelschwingungen anzuregen zu können. Dies verdeutlicht einen der Hauptgründe, weshalb insbesondere die hier durchgeführte Berechnung von nieder-harmonischer Schwingungsanregung (engl. „low engine order excitation“) hohen Sensitivitäten unterliegt.

Es bleibt festzustellen, dass die Fourier-Koeffizienten in Bereichen nahe der Eintrittskante ein besseres Konvergenzverhalten zeigen als am stromabwärts liegenden Austrittsbereich. In mehreren Fällen mussten aus diesem Grund zusätzliche Rotorumdrehungen berechnet werden, um in allen Schaufelbereichen die gewünschte Konvergenz zu gewährleisten. Wie sich im späteren Verlauf der Arbeit zeigen wird, trägt der austrittsseitige Schaufelbereich deutlich mehr zur Schwingungsanregung der ersten Biegemode bei. Daher erweist sich eine gute Konvergenz in diesem Bereich für den Erfolg der Arbeit als essentiell.

4.1.4 Betrachtung der harmonischen Drucklasten

Für die Berechnung der Schaufelschwingungsamplituden ist die Kenntnis über das harmonische Druckfeld auf der gesamten Schaufeloberfläche notwendig. In Abb. 4.10 ist dieses für die Resonanzstelle EO6 der Druck- und Saugseite als Projektion dargestellt.

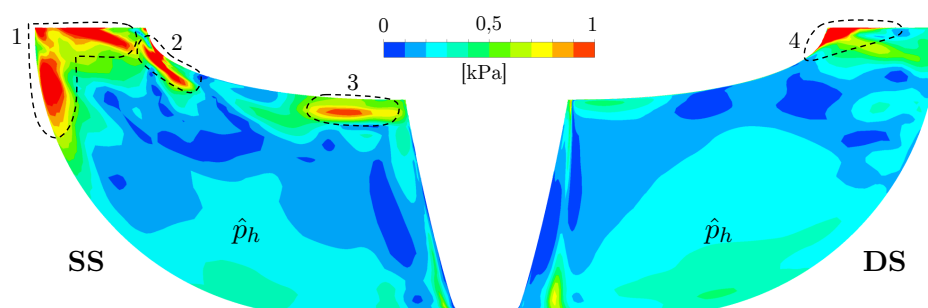


Abb. 4.10. Harmonische Druckamplitude auf der Schaufeloberfläche für die Resonanzstelle EO6

Es sind mehrere unterscheidbare Zonen zu erkennen, welche eine hohe Druckamplitude besitzen und damit das Potenzial haben Schaufelschwingungen anzuregen. Diese sind im Folgenden beschrieben:

1. Eine erste Zone zeigt sich auf der Saugseite der Schaufel in der Nähe der Eintrittskante. Diese wird zum einen durch den Potzialeffekt der Zunge verursacht, der im Eintrittsbereich am stärksten wirkt. Zum anderen resultiert die Anregung durch einen Wirbel, welcher aufgrund der nicht radialen Anströmung auf der Saugseite im Eintrittsbereich entsteht. Das Phänomen dieses instationären Wirbels wurde bereits in der Arbeit von Bauer et al. [15] und Schwitzke [118] näher beschrieben.
2. Eine weitere Anregungszone befindet sich ebenfalls am Eintrittsbereich nahe des Schaufelspaltes und wird von der sich ablösenden Spaltströmung zwischen Druck- und Saugseite verursacht. Die Spaltströmung hat im Schaufeleintrittsbereich aufgrund der dort hohen Druckdifferenz ihr Maximum.
3. Ein drittes Anregungsgebiet liegt in der Schaufelaustrittszone, ebenfalls nahe des Schaufelspaltes. Dieses entsteht durch die Interaktion zwischen dem an dieser Stelle bereits abgeschwächten Spaltstrom und dem Hauptstrom. Dieser besitzt für eine Rotorumdrehung innerhalb einer Schaufelpassage eine sich verändernde Intensität aufgrund der ungleichförmigen Rotorzuströmung, welche durch das Spiralgehäuse entsteht. Ein ähnlicher Effekt wurde für Axialturbinen von Hauptmann [55] beschrieben. Obwohl dieses harmonische Druckniveau vergleichsweise gering erscheint werden spätere Untersuchungen die hohe Relevanz dieses Bereichs aufzeigen. Dies liegt insbesondere daran, dass an dieser Stelle das Potenzial stark erhöht ist, um die erste Schaufelbiegemode anzuregen.
4. Auf der Druckseite befindet sich ebenfalls ein Anregungsgebiet an der Schaufeleintrittskante nahe des Schaufelspalts. Trotz des höheren Druckniveaus auf der Druckseite sind die harmonischen Druckamplituden geringer als auf der Saugseite.

4.2 Strukturmodell

Um das strukturmechanische Schwingungsverhalten der Turbine zu charakterisieren, wird im Folgenden eine FE-Simulation durchgeführt. Zu der bereits im Kapitel 3 experimentell durchgeführten Charakterisierung hinsichtlich der Eigenfrequenzen, der Verstimmung und des Dämpfungsverhaltens, werden in einem ersten Schritt die relevanten Eigenfrequenzen und Eigenformen bestimmt.

Für das Strukturmodell wird die zyklische Periodizität der Turbinenradgeometrie genutzt, um ein Sektor-Modell zu erstellen. Das ideale Turbinenradmodell wird anschließend durch eine einfache Vervielfachung des Sektormodells erschaffen, wobei Netzknoten angrenzender Sektorflächen direkt aufeinander fallen. Für alle zehn Schaufelsegmente kann dadurch ein identisches Netz gewährleistet und eine Verstimmung aufgrund unterschiedlicher Vernetzung ausgeschlossen werden. Die geometrischen Details, wie die Radien am Schaufelfuß und der Eintrittskante sowie die Kavität der Hohlwelle, werden berücksichtigt. In Abb. 4.11 ist eine Zeichnung des Turbinenrades mit angeschweißter Welle gezeigt.

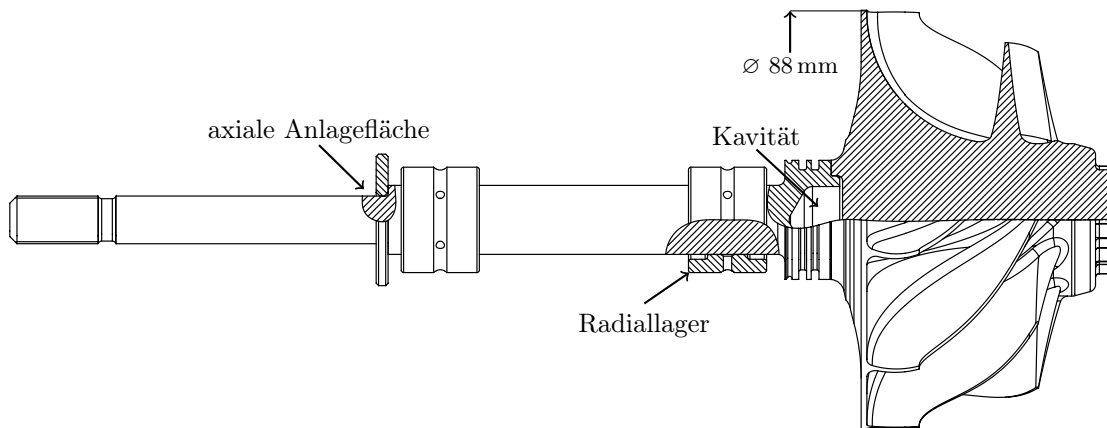


Abb. 4.11. Zeichnung des Turbinenrades mit Welle und Lagerkomponenten

Die sternförmige Radnabe wurde analog zu dem Strömungsmodell durch einen Zylinderfortsatz aus netztechnischen Gründen vereinfacht. Die FEM-Berechnung fand mit der Software ANSYS Mechanical in der Version 16.2 statt.

Es existieren bereits zahlreiche Vorgängerarbeiten, welche sich mit der strukturmechanischen Simulation vergleichbarer Radialturbinenräder auseinandergesetzt haben. Exemplarisch sind die Dissertationsarbeiten von Schwitzke [118] und Klaus [77] zu nennen. Dort konnte für vergleichbare Schaufelgeometrien gezeigt werden, dass sich das modale Verschiebungsfeld ab einer strukturierten Netzauflösung von 8000 Knoten weitestgehend unabhängig gegenüber einer weiteren Netzverfeinerung verhält. Bei dem in der vorliegenden Arbeit abweichenden Netztyp handelt es sich um ein unstrukturiertes Tetraeder-Netz mit quadratischer Ansatzfunktion. Die Vorteile von Elementtypen mit Ansatzfunktionen 2. Ordnung gegenüber Linearen wurde beispielsweise in der Arbeit von Sun [129] gezeigt.

Da der verwendete Netztyp zu denen der Vorgängerarbeiten abweicht, wurde eine Gitternetzstudie durchgeführt. Dabei wurde ein finales Sektormodell mit ca. 95000 Knoten pro Passage gewählt, wobei auch eine niedrigere Anzahl an Elementen die notwendige Genauigkeit der modalen Analyse geliefert hätten. Die hohe Elementanzahl wurde gewählt, da für die finale Frequenzganganalyse das aus den CFD-Ergebnissen gewonnene harmonische Druckfeld auf die Knoten des FE-Gitters aufgebracht wurde. Ein höherer Diskretisierungsgrad des FE-Gitters

ist an dieser Stelle von Vorteil, aufgrund der teilweise hohen Gradienten des harmonischen Druckfeldes (siehe Abb. 4.10). Das finale Strukturmodell ist in Abb. 4.12 zu sehen.

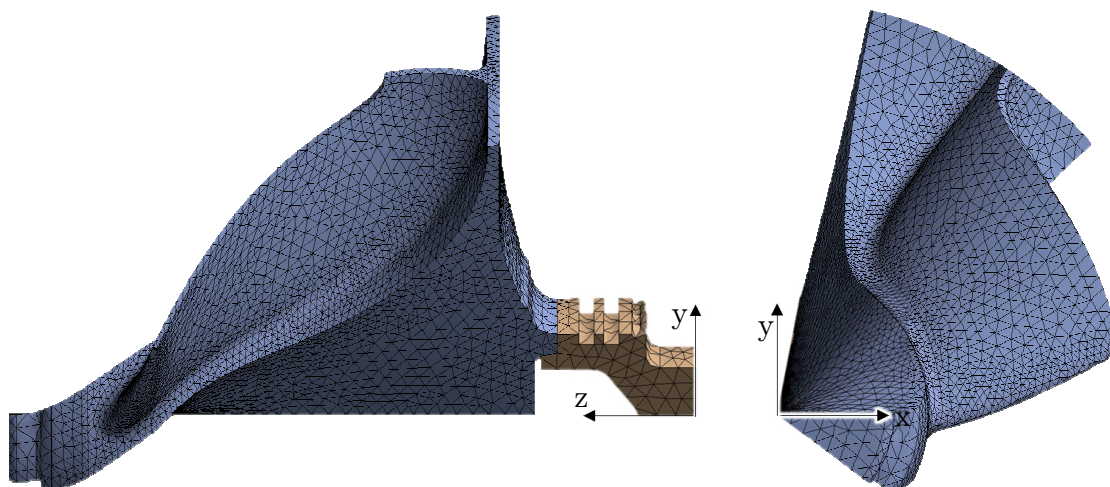


Abb. 4.12. Seiten- und Draufsicht des FE-Sektormodells

4.2.1 Statische und modale Analyse

Für die statische und modale Strukturanalyse müssen Randbedingungen definiert werden. Der Wellenschaft wird bis auf Höhe der turbinenseitigen Radiallagerposition gekürzt, was auf das Eigenschwingverhalten der Schaufeln einen vernachlässigbaren Einfluss hat. Dies wird gestützt durch die Erkenntnisse eines FVV-Projektvorhabens [137], bei welchem diese genutzte Art der Modellanpassung als geeignet ermittelt wurde. Die axiale Schnittfläche des gekürzten Wellenstumpfs wird lediglich in axialer Richtung fixiert. Die Schweißverbindung zwischen Welle und Turbinenrad wird über eine starre Kontaktverbindung modelliert, wodurch beide Komponenten als ein gemeinsames Bauteil betrachtet werden. Die genaue Temperaturverteilung im Turbinenrad ist nicht genau bekannt, wurde jedoch auf Basis vorangegangener unternehmensinterner Messungen auf eine konstante Temperatur von 450°C festgesetzt. Weitere Messungen zur detaillierteren Erfassung des Temperaturverlaufes wurde in der vorliegenden Arbeit nicht durchgeführt.

Die Beschreibung der Rotorschwingung geschieht über die Angabe von Knotendurchmessern KD, wie im Grundlagenkapitel 2.1.1 beschrieben. Nach Gleichung 2.5 auf S.7 ergibt sich aus der vorliegenden Schaufelanzahl von zehn ein maximaler Knotendurchmesser von fünf. Die berechneten Eigenfrequenzen der ersten Biegemode sind für die relevanten Resonanzdrehzahlen in der nachfolgenden Tabelle 4.3 zusammengefasst. Hervorgehoben sind jeweils die Knotendurchmesser, welche über die Gleichung 2.8 auf S. 8 für die Resonanzstellen berechnet wurden.

Neben der Betriebsdrehzahl hat ebenfalls die Betriebstemperatur einen maßgeblichen Einfluss auf die Eigenfrequenz. In Abb. 4.13 werden beide Einflüsse deutlich, indem die Eigenfrequenzverläufe für drei unterschiedliche Temperaturrandbedingungen über der Drehzahl aufgetragen sind. Es ist zu entnehmen, dass bei einer Gegenüberstellung der LDV (22°C , 0 min^{-1}) mit den Tip-Timing-Ergebnissen (ca. 450°C) für EO6 und EO5 der Temperatur- und Drehzeileinfluss bei EO6 teilweise und bei EO5 beinahe vollständig kompensiert wird. Dadurch liegt die berechnete Eigenfrequenz $1,8\%$ unter der der statischen

Tab. 4.3. Berechnete Eigenfrequenzen der ersten Biegemode für die relevanten Resonanzstellen, 450°C

	Eigenfrequenz [Hz]					
	KD0	KD1	KD2	KD3	KD4	KD5
EO5, $115\,000\text{ min}^{-1}$	10 283	10 108	9 726	9 727	9 721	9 719
EO6, $95\,000\text{ min}^{-1}$	10 175	10 002	9 598	9 599	9 593	9 591
EO7, $81\,000\text{ min}^{-1}$	10 135	9 940	9 523	9 523	9 517	9 515

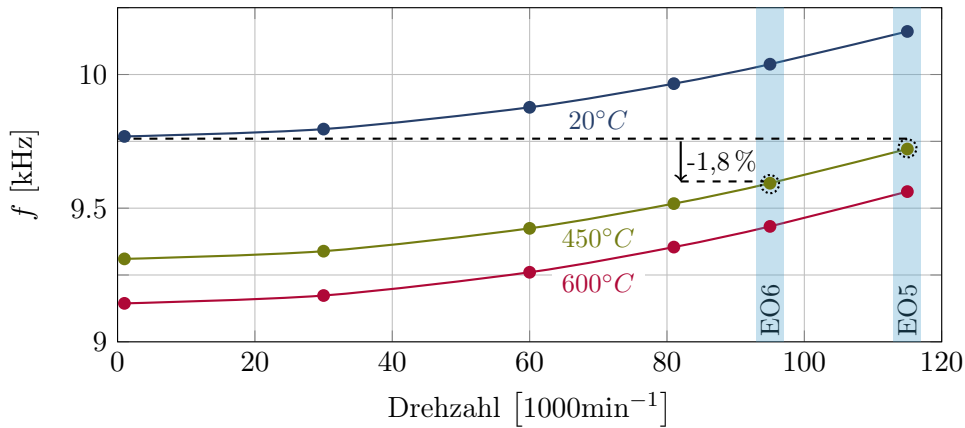


Abb. 4.13. Abhängigkeit der Eigenfrequenz (BM1, KD4) von Drehzahl und Temperatur

Kaltmessung. Die vorab experimentell bestimmte Frequenzänderung mit rund 2,5% (vgl. Abb. 3.6 auf S. 26) zeigt eine gute Übereinstimmung mit den Berechnungsergebnissen. Der bleibende Unterschied wird über die Abweichung zwischen Real- und CAD-Geometrie sowie aufgrund des vereinfachten konstanten Temperaturrandbedingung erklärt. Um Abweichungen zwischen Simulation und Experiment weiter zu reduzieren, wird die Nutzung von detaillierteren Temperaturrandbedingungen empfohlen. Diese sollten unter anderem sowohl die unterschiedlichen Ein- und Austrittstemperaturen als auch den Wärmestrom mitberücksichtigen, der über den Wellenschaft in Richtung Lagergehäuse abgegeben wird.

In Abb. 4.14 ist das Interferenz-Diagramm (auch ZZENF-Diagramm genannt) gezeigt, bei welchem über der Knotendurchmesseranzahl die Resonanzdrehzahllinien für die betrachteten Erregerordnungen eingetragen sind. Die dargestellten Eigenfrequenzen wurden den Berechnungsergebnissen von EO6 entnommen. Auf die Biege- und Torsionsschwingungsmoden des Welle-Rotor-Systems wurde bewusst verzichtet.

In Abb. 4.15 sind die Eigenformen der ersten beiden Schaufelbiegemoden dargestellt, welche unter Verwendung von zyklischen Randbedingungen berechnet wurden. Bei der ersten Biegemode zeigt sich die höchste Verschiebung an der freistehenden Schaufelaustrittskante. Die Stelle mit der maximalen Spannung befindet sich nahe des austrittsseitigen Schaufelfußes. In diesem Bereich überlagern sich die Spannungen, welche aus der Biegeschwingung und der Fliehkraft (hier: $95\,000\text{ min}^{-1}$ bei EO6) resultieren. Die Verschiebungsanteile der zweiten Biegemode zeigen einen Schwingungsknoten nahe der Austrittskante, welcher auf axialer Höhe der Schwingungsmessensorik liegt (vergleiche Abb. 3.10 auf S. 30). Der Bereich mit der maximalen Spannung zeigt sich bei dieser Mode im Schwingungsknoten.

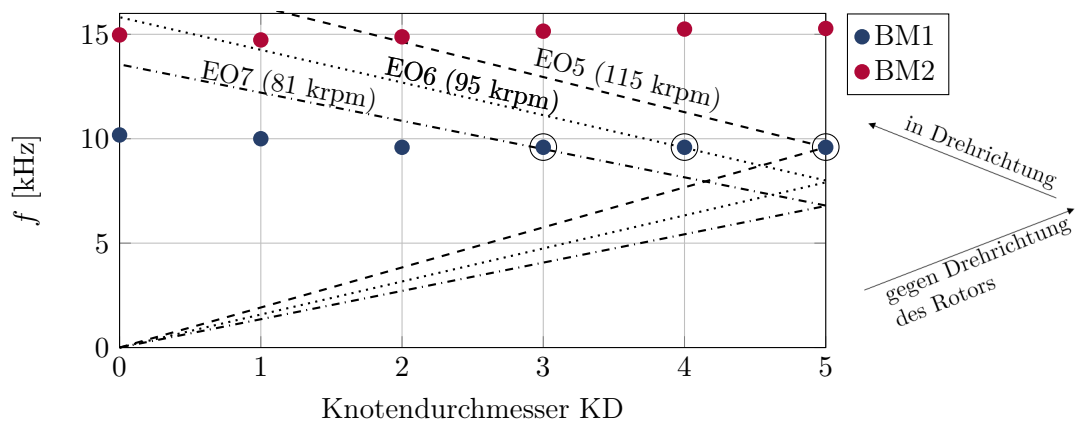


Abb. 4.14. ZZENF-Diagramm mit relevanten Resonanzdrehzahllinien

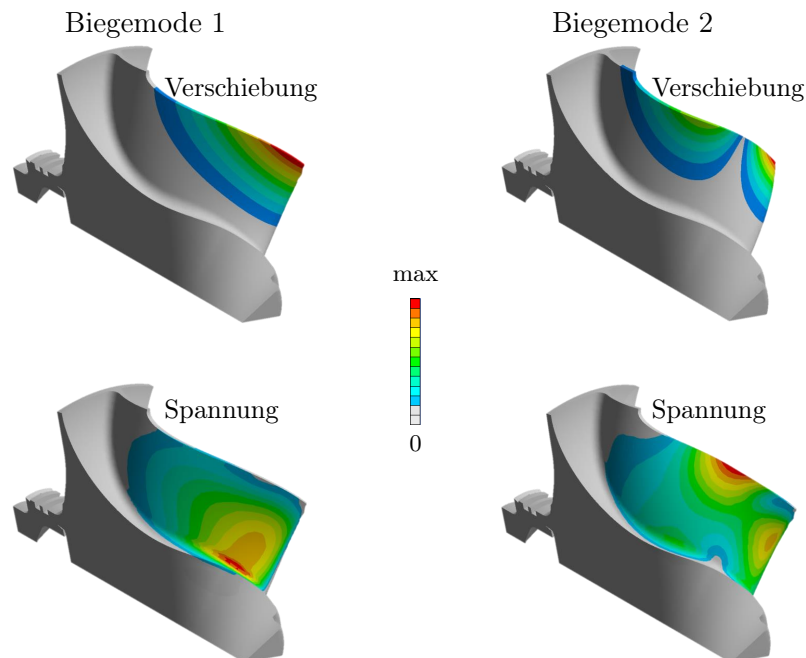


Abb. 4.15. Verschiebungs- und Spannungszustand (Mises-Vergleichsspannung) der 1. und 2. Biegemode

In Abb. 4.16 sind die sich an den jeweiligen Resonanzdrehzahlen ergebenden Knotendurchmesser visualisiert. Bei einem Knotendurchmesser von fünf, welcher bei EO5 angeregt wird, liegt ein gegenphasiges Schwingungsverhalten benachbarter Schaufeln vor.

4.3 Fluid-Struktur-Interaktion

Für die Berechnung von aerodynamisch angeregten Schwingungen, müssen die struktur- und strömungsmechanischen Vorgänge gekoppelt werden. Bei der genauesten aber gleichzeitig auch aufwändigsten Berechnungsmethodik geschieht diese Kopplung bidirektional. Für die Berechnung selbsterregter Schwingungen oder der aerodynamischen Dämpfung kann sowohl

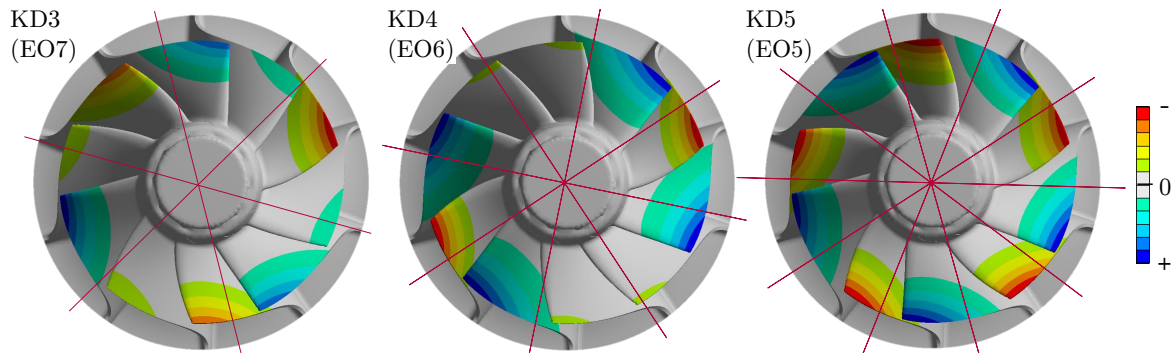


Abb. 4.16. Resultierende Knotendurchmesser der untersuchten Resonanzstellen

eine unidirektionale als auch bidirektionale Kopplung verwendet werden.

Auch bei der Berechnung erzwungener Schwingungen ist eine bidirektionale Kopplung nicht zwingend notwendig und wird im Normalfall aufgrund vergleichsweise kleiner Schwingungsamplituden und die dadurch geringe Rückwirkung auf die Strömungsvorgänge nicht durchgeführt. Bei diesem Berechnungsansatz, welcher auch als unidirektional oder Ein-Wege-Kopplung bezeichnet wird, kann das Strömungsfeld getrennt von der Bauteilstruktur gelöst werden.

In Kapitel 4.1.3 wurde das instationäre Strömungsfeld der ausgewählten Resonanzpunkte bereits berechnet. Zur Ermittlung der Schwingungsanregung wird im Folgenden das harmonische Druckfeld auf das berechnete modale Verschiebungsfeld projiziert.

Bei der Berechnung der Schwingungsantwort ist zwischen dem transienten und harmonischen Ansatz zu unterscheiden, wobei der transiente Ansatz neben der eingeschwungenen stationären Lösung ebenfalls den Einschwingvorgang enthält, sich im Normalfall jedoch als deutlich aufwendiger erweist. Der in dieser Arbeit verwendete harmonische Kopplungsansatz (engl. „harmonic forced response analysis“) fand in zahlreichen Forschungsarbeiten bereits erfolgreich Anwendung wie u. a. bei Müller et al. [103], Mayorca et al. [97, 98, 95, 96], sowie Kreuz-Ihli [82]. Ebenfalls wurde das Verfahren bei den Untersuchungen von Filsinger [36, 35, 37] an einer axialen Turbinenstufe sowie von Dickmann et al. [29, 30] an einem Radialverdichter eingesetzt. Die Arbeiten umfassten eine Validierung der Simulationsergebnisse, welche in zufriedenstellender Übereinstimmung mit den gemessenen Tip-Timing-Schwingungsamplituden lag.

In dieser Arbeit findet die Berechnung der Schwingungsantwort in zwei Etappen statt. In einem ersten Schritt wird als Betrachtungsansatz der sogenannte generalisierte Druck genutzt, der dem Ansatz der generalisierten Kraft folgt. Ein wesentlicher Vorteil dieser Betrachtungsweise ist die einfache Möglichkeit, die Schwingungsanregung auf der Schaufeloberfläche zu visualisieren. Dadurch können Bereiche mit hohem Anregungspotenzial identifiziert und in einem darauf folgenden Schritt gezielt beeinflusst werden. Über den relativen Vergleich der global resultierenden generalisierten Kraft wird in einem zweiten Schritt die Anregungskräfte verschiedener Erregerordnungen gegenübergestellt. Dieser Vergleich legt die Annahme zugrunde, dass sich die Dämpfung nicht oder nur in vernachlässigbarem Maße ändert. Eine direkte Berechnung der Schwingungsamplitude gelingt über die in einem zweiten Schritt durchgeführte Frequenzganganalyse. Mit dieser ist es möglich, die resultierende Schwingungsamplitude zu bestimmen. Dieser Ansatz unterliegt jedoch einer hohen Sensitivität zweier Eingangsgrößen. Für die Berechnung muss zum einen die Dämpfung genau bekannt sein, da diese einen signifikanten Einfluss auf das Ergebnis der Resonanzamplitude besitzt (siehe Kapitel 2.1.5). Die zuverlässige Bestimmung der Schaufeldämpfung im Betrieb ist eine große Herausforderung. Zum anderen muss die Verstimmung des Turbinenrades mitberücksichtigt

werden, da diese das Resonanzverhalten aufgrund lokaler Amplitudenüberhöhungen ebenfalls massiv beeinflussen kann.

4.3.1 Generalisierte Kraft

Für die Anregbarkeit von Resonanzstellen ist die Übereinstimmung des aerodynamischen Anregungsfeldes mit der modalen Schaufelschwingform entscheidend. Zur Berechnung der Anregbarkeit von Schwingungsresonanzen wird deshalb das Konzept der generalisierten Kraft (engl. „generalised force“) verwendet, welches diese Gesichtspunkte miteinbezieht, indem der modale Verschiebungsvektor auf den Anregungsvektor projiziert wird. Die generalisierte Kraft ist Bestandteil mehrerer Aerodynamik-Fachbücher (vergleiche [40, 8, 49]) und wurde bereits in zahlreichen Arbeiten für die Untersuchung von Schaufelschwingungen genutzt. Mayorca et al. [97, 95, 96, 94, 43] und Fruth [41, 38, 3] verwendeten den Ansatz der generalisierten Kraft erfolgreich zur Berechnung von Schwingungsbelastungen an einem Axialverdichter. Die Untersuchungen von Müller et al. [103] und Kovachev et al. [79] sind weitere Beispiele für den erfolgreichen Einsatz dieses Berechnungsansatzes zur Vorhersage aerodynamisch induzierter Schaufelschwingungen an axialen und radialen Turbinenstufen. Weiterhin nutze Kawakubo [74] in Schwingungsuntersuchungen an der Turbine eines Turboladers einen physikalisch vergleichbaren Ansatz, jedoch unter einer anderen Bezeichnung (engl. „mechanical energy flux“).

Für die Berechnung des generalisierten Drucks sind vorab die Informationen der Anregung und der Strukturantwort in ein gemeinsames Rechengitter zu überführen. Im vorliegenden Fall wurde die Interpolationsmethodik der ANSYS Initialisierungssoftware „CFX-Pre“ dafür genutzt, um die FE-Knoten des Verschiebungsfeldes auf das CFD-Strömungsgitter zu interpolieren, sodass an jedem Knoten i das modale Verschiebungsfeld Φ_i sowie der Normalenvektor \mathbf{n}_i vorlag. Zusätzlich wird für alle betrachteten Erregerordnungen S der harmonische Druck $\tilde{p}_{h,S,i}$ benötigt, im Folgenden dargestellt in Form der Fourier-Koeffizienten $a_{S,i}$ und $b_{S,i}$ (siehe Gleichung 4.1, S. 42). Folgende Informationen liegen somit für alle Knoten i vor:

$$\Phi_i = \begin{bmatrix} x_i \\ y_i \\ z_i \end{bmatrix}; \quad \mathbf{n}_i = \begin{bmatrix} u_i \\ v_i \\ w_i \end{bmatrix}; \quad \tilde{p}_{h,S,i} = a_{S,i} + jb_{S,i} \quad (4.5)$$

Der generalisierte Druck $\tilde{p}_{gen,S,i}$ berechnet sich hieraus gemäß der Gleichung:

$$\begin{aligned} \tilde{p}_{gen,S,i} &= \tilde{p}_{h,S,i} \mathbf{n}_i^T \Phi_i \\ &= (a_{S,i} + jb_{S,i}) \mathbf{n}_i^T \Phi_i \end{aligned} \quad (4.6)$$

Für die Berechnung wurde das Verschiebungsfeld Φ normalisiert, sodass die maximale Schwingungsamplitude den Wert 1 annimmt. Für die betrachtete erste Biegemode ist das Verschiebungsfeld reeller Natur, da sich alle Knoten der Schaufel in Phase bewegen.

In Abb. 4.17 ist die Berechnung des generalisierten Drucks vektoriell dargestellt.

Der harmonische Druck erhält seine Wirkrichtung durch eine Multiplikation der Fourier-Koeffizienten a_S und b_S mit dem Normalenvektor \mathbf{n} . Durch die Projektion der resultierenden Vektoren auf den Verschiebungsvektor Φ ergeben sich die Komponenten des generalisierten Drucks $\tilde{p}_{gen,S}$. Dieser kann verstanden werden als die auf die Fläche normierte Arbeit, welche die vom Druck hervorgerufene Kraft an der betrachteten Schwingform zu leisten vermag.

Steht der Normalenvektor und folglich der Kraftvektor orthogonal zum Verschiebungsvektor,

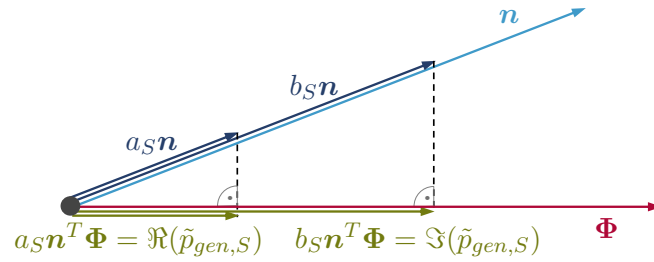


Abb. 4.17. Vektorielle Darstellung der Berechnung des generalisierten Drucks

kann die Kraft unabhängig ihrer Amplitude und Phase keinen Anteil zur Schwingungsanregung leisten. Für die Darstellung des generalisierten Drucks \tilde{p}_{gen} wird im weiteren Verlauf der Arbeit die Druckamplitude \hat{p}_{gen} verwendet, gemäß:

$$\hat{p}_{gen,S,i} = \sqrt{\Re(\tilde{p}_{gen,S,i})^2 + \Im(\tilde{p}_{gen,S,i})^2} \quad (4.7)$$

mit : $\Re(\tilde{p}_{gen,S}) = a_S \mathbf{n}^T \Phi$
 $\Im(\tilde{p}_{gen,S}) = b_S \mathbf{n}^T \Phi$

Im Folgenden wird der generalisierte Druck betrachtet, um Schaufelbereiche zu identifizieren, die einen hohen Beitrag zur Schwingungsanregung liefern. In Abb. 4.18 ist die Amplitude des generalisierten Drucks \hat{p}_{gen} für die Resonanzstelle EO6 der Saug- und Druckseite dargestellt sowie deren komplexe Bestandteile.

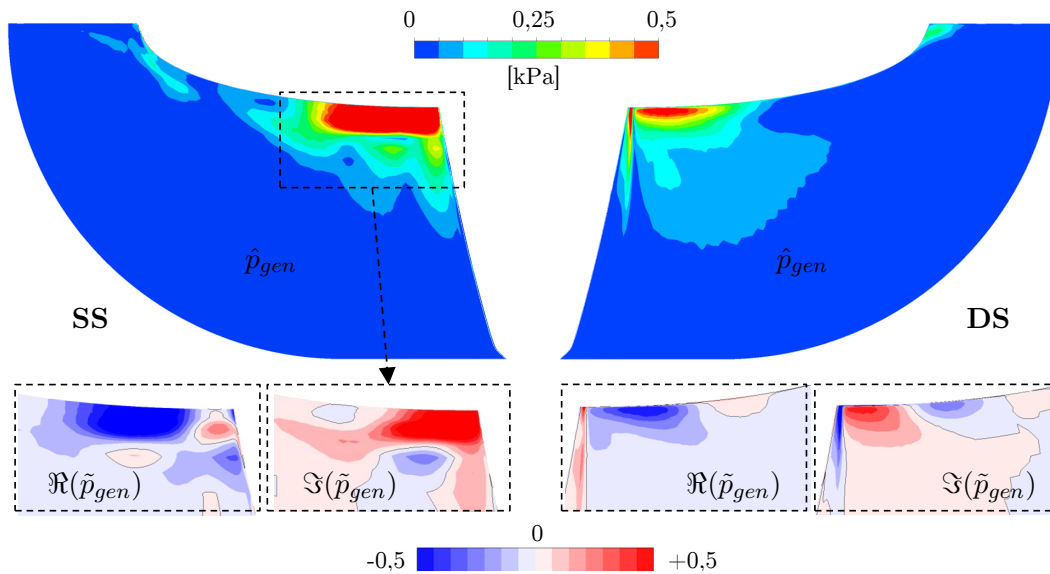


Abb. 4.18. Generalisierter Druckverlauf auf der Schaufeloberfläche bei EO6

Es zeigt sich deutlich, dass die Schwingungsanregung der betrachteten ersten Biegemode effektiv nur im Austrittsbereich der Schaufel und damit fernab der Turbinengehäusezunge stattfindet. Aufgrund des beinahe nicht vorhandenen Verschiebungsanteils im Schaufeleintrittsbereich (vgl. Abb. 4.15 auf S. 49) liefern die dort höchsten Druckamplituden nur einen zu vernachlässigenden Beitrag zur Schwingung. Das Anregungspotenzial zeigt sich auf der Saugseite deutlich höher als auf der Druckseite. Die Betrachtung der komplexen Bestandteile

des Anregungsfeldes zeigt, dass sich die Anregungsfelder auf beiden Schaufelseiten jeweils kaum kompensieren sondern weitestgehend mit einer gleichen Phase anregen.

In Abb. 4.19 ist die Zusammensetzung des harmonischen und generalisierten Drucksignals sowie der Verschiebungsanteil bei einer Schaufelhöhe von 95 % dargestellt.

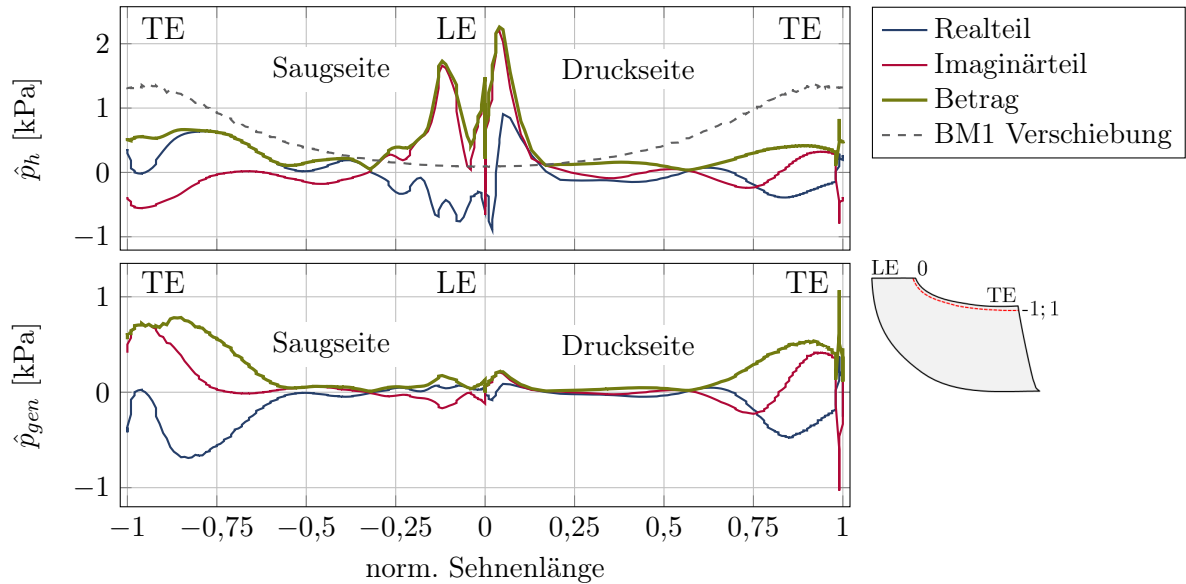


Abb. 4.19. Harmonischer und generalisierter Druckverlauf bei 95 % Schaufelhöhe bei EO6

Dies veranschaulicht auf eindimensionale Art die Korrelation zwischen dem modalen Verschiebungsanteil und den komplexen Druckverläufen.

In Abb. 4.20 ist für die drei betrachteten Resonanzstellen die Verteilung des generalisierten Drucks für die Saugseite dargestellt. Für alle untersuchten Resonanzstellen finden sich hier die deutlich höheren Amplitudenwerte des generalisierten Drucks, wodurch das Potenzial zur Schwingungsanregung auf dieser Seite höher ist. Das für niedrigere Resonanzordnungen einhergehende höhere Druckniveau und die dadurch resultierenden höheren Schwingungsamplituden ist durch diese Gegenüberstellung ersichtlich. Diese Beobachtung deckt sich mit den numerischen Ergebnissen vorangegangener FVV-Projektarbeiten [137, 138]. Die komplexen Druckanteile zeigen, dass insbesondere das Druckfeld von EO5 von einer

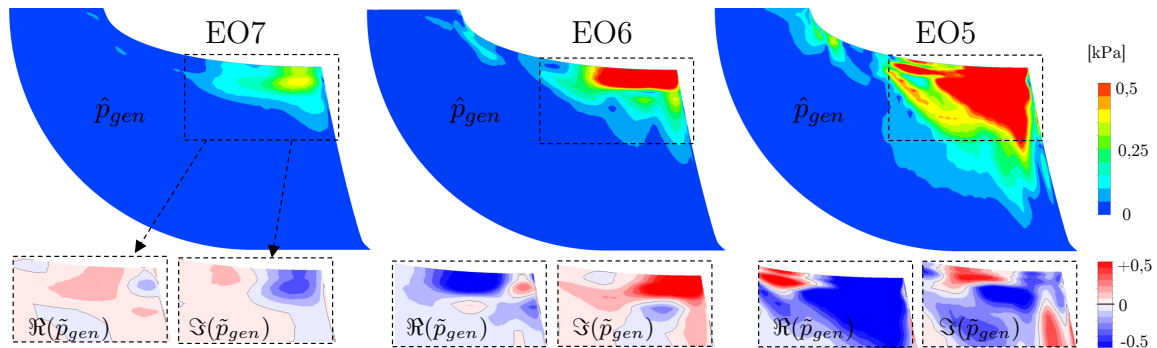


Abb. 4.20. Generalisierte Druckamplitude der berechneten Resonanzstellen auf der Saugseite

höheren Ungleichförmigkeit der Druckzonen sowie mehreren lokalisierten Hochdruckgebieten gekennzeichnet ist. Für einen finalen Vergleich der Anregungskräfte unterschiedlicher Turbinengehäusedesigns wird die generalisierte Kraft \tilde{F}_{gen} verwendet. Diese berechnet sich aus der Summe aller Einzelkräfte, welche sich über die Multiplikation des generalisierten Drucks $\tilde{p}_{gen,i}$ mit der Elementfläche A_i ergibt gemäß:

$$\tilde{F}_{gen} = \sum_{i=1}^N (\tilde{p}_{gen,i} \cdot A_i) \quad (4.8)$$

$$\hat{F}_{gen} = \sqrt{\Re(\tilde{F}_{gen})^2 + \Im(\tilde{F}_{gen})^2} \quad (4.9)$$

Bei schwach gedämpften Systemen, wie es bei dem Radialturbinendesign der Fall ist, hat sich in den bereits genannten Vorgängerarbeiten gezeigt, dass sich die Schwingungsamplitude in sehr guter Näherung proportional zur Amplitude der generalisierten Kraft \hat{F}_{gen} verhält.

In Abb. 4.21 ist die Korrelation zwischen der generalisierten Kraft und der gemessenen Schwingungsamplitude dargestellt. Die Schwingungsamplitude U und die generalisierte Kraftamplitude \hat{F}_{gen} wurden jeweils auf den Wert der EO6 normiert. Es zeigt sich ein eindeutiger Zusammenhang zwischen den beiden Größen, was die Validität dieses Ansatzes für den betrachteten Anwendungsfall bekräftigt.

Für den weiteren Verlauf macht dies die generalisierte Kraft zu einem besonders geeigneten Bewertungskriterium, um das Anregungspotenzial unterschiedlicher Turbinengehäusevarianten zu bewerten. Insbesondere gilt dies in dem vorliegenden Fall, bei dem die Turbinenradgeometrie und die damit verbundenen Resonanzdrehzahlen identisch bleiben.

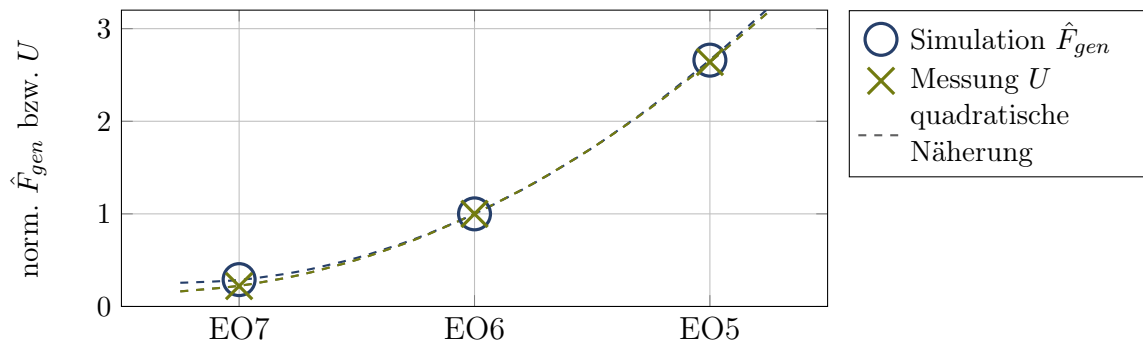


Abb. 4.21. Vergleich der berechneten und gemessenen Schwingungsantwort anhand der generalisierten Kraft \hat{F}_{gen} und der Schwingungsamplitude U , jeweils normiert auf den Wert von EO6

4.3.2 Harmonic-Force-Response-Rechnung

Im letzten Schritt wird eine Harmonic-Force-Response-Rechnung in Form einer Frequenzganganalyse für die Resonanzstelle EO6 durchgeführt, um die Schaufelschwingungsamplitude zu bestimmen. Die Betriebs- und Einspannbedingungen des FE-Modells bleiben unverändert. Die Knotenanzahl wurde aufgrund der Rechenzeit auf ca. 20 000 Knoten reduziert. Als Dämpfung ζ_{exp} wurde der in Kap. 3.5 aus den Schwingungsmessungen abgeleitete Wert $4,3E-4$ verwendet. Für die Berechnung der Schwingungsamplitude wurde ein vereinfachter Betrachtungsansatz mit unverstimmtem Rotor gewählt. Der Einfluss der Verstimmung wurde über einen Überhöhungsfaktor gemäß dem Whitehead-Kriterium mit einem Wert von 2,08

berücksichtigt (siehe Kap. 2.1.3). Zusätzlich wurde basierend auf den aktuellen Ergebnissen eines FVV-Projektes [138] eine weitere Abschätzung der Maximalamplitude vorgenommen. In diesem Vorhaben wurde für eine Radialturbine mit einer vergleichbaren Verstimmung von ca. 4 % ein Amplitudenüberhöhungsfaktor von 1,5 bestimmt. Die Aussagekraft dieser Ergebnisse wird durch die vergleichbaren Schlussfolgerungen von Kruse et al. [84] bestärkt, welche für die Amplitudenüberhöhung aufgrund von Mistuning einen Wert von 1,44 - 1,53 bestimmten (Axialturbine).

In Abb. 4.22 sind die Ergebnisse der beschriebenen Harmonic-Force-Response-Rechnung dargestellt und mit der gemessenen Schaufelschwingungsamplitude U verglichen.

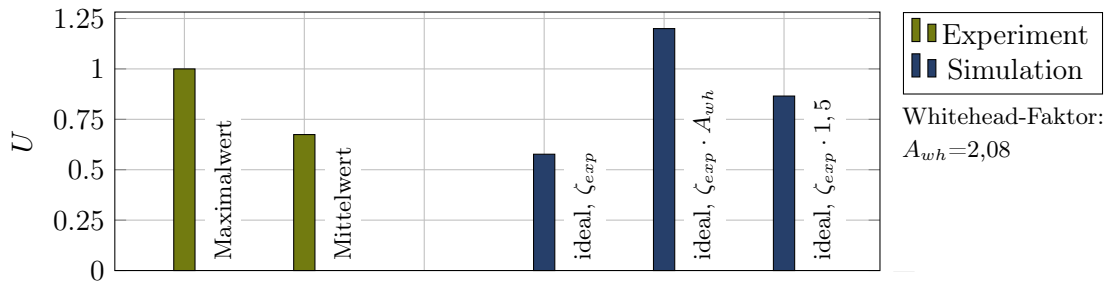


Abb. 4.22. Gegenüberstellung der berechneten und gemessenen Schwingungsamplitude für die Resonanzstelle EO6

Die berechnete Schwingungsamplitude zeigt sich in guter Näherung zum dargestellten Mittelwert der real gemessenen Schwingungsamplituden. Die Abweichung des gemessenen Maximalwerts zur berechneten Schwingungsamplitude liegt bei ca. 45 %, was aufgrund der nicht berücksichtigten Amplitudenüberhöhung durch die Verstimmung zu erwarten war. Bezieht man den Whitehead Faktor mit ein, welcher die maximal mögliche Amplitudenüberhöhung beschreibt, entsteht eine konservative Überschätzung des Messergebnisses um 20 %. Die Nutzung des Überhöhungsfaktors von 1,5 führt zu der geringsten Abweichung von 13 %. Hier wird allerdings der tatsächliche Amplitudenmesswert unterschätzt. Eine detaillierte Einflussanalyse bei der FSI-Simulation kann in den Arbeiten von Mayorca et al. [97, 98, 96, 94] gefunden werden.

Die durchgeführte Harmonic-Force-Response-Rechnung verdeutlicht einmal mehr die hohen Unsicherheiten, welche bei der Berechnung von Schwingungsamplituden vorliegen. Da die relativen Anregungskräfte in Form der generalisierten Kraft für einzelne Erregerordnungen mit den Messungsergebnissen gut übereinstimmen, wird der Fehler hauptsächlich dem Wert der experimentell ermittelten Dämpfung zugeschrieben. Es wird vermutet, dass aufgrund einer nicht gleichmäßig steigenden Drehzahlrampe die Resonanz einer Schaufel nicht ideal durchfahren wird. Da sich die Betriebsbedingung wie beispielsweise die Temperatur leicht ändert, verschiebt sich die Resonanzantwort der Schaufeln leicht. Durch eine Mittelung aller Amplitudenwerte, wird die Resonanzkurve künstlich verbreitert, wodurch der berechnete Dämpfungswert tendenziell zu hoch angenommen wird.

5 Einfluss von Turbinengehäuseparametern

Für die Schwingungsanregung eines Turbinenrades spielt das Turbinengehäuse eine entscheidende Rolle, wie im vorherigen Kapitel gezeigt wurde. Welche Herausforderung die optimale Gestaltung von Turbinengehäusen mit sich bringt, verdeutlichen zahlreiche Vorgängerarbeiten wie beispielsweise von Suhrmann et al. [126, 128, 127], Anurin [7], Hussain et al. [65] oder Cox [26]. Im Folgenden soll untersucht werden, inwieweit sich das Schwingungsverhalten der Turbinenschaufeln über Änderungen der Turbinengehäusegeometrie beeinflussen lässt. Hierfür wurden acht verschiedene Turbinengehäusevarianten erzeugt, welche sich hinsichtlich der geometrischen Gestaltung des Zungenbereichs unterscheiden. Die Schaufelschwingungen aller Varianten wurden an den Resonanzstellen EO5 und EO6 bewertet. Als Basisdesign diente die bereits im Vorgängerkapitel untersuchte Turbinengeometrie.

Analog zum Vorgehen des vorherigen Kapitels wurden für alle Turbinengehäusevarianten instationäre Strömungsfeldberechnungen durchgeführt. Als Bewertungsgrundlage der Anregungsintensität diente wiederum die generalisierte Kraft, welche sich in guter Näherung proportional zur Schwingungsamplitude verhält. Die Validität dieses Ansatzes konnte in der Schlussbetrachtung des letzten Kapitels (vergleiche Abb. 4.21 auf S. 54) bekräftigt werden.

Für die Validierung der Berechnungsergebnisse wurden alle untersuchten Turbinengehäusevarianten in Hardware hergestellt. Die Resonanzamplituden der Schaufelschwingungen wurden daraufhin an einem Heißgasprüfstand mit dem Tip-Timing-Messverfahren erfasst. Um den Einfluss der Turbinenradverstimmung zu eliminieren, wurde bei allen experimentellen Messungen das identische Turbinenrad verwendet, dessen Verstimmung bereits detailliert beschrieben wurde (siehe Kap. 3.4).

5.1 Beschreibung der Untersuchungsparameter: Zungenabstand und Zungenversatz

Das Betriebsverhalten einer Turbinenstufe wird über die geometrische Auslegung des Gehäuses sowie des Turbinenrades bestimmt. Bei der Gestaltung des Turbinengehäuses gibt es mehrere Schlüsselparameter, welche die Geometrie der Turbinengehäusespiralen definieren. Zu den wichtigsten Schlüsselparametern zählt unter anderem die Halsquerschnittsfläche, das sogenannte A/R -Verhältnis sowie die Düsenbreiten, welche im nachfolgenden Kapitel näher beschrieben werden. Basierend auf den Simulationsergebnissen des vorherigen Kapitels sowie mehreren Untersuchungen wie beispielsweise von Bloemhof [18] und Kreuz-Ihli [82] hat die Gestaltung des Zungenbereichs respektive der Statorbeschaufelung einen maßgeblichen Einfluss auf das Schaufelschwingungsverhalten und den Turbinenwirkungsgrad. In der Arbeit von Suhrmann et al. [128] wurde bereits der Einfluss des Zungenabstandes sowie der Radius der Zungenvorderkante auf den Wirkungsgrad anhand eines stationären Berechnungsansatzes analysiert. Der höchste Wirkungsgrad konnte hierbei für das Design mit dem niedrigsten Zungenabstand und dem geringsten Zungenradius ermittelt werden, wobei der Einfluss auf das Schwingungsverhalten nicht näher beschrieben wurde.

Im folgenden Teil der Arbeit wird der Einfluss zweier Konstruktionsparameter des doppelflutigen Turbinengehäuses auf das Schaufelschwingungsverhalten genauer untersucht.

Als erster Parameter wird der Einfluss des radialen Abstands zwischen den Zungen des Doppelspiralgehäuses und dem Rotoreintritt untersucht. Dieser Parameter wird im weiteren Verlauf der Arbeit vereinfacht als Zungenabstand (ZA) bezeichnet und ist innerhalb eines Gehäuses für beide Zungen identisch. Definiert wird der Zungenabstand als das prozentuale Verhältnis der Radii von Zungenspitze r_z und des Rotoreintritts r_{in} .

Aufgrund der doppelflutigen Bauart umfasst das Turbinengehäuse zwei durch den sogenannten Flutenteiler voneinander getrennte Zungenbereiche. Dadurch entsteht die Möglichkeit, die Zungenenden weitestgehend unabhängig voneinander in Umfangsrichtung zu versetzen. Als zweiter Konstruktionsparameter wird deshalb der Einfluss untersucht, welcher sich durch ein definiertes Versetzen der Zungenenden in Umfangsrichtung auf das Schaufel-schwingungsverhalten ergibt. Dieser, im weiteren Verlauf als Zungenversatz (ZV) bezeichnete Parameter, wird beschrieben über den relativen Winkel der Zungenenden, welcher sich in Umfangsrichtung ergibt. Die Angabe bezieht sich auf die Winkeldifferenz, welche sich zwischen dem Winkel der kleineren Flut φ_{kl} und dem Winkel der größeren Flut φ_{gr} ergibt (siehe Abb. 4.5 auf S. 40). Sie ist in Strömungsrichtung als positiv definiert. Die Geometrie des Turbinenrades bleibt weiterhin unverändert. Die beiden zentralen Untersuchungsparameter wurden wie folgt definiert:

$$ZA = \frac{r_z}{r_{in}} \cdot 100 [\%] \quad ZV = \varphi_{kl} - \varphi_{gr} [^\circ] \quad (5.1)$$

Für ein besseres Verständnis sind in Abb. 5.1 exemplarische Turbinengehäuse mit den beiden variierten Konstruktionsparametern dargestellt.

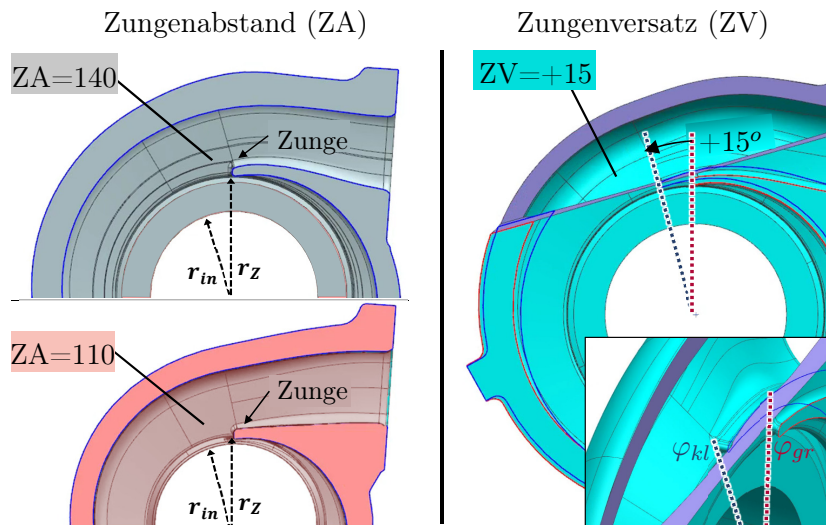


Abb. 5.1. Schnittansicht von Gehäusevarianten mit unterschiedlichem Zungendesign

5.2 Auslegung und Konstruktion der Turbinengehäusevarianten

Für den Erfolg einer Parametereinflussanalyse ist es entscheidend, dass nur die betrachteten Parameter variiert werden, um eine Fehlinterpretation aufgrund sekundärer Einflüsse zu vermeiden. Bei einem Turbinengehäuse ist dies nicht bis ins letzte Detail umsetzbar, da die Veränderung eines einzelnen Parameters in der Regel dazu führt, dass zusätzliche Parameter angepasst werden müssen. Im Falle des Zungenabstandes muss bei dessen Variation beispielsweise ebenfalls die Halsquerschnittsfläche angepasst werden, wenn das A/R -Verhältnis

konstant gehalten werden soll. Um die Turbinengehäuse vergleichbar auszulegen ist es essentiell, dass die Betriebscharakteristik der Turbinenstufe vergleichbar bleibt. Dies setzt eine Auslegungsmethodik voraus, bei der das Durchsatzverhalten konstant gehalten und der Strömungswinkel im Rotoreintrittsbereich nicht verändert wird.

Um dies zu gewährleisten wurde die im Folgenden beschriebene Methodik verwendet, um insgesamt acht zusätzliche Turbinengehäusevarianten zu konstruieren. In Abb. 5.2 sind zwei Schnittbilder des Turbinengehäuses skizziert, welche zum Verständnis der Methodik beitragen. Die verwendete Methodik legt die vereinfachenden Annahmen einer adiabaten, inkompressiblen und verlustfreien Fluidströmung zugrunde.

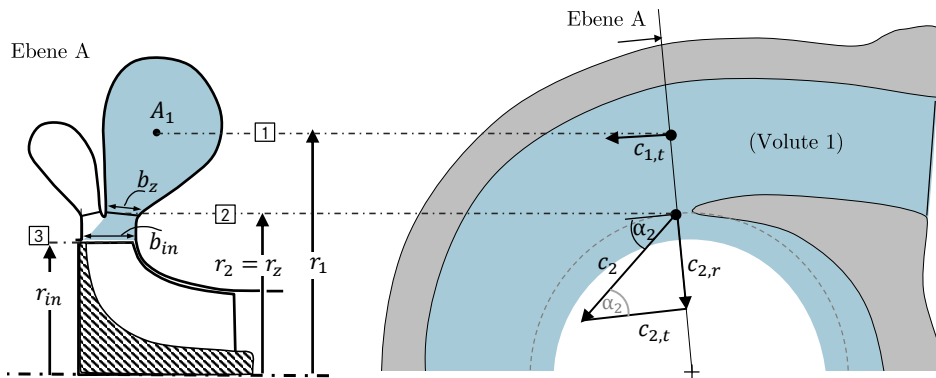


Abb. 5.2. Skizzierung relevanter Auslegungsparameter und der Geschwindigkeitsverhältnisse in einem doppelflutigen Spiralgehäuse

Um den Eintrittswinkel der Rotoreintrittsströmung α_2 für alle Gehäusevarianten beizubehalten, muss das Verhältnis der radialen Geschwindigkeitskomponente $c_{2,r}$ zu der tangentialen Komponente $c_{2,t}$ auf Höhe der Einzeldüsen konstant gehalten werden. Angewendet auf die hervorgehobene Volute mit dem Index 1 entsteht daher die Forderung:

$$\tan(\alpha_2) = \frac{c_{2,r}}{c_{2,t}} = \text{konst.} \quad (5.2)$$

Unter der vereinfachten Annahme einer konstanten Dichte sowie reibungsfreier Strömung kann die radiale Geschwindigkeit $c_{2,r}$ über die Kontinuitätsgleichung beschrieben werden. Folglich verhält sich diese umgekehrt proportional zur Ringdüsenfläche mit der Breite b_z .

$$c_{2,r} \sim \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_z} \quad (5.3)$$

Die tangentiale Geschwindigkeitskomponente $c_{2,t}$ lässt sich über den Drallsatz beschreiben, welcher sich in Bezug auf die Geschwindigkeit im Schwerpunkt der Halsquerschnittsfläche $c_{1,t}$ ergibt gemäß:

$$c_{2,t} = \frac{r_1}{r_2} \cdot c_{1,t} \quad (5.4)$$

Die Geschwindigkeit $c_{1,t}$ verhält sich umgekehrt proportional zur Fläche A_1 .

$$c_{1,t} \sim \frac{1}{A_1} \quad (5.5)$$

Werden die Terme für $c_{2,r}$ und $c_{2,t}$ in Gleichung 5.2 eingesetzt, erweist sich der Eintrittswinkel α_2 als proportional zu:

$$\tan(\alpha_2) \sim \frac{1}{b_z \cdot r_1 \cdot c_{1,t}} \sim \frac{A_1}{r_1} \cdot \frac{1}{b_z} \quad (5.6)$$

Der Strömungswinkel α kann in den Einzeldüsen somit konstant gehalten werden, wenn sowohl das A/R -Verhältnis als auch die Düsenbreite b_z unverändert bleiben. Bei einer Reduktion des Zungenabstands muss folglich aufgrund des niedrigeren Flächenschwerpunktradius r_1 die Halsquerschnittsfläche ebenfalls angepasst werden. Nach dem gleichen Zusammenhang müssen sowohl die Breite der Gesamtdüse b_3 als auch die Einzeldüse der Volute 2 ebenfalls beibehalten werden, um den Eintrittswinkel in den Rotor nicht zu verändern. Zusammengefasst bedeutet dies, dass bei allen acht erzeugten Turbinengehäusevarianten das A/R -Verhältnis sowie die Düsenbreiten konstant gehalten wurden.

Um die Gehäuse eindeutig identifizieren zu können, wird eine Namensgebung der Form „ZA/ZV“ verwendet. Im Falle des Basisgehäuses steht die Bezeichnung 140/05 somit für einen Zungenabstand ZA von 140% und einem Zungenversatz ZV von $+5^\circ$. In Tab. 5.1 sind nach dieser Nomenklatur alle untersuchten Turbinengehäusedesigns zusammengetragen.

Tab. 5.1. Übersicht über die untersuchten Turbinengehäusevarianten

Basis	Designvariationen		
	ZA	ZV	ZA & ZV
140/05	130/05	140/15	120/30
	120/05	140/30	120/-30
	110/05	140/-30	

5.3 Strömungsfeldsimulation der Gehäusevarianten

Für alle Turbinengehäusevarianten wurde das instationäre Strömungsfeld analog dem Basisgehäuse im Vorgängerkapitel berechnet. Die Anforderungen hinsichtlich der Strömungsgitter oder der Konvergenz blieben für alle instationären Berechnungen unverändert. Der Hauptfokus der Berechnungen wurde auf die Quantifizierung der Schwingungsanregung gelegt, nicht hingegen auf die thermodynamische Analyse der Wirkungsgrade.

In Abb. 5.3 ist das berechnete Durchsatzverhalten der verschiedenen Turbinengehäusedesigns dargestellt und den Prüfstandsergebnissen gegenübergestellt.

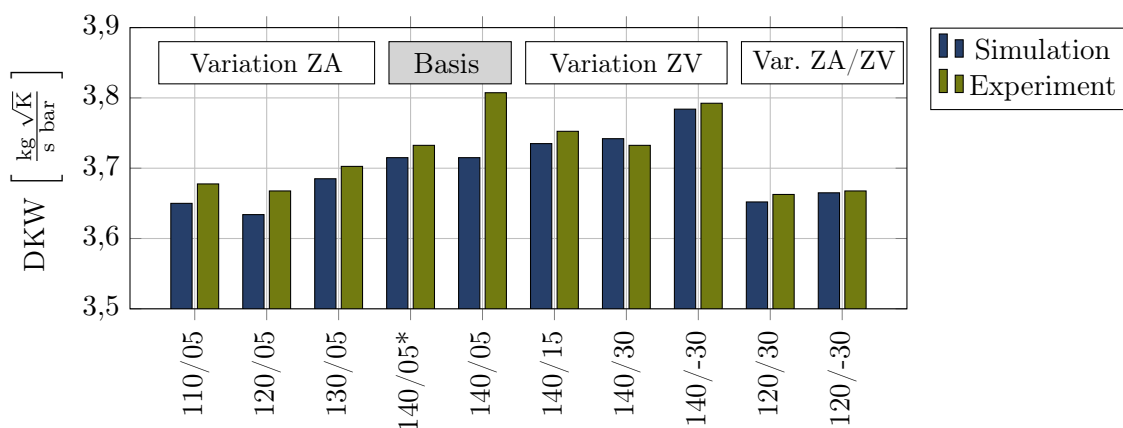


Abb. 5.3. Durchsatzparameter der Turbinengehäusevarianten des untersuchten Betriebspunktes bei EO6

Als Basis der Simulationen dienten dabei die über mehrere Berechnungen gemittelten instationären Berechnungsergebnisse. Alle Durchsatzkennwerte liegen in einem Streubereich von $\pm 2\%$, was ein Maß für die erzielbare Genauigkeit der verwendeten Auslegungsmethodik inklusive ihrer Vereinfachungen darstellt. Die Turbinengehäusevarianten wurden als Gussmodell hergestellt, wodurch zusätzliche Geometrieunterschiede resultieren, welche in die resultierenden Abweichungen miteinfließen. Im Falle des Basisgehäuses 140/05 ist eine überdurchschnittliche Abweichung zwischen dem berechneten und simulierten Durchsatzkennwert festzustellen. Dies konnte auf kleine Unterschiede des Parametermodells zurückgeführt werden, welche für die Vereinfachung der Basisgeometrie und zur Erzeugung der Gehäusevarianten notwendig war. Aus diesem Grund wurde ein zweites Basisgehäuse aus dem vereinfachten Parametermodell 140/05* erzeugt, welches das berechnete Basismodell abbildet. Die in diesem Fall reduzierte Abweichung beweist, dass die Unterschiede zu einem großen Teil dem verwendeten Parametermodell geschuldet sind. Aber auch Abweichungen aufgrund der separaten Gussherstellung können nicht ausgeschlossen werden.

5.3.1 Betrachtung der harmonischen Druckbelastung

Für die Bestimmung der Anregung ist die Betrachtung der harmonischen Kräfte erforderlich, welche analog zu der vorherigen Untersuchung der Basisgeometrie erfolgt. Aufgrund der großen Variantenanzahl geschieht die folgende detaillierte Betrachtung an vier ausgewählten Varianten. Hierbei handelt es sich neben dem Basisdesign 140/05 um das Design 120/05, welches den spezifischen Einfluss der ZA-Reduzierung abbilden kann. Des Weiteren wird das Design 140/-30 sowie 120/-30 in die Betrachtung miteinbezogen, um einerseits den isolierten Einfluss der ZV-Reduktion als auch den kombinierten Einfluss beider Parameteränderungen zu erfassen.

In Abb. 5.4 ist für vier ausgewählte Gehäusevarianten der instationäre Druckverlauf sowie dessen harmonische Bestandteile dargestellt.

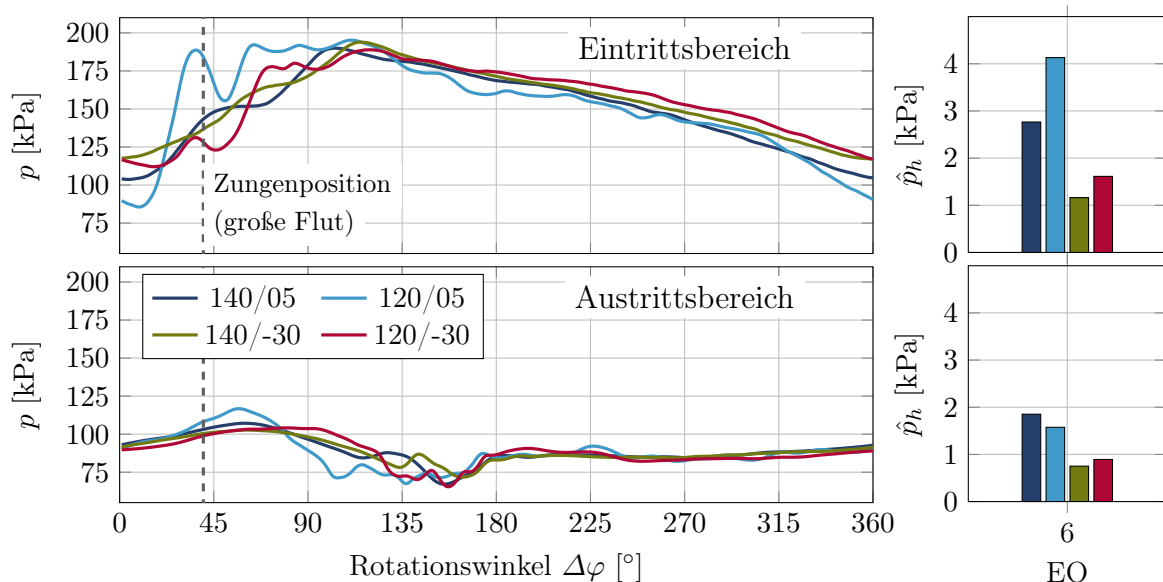


Abb. 5.4. *Instationäres Drucksignal und deren harmonischer Bestandteil am saugseitigen Schaufeleintrittsbereich (oben) und Schaufelaustrittsbereich (unten) für verschiedene Turbinengehäusevarianten*

Das Drucksignal bezieht sich dabei auf einen Monitorpunkt auf halber Höhe der saugseitigen Eintrittskante sowie in der Hauptanregungszone am Schaufelaustritt. Die Umfangsposition der Zunge der großen Flut ist markiert. Der im oberen Graphen dargestellte instationäre Druckverlauf im Eintrittsbereich zeigt deutlich den Einfluss des Zungenbereichs, wobei dieser sich für die Designs mit größerem Zungenversatz als weniger dynamisch erweist. Insbesondere im Falle der Gehäusevarianten mit einem ZA von 120 ist dies ersichtlich. Die höhere Ungleichförmigkeit der Rotoreintrittsströmung pflanzt sich bis in den Austrittsbereich der Schaufel fort. Die Druckamplitude des relevanten 6. harmonischen Koeffizienten zeigt sich im Eintrittsbereich wie erwartet höher als im Austrittsbereich. Für die Varianten mit einem ZV von -30° ist eine eindeutige Verringerung der harmonischen Druckamplitude auszumachen, was auf ein reduziertes Schwingungsanregungspotenzial hindeutet. Die Verkleinerung des ZA äußert sich in dieser lokalen Betrachtung nur durch eine erhöhte Druckamplitude im Eintrittsbereich. Bei der gesamtheitlichen Betrachtung der saugseitigen Schaufeloberfläche kann eine Erhöhung der Druckamplitude ebenfalls im Austrittsbereich nachgewiesen werden. In Abb. 5.5 sind für die vier ausgewählten Varianten die harmonischen Druckamplituden für EO6 dargestellt. Hier zeigt sich deutlich, dass sich unabhängig von ZV die Druckamplituden bei einer Reduktion von ZA erhöhen. Bei Betrachtung der Phasenlage am Schaufelaustritt der beiden Varianten mit einem ZV von $+5^\circ$ zeigen sich Übereinstimmungen. Diese sind für die Varianten mit einem ZV von -30 nicht erkennbar.

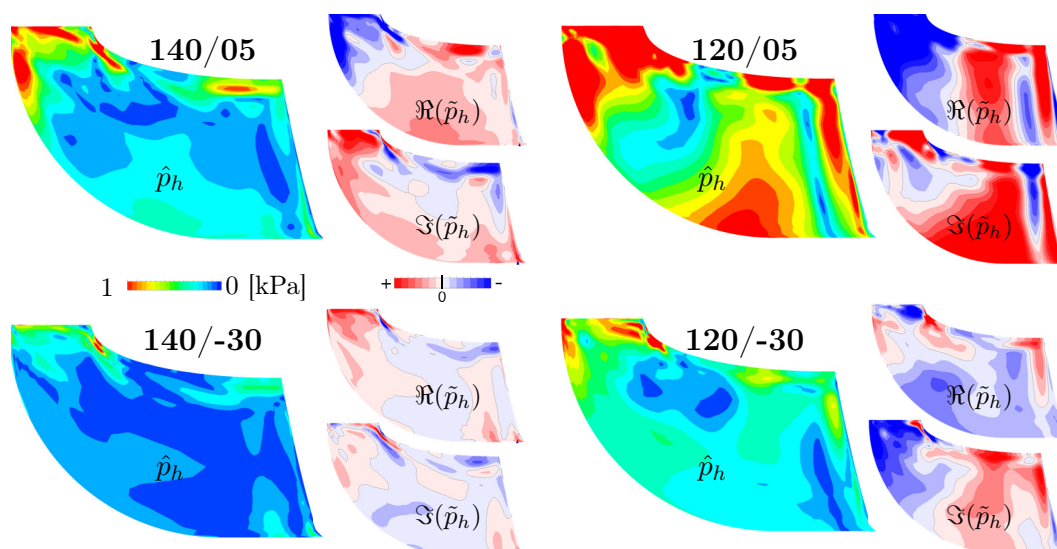


Abb. 5.5. Saugseitige harmonische Druckverteilung verschiedener Gehäusevarianten bei EO6

5.3.2 Betrachtung der generalisierten Druckbelastung

Für eine finale Quantifizierung der Schwingungsanregung wird der generalisierte Druck gemäß dem in Kapitel 4.3.1 beschriebenen Vorgehen berechnet. In Abb. 5.6 ist der Verlauf der generalisierten Druckamplitude für die gesamte Sehnenlänge bei einer Schaufelhöhe von 95 % dargestellt. Trotz der im Eintrittsbereich stark erhöhten harmonischen Druckamplituden findet auch bei der Variante mit ZA von 120 die Hauptanregung fast ausschließlich im Austrittsbereich der Schaufel statt. Ebenfalls zeigt sich das erhöhte Anregungspotenzial auf der Saugseite der Schaufel. Der ähnliche Kurvenverlauf auf unterschiedlichem Niveau der

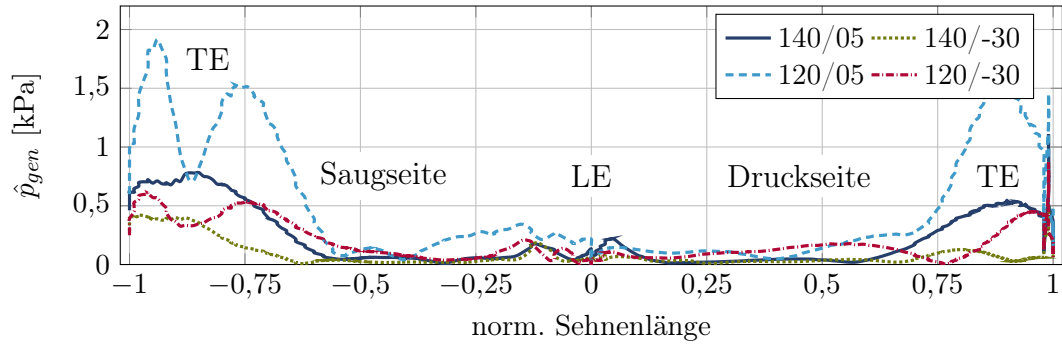


Abb. 5.6. Generalisierte Druckverteilung bei 95% Schaufelhöhe für verschiedene Turbinengehäusedesigns bei EO6

Variantenpaare mit identischem ZV macht deutlich, wie stark die Anregung unmittelbar durch ZA beeinflusst wird.

In Abb. 5.7 ist der saugseitig resultierende generalisierte Druck für die ausgewählten Varianten dargestellt. Die komplexen Bestandteile zeigen sich in ihrer Farbgebung als negiert gegenüber dem harmonischen Druck. Dies ist in der Wirkrichtung des Verschiebungsfeldes begründet, welche für die Berechnung der generalisierten Kraft berücksichtigt ist. Im betrachteten Fall zeigen die Verschiebungskomponenten in die entgegengesetzte Richtung der Flächennormale, mit welcher der harmonische Druck seine Wirkrichtung erhält.

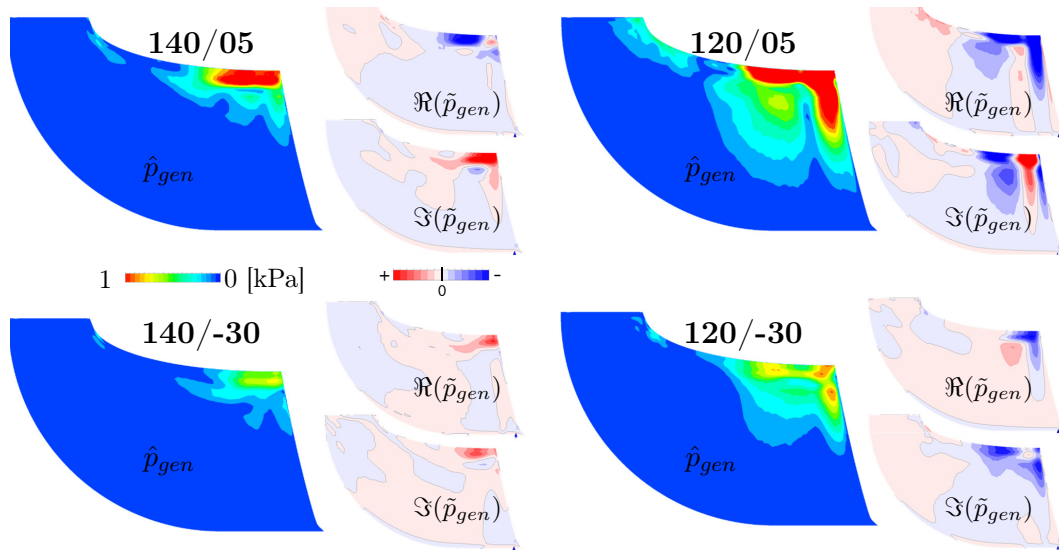


Abb. 5.7. Saugseitige generalisierte Druckamplitude der Turbinenvarianten bei EO6

5.4 Validierung mittels Experiment

Für die experimentelle Untersuchung wurden sowohl Kennfeld- als auch Schwingungsmessungen unabhängig voneinander am Heißgasprüfstand durchgeführt. Die Kennfeldmessungen fanden vor den Schwingungsmessungen statt. Die Schwingungsmessungen wurden im Nachgang verwendet, um die Berechnungsergebnisse zu validieren.

5.4.1 Kennfeldbetrachtung

Für alle Turbinengehäusevarianten wurden Kennfeldmessungen durchgeführt. Auf eine Drehzahlkennlinie der Resonanzstellen EO5 und EO6 wurde bewusst verzichtet, um potenzielle Schäden aufgrund einer zu hohen Schaufelschwingungsbelastung zu vermeiden, insbesondere bei den Varianten mit reduziertem ZA. In Abb. 5.8 sind die Turbinenkennfelder aller Varianten dargestellt, welche einen zum Basisdesign 140/05 geänderten Zungenabstand besitzen.

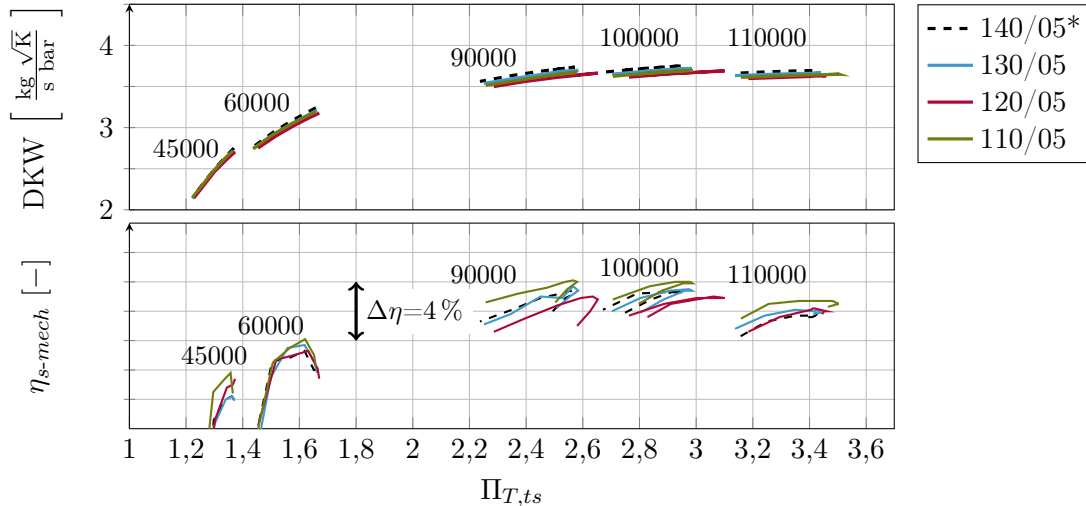


Abb. 5.8. Turbinenkennfeld der Varianten mit unterschiedlichem Zungenabstand ZA

Als Basisdesign ist das Turbinengehäuse 140/05* dargestellt, welches aus dem Parametermodell des Auslegungsprozesses entstanden ist und dem Strömungsmodell der berechneten Basisturbine entspricht. Die gute Übereinstimmung des Durchsatzverhaltens ermöglicht eine solide Gegenüberstellung der einzelnen Wirkungsgradniveaus. Die Variante 110/05 mit dem geringsten ZA zeigt sich mit einem leichten Wirkungsgradvorteil von ca. 1 % gegenüber der Basisvariante. Dies deckt sich mit den Ergebnissen von Suhrmann et al. [128] welche ebenfalls thermodynamische Vorteile bei einer Reduzierung des Zungenabstandes beobachteten. Es ist davon auszugehen, dass sich ein zusätzlicher Wirkungsgradvorteil in Verbindung mit einer Verbrennungskraftmaschine zeigen kann. Mit Heranführen der Zungen an den Rotoreintritt entsteht eine bessere Flutentrennwirkung der einzelnen Spiralkanäle. Dies ist darin begründet, dass sich verlustbehaftete Überspülungseffekte zwischen den gegenphasig beaufschlagten Fluten verringern lassen. Zusätzlich kann die in den Abgasstößen enthaltene Energie durch einen reduzierten Zungenabstand direkter auf das Rad geführt werden. Beide beschriebenen Phänomene können in Verbindung mit einem pulsierenden Abgasstrom einen höheren Turbinenwirkungsgrad zur Folge haben. Das Turbinengehäuse 120/05 liegt trotz des geringeren Zungenabstandes im Wirkungsgrad leicht unterhalb des Basisniveaus. Die unter anderem von Suhrmann et al. [128] aufgestellte Vermutung, dass sich bei einer Reduzierung des Zungenabstandes ein höherer Wirkungsgrad erzielen lässt, bestätigt sich im Fall der hier untersuchten asymmetrischen Zwillingsstromturbine nur zum Teil.

In Abb. 5.9 ist das Turbinenkennfeld der Varianten mit variiertem ZV dargestellt, wobei die Durchsatzkennwerte bei den Varianten mit einem ZA von 140 ebenfalls nur sehr gering voneinander abweichen. Die Turbinengehäusevariante 140/-30 und 140/30 zeigen sich gegenüber dem Basisdesign mit einem Wirkungsgradvorteil von ca. 1 %, wobei laut Berechnung die Variante 140/-30 die geringste Schaufelschwingungsanregung besitzt und damit eine

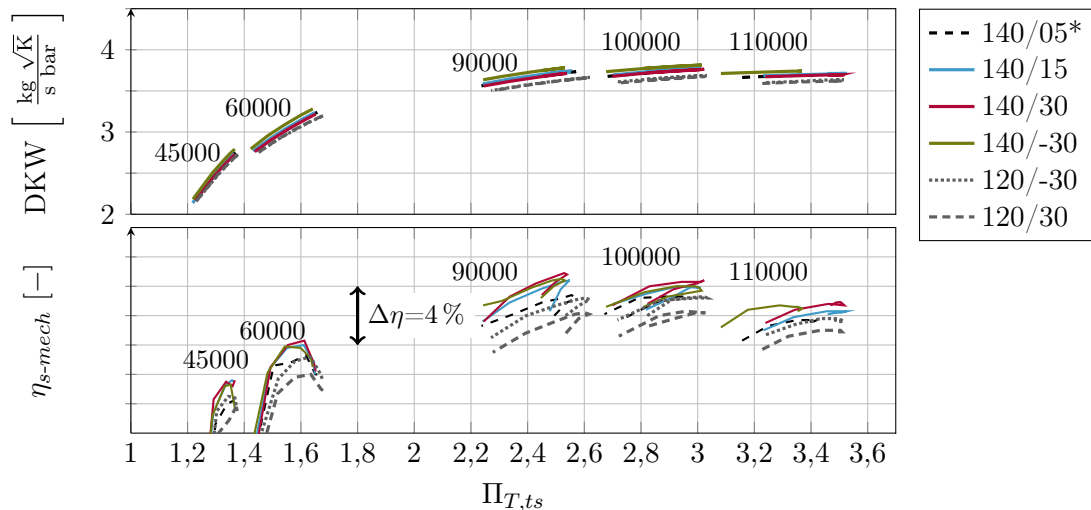


Abb. 5.9. Turbinenkennfeld der Varianten mit unterschiedlichem Zungenversatz ZV

sehr interessante Konstruktionsvariante darstellt. Die Turbinengehäusevarianten mit einem ZA von 120 besitzen im Vergleich zu den restlichen Varianten einen leicht niedrigeren Durchsatzkennwert, was die direkte Gegenüberstellung der Wirkungsgradniveaus erschwert.

5.4.2 Messung der Schaufelschwingungsamplituden

Alle Schwingungsmessungen, mit Ausnahme zweier Varianten, wurden an einem unternehmensinternen Heißgasprüfstand mit dem im Grundlagenkapitel beschriebenen Tip-Timing-Messverfahren durchgeführt. Die Turbinengehäusevarianten 120/30 und 120/-30 wurden erst im späteren Verlauf der Arbeit aufgrund vielversprechender Zwischenergebnisse in die Betrachtung miteinbezogen. Diese beiden Varianten wurden an einem Heißgasprüfstand an der Universität Stuttgart (ITSM) vermessen. Ein sehr hoher Anspruch wurde auf die Vergleichbarkeit der Messergebnisse gelegt.

In Abb. 5.10 sind die Schwingungsamplituden der einzelnen Rotorschaukeln für mehrere

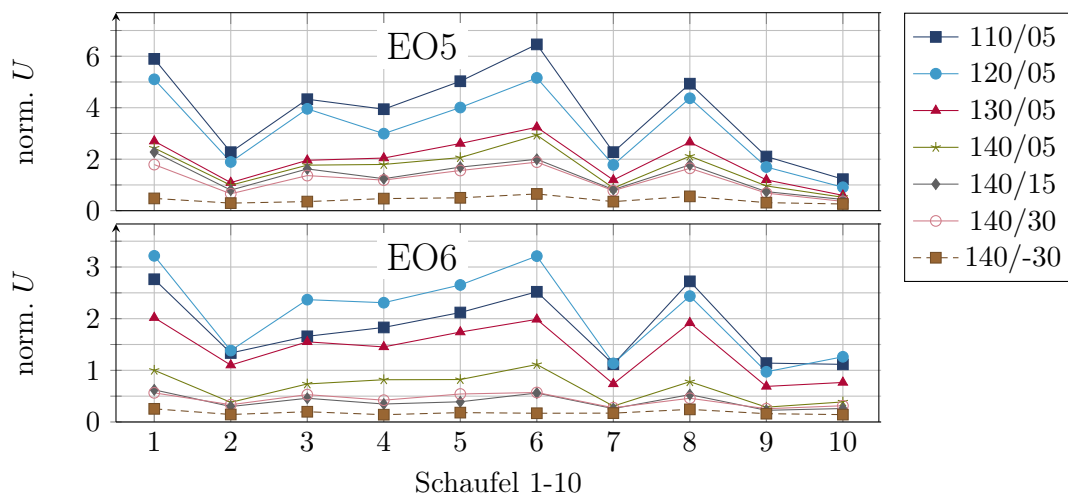


Abb. 5.10. Schaufelschwingungsamplituden unterschiedlicher Turbinengehäusedesigns

Turbinengehäusevarianten dargestellt, um den Einfluss auf das Schaufelschwingverhalten aufzuzeigen. Für jede Variante wurde die Schwingungsamplitude basierend auf zehn durchgeführten Messungen gemittelt. Die Steigung der Drehzahlrampe wurde nach den Kriterien von Hackenberg et al. [47] ausgewählt, um sicherzustellen, dass sich die ausgeprägte transiente Resonanzamplitude nicht messbar von der stationären Resonanzantwort unterscheidet. Die Verdichterleistung wurde durch eine konstante Verdichteraustrittsventilstellung für alle Messungen gleich gehalten, um die Vergleichbarkeit der Messungen zu gewährleisten.

Da der identische Rotor bei allen Messungen verwendet wurde bleibt die Amplitudenüberhöhung der einzelnen Schaufeln vergleichbar. Über alle Designs hinweg bleibt der Unterschied der Resonanzamplituden am Untersuchungsrotor mit einer Verstimmung von $\pm 1,5\%$ (siehe Kapitel 3.4) mit ca. 300 % beinahe identisch. Bezogen auf EO6 konnte das Schwingungsniveau um bis zu 330 % erhöht werden, bei EO5 um bis zu 230 %.

In Abb. 5.11 sind die gemessenen Schaufelschwingungsamplituden aller Designs für EO5 und EO6 zusammengefasst. Erneut wurden insgesamt jeweils zehn Messungen hintereinander durchgeführt. Dargestellt ist die maximale Schwingungsamplitude, welche auf das Basisdesign bei EO6 normiert ist.

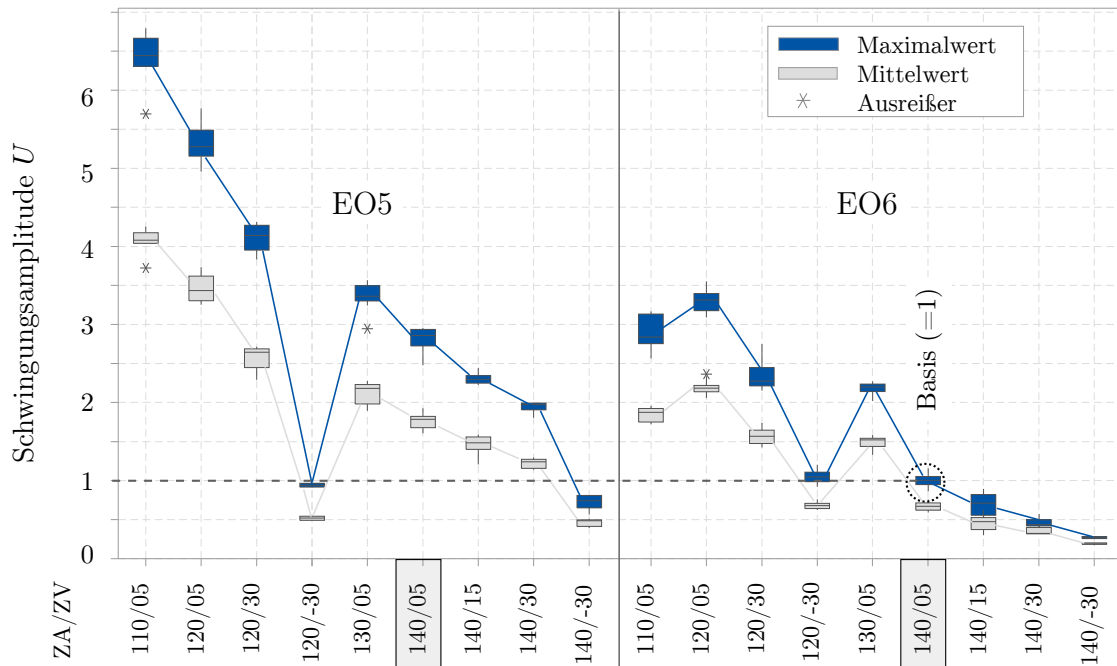


Abb. 5.11. Schaufelschwingungsamplitude für unterschiedliche Gehäusevarianten

Bei einer Reduzierung des ZA von 140 auf 120 bei einem ZV von $+5^\circ$ erhöht sich die Schaufelschwingungsbelastung bei beiden betrachteten Resonanzstellen um 220 % (EO6) bzw. um 90 % (EO5) deutlich. Ein hiervon unterscheidbares Verhalten kann für die Variante 110/05 festgestellt werden, welche bei EO6 ein verringertes Schwingungsverhalten aufweist als die Variante 120/05. Ein klar positiver Einfluss kann hingegen bei einer Erhöhung von ZV für beide Erregerordnung festgehalten werden. Insbesondere führt ein ZV von -30° zu einer signifikanten Reduzierung der Schwingungsamplitude des Basisdesigns für EO5 und EO6 um -75 %. Ein vergleichbar signifikantes Reduktionspotenzial zeigt sich ebenfalls beim Vergleich der Varianten 120/05 und 120/-30. Beide beobachteten Zusammenhänge decken sich mit den Aussagen der Berechnung, welche im Folgekapitel detaillierter beschrieben wird.

5.4.3 Validierung der Berechnungsergebnisse

Um die Gültigkeit des Berechnungsansatzes zu validieren, werden im letzten Schritt die Berechnungsergebnisse und die gemessenen Schwingungsamplituden gegenübergestellt. Die gemäß Gleichung 4.8 auf S. 54 berechnete generalisierte Kraft \hat{F}_{gen} wurde für den Vergleich ebenfalls auf den Wert des Basisdesigns 140/05 bei EO6 normiert. Für schwachgedämpfte Systeme, wie es hier der Fall ist, verhält sich diese Kraft proportional zur resultierenden Schwingungsamplitude, was einen direkten Vergleich mit den normalisierten Schwingungsamplituden erlaubt.

In Abb. 5.12 ist dieser Vergleich für EO5 und EO6 dargestellt. Bei EO6 zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung zwischen der vorhergesagten generalisierten Kraft und der gemessenen Schwingungsamplitude. Sowohl das spezifische Verhalten der Variante 110/05 als auch das beschriebene schwingungsreduzierende Verhalten des Zungenversatzes kann vorhergesagt werden.

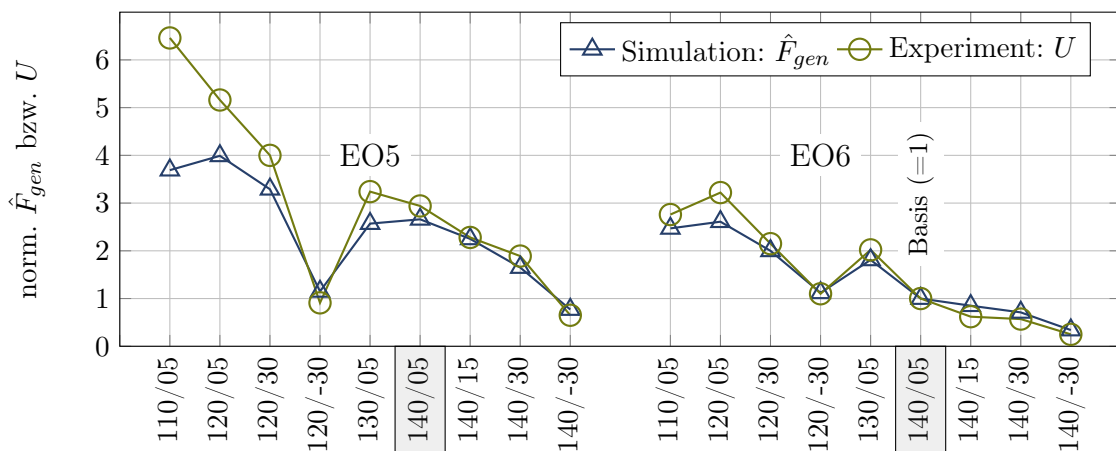


Abb. 5.12. Gegenüberstellung der generalisierten Kraft und der Schwingungsamplitude der untersuchten Gehäusevarianten

Für EO5 kann der Einfluss der meisten Gehäusevarianten ebenfalls mit zufriedenstellender Genauigkeit berechnet werden, obgleich die Vorhersage der besonders extremen Varianten einer höheren Ungenauigkeit unterliegt. Bei dieser Resonanzstelle, welche außerhalb des Betriebsbereichs liegt, entstehen lokal am Turbinenausstritt transsonische Effekte, wie von Chebli et al. [24] genauer beschrieben. Das Konvergenzverhalten der Residuen des Strömungslösers werden dadurch negativ beeinflusst. Die Tatsache, dass sowohl die Strömung als auch die Schaufelschwingung speziell in diesem Bereich der höchsten Sensitivität unterliegen, erschwert die Simulation zusätzlich. Weitere Abweichungen entstehen bei EO5 aufgrund der gewählten Darstellungsform, da auf den Basiswert bei EO6 normiert wird und Änderungen der Dämpfung zwischen EO5 und EO6 nicht berücksichtigt werden.

Es ist zu erwähnen, dass sich die Abbildung gegenüber des 2017 veröffentlichten Papers [108] aufgrund einer leichten Korrektur der Berechnungsmethodik unterscheidet. Jegliche gemachten Aussagen bleiben von diesen minimalen Änderungen unberührt.

Tab. 5.2 beinhaltet die prozentuale Abweichung der gemessenen und berechneten Werte, welche aus der vorherigen Gegenüberstellung hervorgehen. Der hohe Fehler bei den Varianten mit vergrößertem ZV resultiert aus den vergleichsweise niedrigen absoluten Messwerten. Selbst bei kleinen Abweichungen, beispielsweise aufgrund von Messungenauigkeiten, resultiert hier ein

Tab. 5.2. *Prozentualer Fehler der berechneten und tatsächlichen Schwingungsamplitude*

Gehäuse	EO6 Error [%]	EO5 Error [%]
110/05	12	75
120/05	23	29
120/30	8	21
120/-30	-2	(-21)
130/05	12	26
140/05	Basis	10
140/15	(-26)	1
140/30	(-20)	14
140/-30	(-25)	(-15)

verhältnismäßig hoher prozentualer Fehler, wodurch die betreffenden Werte mit einer Klammer versehen werden.

Aufgrund der am Ende der Arbeit vorliegenden breiteren Messstatistik wurde der gemessene Basiswert EO6 um 11% nach oben angepasst, was die Genauigkeit der Vorhersagewerte zusätzlich verbesserte. Die resultierende Gegenüberstellung ist im Anhang in Abb. 7.1 auf S. 117 zu finden.

5.5 Diskussion

Es wurde ein Berechnungsansatz angewendet, mit welchem die Anregung von Schaufel-schwingungen für unterschiedliche Gehäusevarianten bewertet werden konnte. Die Bewertung erfolgte dabei über einen Relativvergleich der berechneten generalisierten Kräfte. Der Einfluss von geometrischen Maßnahmen im Zungenbereich des spiralförmigen Turbinengehäuses konnte dadurch in Form einer Relativangabe gegenüber einer Basisgeometrie zuverlässig vorhergesagt werden. Durch das Hinzuziehen von wenigen Messdaten einer als Basis definierten Gehäusevariante konnte eine Aussage über die absoluten Schwingungsamplituden erfolgen. Dies gelang für eine große Anzahl von Turbinendesigns mittels einer einfachen Skalierung. Die Validität des gewählten Ansatzes wird dadurch bekräftigt, dass die proportionale Skalierung der generalisierten Kraft in eine reale Schwingungsamplitude in der aufgezeigten guten Näherung gelingt. Als sehr zweckmäßig stellte sich die vereinfachte Annahme heraus, dass das Dämpfungsverhalten für die betrachteten Resonanzstellen als konstant angenommen werden kann.

Folglich ist der Ansatz der generalisierten Kraft ein vergleichsweise anwendungsfreundlicher Berechnungsansatz. Besonders im Rahmen der unternehmensinternen Verwendung entsteht dadurch ein attraktives Werkzeug. Eine Berechnung bzw. Abschätzung von Schwingungsamplituden ist ohne die Korrelation mit Messdaten über diesen Ansatz nicht möglich, weshalb sich dieser für einige Anwendungsgebiete nicht eignet.

6 Maßnahmen am Turbinenströmungsfeld

Im vorangegangenen Teil der Arbeit konnte gezeigt werden, dass sich die Schaufelschwingungen, welche durch die unvermeidbare Ungleichförmigkeit des leitgitterlosen Turbinengehäuses hervorgerufen werden, durch gezielte Anpassungen der Zungengeometrie in hohem Maße reduzieren lassen. Des Weiteren wurde festgestellt, dass die Schwingungen der betrachteten ersten Schaufelbiegemode hauptsächlich von Druckfluktuationen verursacht werden, welche im Bereich der austrittsseitigen Schaufelspitze wirken. Im untersuchten Basisdesign liegen die resultierenden harmonischen Druckamplituden mit 1-2 kPa auf einem sehr niedrigen Niveau. Dies legt die Idee nahe, den harmonischen Druck mittels Zusatzmaßnahmen gezielt in diesem Bereich zu beeinflussen, um Schaufelschwingungen zu reduzieren. Da eine vom Zungenbereich resultierende primäre Anregung nicht nur reduziert, sondern im Idealfall auch vollständig kompensiert werden kann, ist diese Methode der Schwingungsbeeinflussung besonders interessant.

Der Untersuchungsfokus dieser Arbeit wurde auf Maßnahmen gelegt, welche Druckluft in den Laufschaufelbereich injizieren. Dies wurde in Form von einer oder mehrerer kleiner Einblasdüsen realisiert. Ein sehr geringer sekundärer Gasstrom konnte durch die im Turbinengehäuse implementierten Düsen dem Hauptpassagenstrom auf Höhe der identifizierten sensitiven Schaufelzone zugeführt werden. Für die untersuchte erste Schwingungsmode geschieht diese Zuführung an der Stelle mit dem höchsten modalen Verschiebungsanteil auf Höhe der austrittsseitigen Schaufelspitze. Für einen Gesamtüberblick ist in Abb. 6.1 der Aufbau eines Turbinengehäuses anhand eines Strömungsmodells dargestellt, welches über eine Zusatzmaßnahme in Form einer einzelnen Einblasdüse verfügt. In dieser Arbeit wird die Interaktion zwischen der Zusatzmaßnahme und der Schaufelschwingung detailliert untersucht. Die experimentelle Analyse umfasst insbesondere die Positionierung der Düse in Umfangsrichtung sowie den Einfluss des Druckbeaufschlagungsniveaus auf die Schaufelschwingungsamplitude.

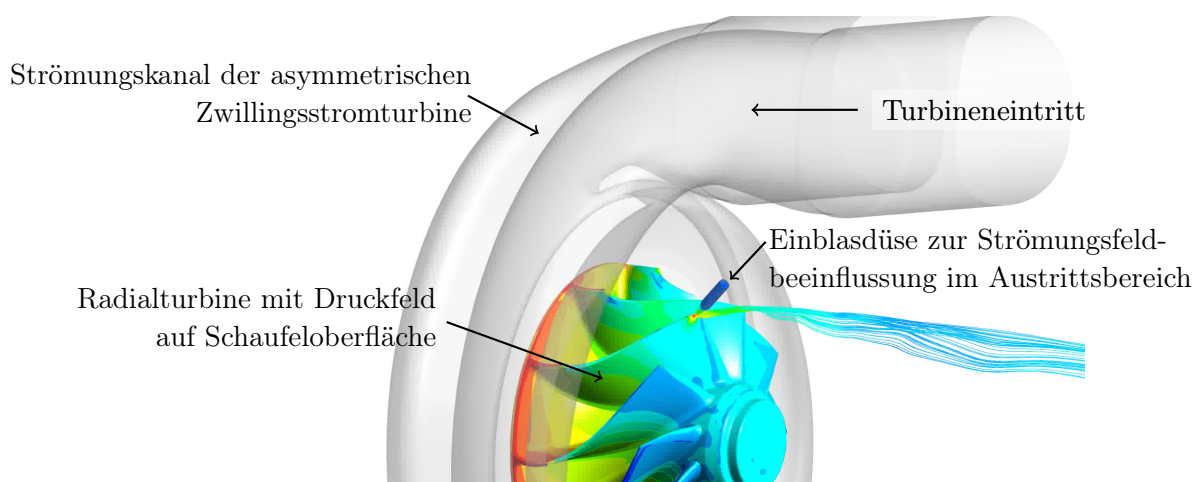


Abb. 6.1. Aufbau des Radialturbinengehäuses mit Zusatzmaßnahme in Form einer Einblasdüse am Turbinenaustritt

Die Untersuchungen werden durch instationäre CFD-Simulationen ergänzt, mit welcher die experimentellen Ergebnisse gestützt werden können. Die berechneten instationären und harmonischen Druckfelder ermöglichen ein tieferes Verständnis des Interaktionsmechanismus. Um die Schwingungsbelastung zu quantifizieren, wird erneut der Ansatz der generalisierten Kraft verwendet, welcher zuvor bereits erfolgreich validiert werden konnte (siehe Netzhammer et al. [108]). Hierbei konnte bestätigt werden, dass sich die berechnete generalisierte Kraft in sehr guter Näherung proportional zur gemessenen Schwingungsamplitude verhält. Somit stellt die Bewertung und anschließende Optimierung der generalisierten Kraft ein geeignetes Vorgehen dar, um die Beeinflussung der Schwingungsanregung durch die Einblasdüsen numerisch zu untersuchen.

Zusätzlich zu den Untersuchungen mit der aktiven Gasinjektion wurden Zusatzmaßnahmen in Form von passiven Kavitäten in der Gehäusewandung untersucht. Die Untersuchung fand im Rahmen dieser Arbeit ausschließlich auf experimenteller Ebene statt und wird in einer Nachfolgearbeit fortgeführt. Die in dieser Arbeit erarbeiteten aktiven und passiven Technologien zur Beeinflussung von Schaufelschwingungen wurden 2016 in einer technischen Veröffentlichung [80] offengelegt.

6.1 Geschichte und Entdeckung

Im Bereich der Turbomaschinen besteht seit jeher das Interesse an Möglichkeiten, Schaufelschwingungen reduzieren zu können. Nach heutigem Stand sind bereits zahlreiche konstruktive Maßnahmen bekannt, welche primär auf der Dissipation von Schwingungsenergie beruhen (vergleiche Panning [110] und Balmer [1]). Häufig sind diese Maßnahmen jedoch nicht kostengünstig und zudem häufig mit einer Reduktion des Wirkungsgrads verbunden.

Die Idee der in dieser Arbeit untersuchten gezielten lokalen Strömungsfeldänderung zur Beeinflussung von Schaufelschwingungen ist kein Novum, sondern wurde erstmals in einer Patentschrift [20, 19] der Firma Asea Brown Boveri (ABB) im Jahre 1992 genannt. Darin wird ein Verfahren beschrieben, welches mittels gezielter Störungen des Schaufelspaltstromes resonante Schwingungen in Turbomaschinen reduzieren kann. Die Störungen werden dabei durch unterschiedliche Kavitäten verursacht, welche in Umfangsrichtung angeordnet sind und zwischen den axial begrenzten Flächen der Ein- und Austrittskante der Schaufel ausgeführt sind. Weiterhin wird die Möglichkeit erwähnt, nach außen hin geöffnete Kavitäten zu nutzen, um ein weiteres Fluidmedium in den Hauptströmungskanal einzublasen. Als Wirkmechanismus dieser Kavitäten wird der sich lokal einstellende Druckausgleich beschrieben, welcher beim Passieren der Schaufel von der Druck- in Richtung Saugseite über den Schaufelspalt stoßartig entsteht. Die resultierende Kraftwirkung kann genutzt werden, um den Schaufelschwingungen entgegenzuwirken, welche aufgrund des ungleichförmigen eintrittsseitigen Strömungsfeldes entstehen. Der Wirkmechanismus von geöffneten beziehungsweise durchströmten Kavitäten wird nicht erwähnt. Die beschriebene Methodik fand laut Kenntnisstand des Autors keine Anwendung in der Serienproduktion, sondern wurde allenfalls für Testzwecke untersucht [111]. Neben der Genannten sind weitere Veröffentlichungen bekannt, bei denen das Strömungsfeld zur Unterdrückung von Strömungsinstabilitäten verändert wurde. Epstein et al. [33] konnte mit Hilfe von stromaufwärts angeordneten instationären Düsen an einem Verdichter das umlaufende Abreißen der Strömung an den Laufschaufeln, dem sogenannten „Rotating Stall“, unterdrücken. Darüber hinaus konnte gezeigt werden, dass die Düsen je nach Phasenlage und Störungsintensität neben der Reduzierung der Strömungsinstabilitäten auch in der Lage waren, diese kontrolliert hervorzurufen.

Detaillierte Untersuchungen wurden von Weigl et al. [139] an einem Verdichter mit 12 stromaufwärts positionierten Einblasdüsen durchgeführt. Hierbei konnte gezeigt werden, dass die Düsen zum Stabilisieren von Rotating Stall und zum Verbessern der Pumpcharakteristik eingesetzt werden konnten. In mehreren Arbeiten von Lawless et al. [87, 86] konnte mit Hilfe von 12 Einblasdüsen, welche über ein Kontroll-System gesteuert wurden, ebenfalls ein großes Potenzial aufgezeigt werden, um Rotating Stall an einem Radialverdichter zu unterdrücken. Eine Patentschrift der Firma MTU Aero Engines [58] verdeutlicht ebenfalls das Potenzial, dass mit Hilfe mehrerer Injektionsdüsen die Grenzschicht der Spaltströmung beeinflusst werden kann, um die Pumpcharakteristik eines Axialverdichters zu verbessern.

Spakovszky et al. [124] verwendeten in ihrem Ansatz Magnetlager, welche eine aktive Variation des Schaufelspalt an einem Radialverdichter ermöglichten. Hierdurch gelang es die Spaltströmung instationär so zu beeinflussen, dass Rotating Stall und das Einsetzen des Verdichterpumpens herausgezögert werden konnten. Sanadgol [116] konnte durch seine späteren Untersuchungen diese Ergebnisse in seiner Arbeit mit Magnetlagern weiter vorantreiben. Mit Hilfe einer entwickelten Kontrolleinheit konnte auf das Magnetlager, respektive den Schaufelspalt, ein Regelungssignal moduliert werden, welches auf einer parallelen Massenstrommessung beruhte. Mit diesem Ansatz gelang es den stabilen Betriebsbereich des Radialverdichters deutlich zu vergrößern.

Die Untersuchungen verdeutlichen, dass durch eine lokale Strömungsfeldanpassung eine Effizienzsteigerung von Turbinen und Verdichtern ermöglicht werden kann.

6.2 Wirkprinzip

Die Identifikation und gesamtheitliche detaillierte Beschreibung des Wirkmechanismus auf strömungsmechanischer und struktureller Ebene ist ausgesprochen schwierig. Grund dafür ist die komplexe Wechselwirkung, zum einen zwischen mehreren überlagerten Strömungsfeldern (Hauptströmung, Schaufelspaltströmung und Strömung durch Düsen einblasung) und der ebenfalls komplexen Strukturantwort des realen verstimmteten Rotorsystems.

Das Prinzip der beschriebenen Zusatzmaßnahme beruht im Wesentlichen darauf, die harmonischen Komponenten des Schaufeloberflächendruckverlaufs zu verändern, welche für die Schaufelschwingungen verantwortlich sind. Wie in Abb. 6.2 dargestellt, kann eine solche Beeinflussung beispielsweise durch eine aktive Maßnahme in Form einer Einblasdüse realisiert werden, welche im gezeigten Fall hauptsächlich das schaufelaustrittsseitige Strömungsfeld beeinflusst. Die Druckbeaufschlagung geschieht konstant, wodurch die Einblasdüsen einen beinahe konstanten Massenstrom in die Turbinenpassage fördern. Als Folge entsteht beim Rotieren des Turbinenrades aus Sicht der Turbinenradschaufel eine periodische Anregung, synchron zur Rotordrehzahl. Das harmonische Erregerspektrum wird durch die Anzahl sowie die Anordnung der Einblasdüsen entlang des Umfangs bestimmt. Im einfachsten Fall sind diese rotationsperiodisch über den gesamten Umfang verteilt, wobei deren Anzahl der zu beeinflussenden Erregerordnung entspricht.

Die gewünschte Beeinflussung der Schaufelschwingungsamplitude tritt lediglich im Fall der Resonanzdrehzahl auf, bei welcher sich die Schaufelschwingung ebenfalls synchron der Rotordrehzahl ergibt. Dies ist für alle zwangserregten Resonanzzustände der Fall, welche als Beispiel aufgrund von asymmetrischen Strömungsfeldern im Turbinengehäuse entstehen. Im Umkehrschluss können selbsterregte Resonanzschwingungen, welche nicht synchron zur Drehzahl sind, durch das beschriebene Verfahren nicht reduziert werden. Hierfür wäre eine Maßnahme erforderlich, welche entweder ebenfalls rotiert oder deren Wirkung zeitlich gesteuert werden kann.

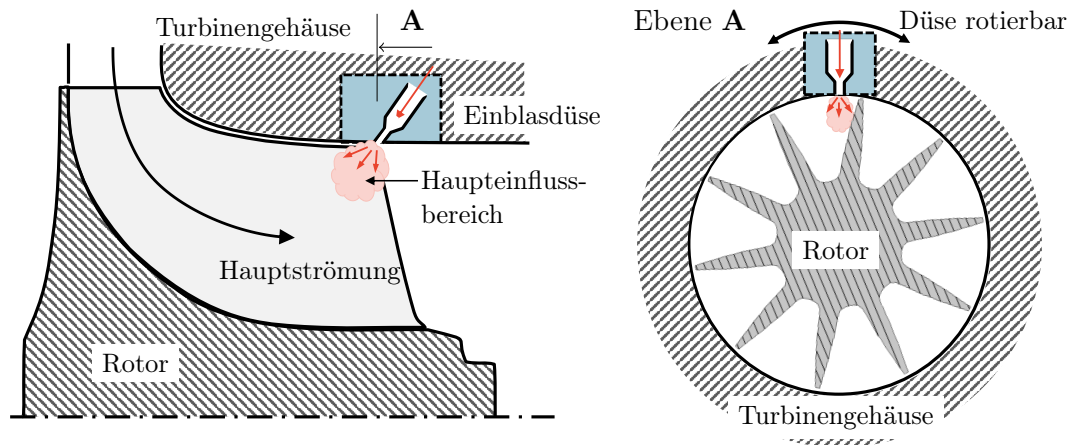


Abb. 6.2. Übersichtszeichnung der gezielten Strömungsfeldbeeinflussung mittels einer oder mehrerer Zusatzmaßnahmen, dargestellt in Form einer Düse am Turbinenaustritt

Abb. 6.3 veranschaulicht die Wirkung einer Maßnahme zu unterschiedlichen Zeitpunkten einer aufwärts verlaufenden Resonanzdurchfahrt am Beispiel der EO5, was fünf Schwingungsperioden pro Rotorumdrehung entspricht. Sowohl vor (links) als auch nach dem Passieren der Resonanzdrehzahl (rechts) ist die Schaufelschwingung nicht synchron der Rotordrehzahl und bewegt sich damit in einer sich permanent verändernden Phasenlage zum stationären Bezugssystem der Gehäusewandung. Über mehrere Oszillationen hinweg betrachtet bleibt die Wirkung der Zusatzmaßnahme ohne Effekt auf die Resonanzamplitude, da die Schaufel beim wiederholenden Passieren der Stelle in vergleichbarem Maße angeregt und gedämpft wird.

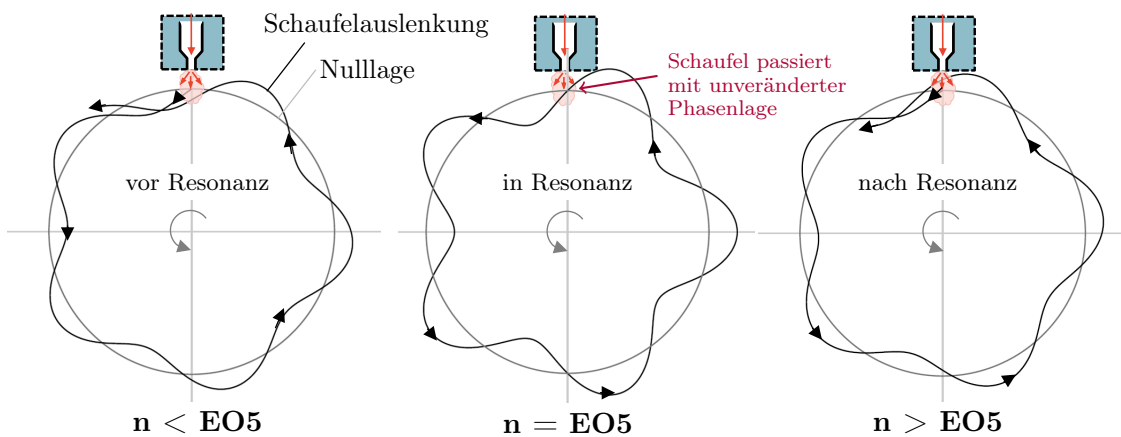


Abb. 6.3. Phasenlage der Schaufelschwingung einer Resonanzdurchfahrt von EO5, dargestellt im stationären Bezugssystem

Lediglich im Resonanzfall ist die Phasenlage der Schaufel beim Passieren der Zusatzmaßnahme bei jeder Umdrehung identisch, womit eine eindeutige Wirkung auf die resultierende Resonanzschwingung entsteht. In anderen Worten entsteht zum Resonanzzeitpunkt eine zur Drehzahl harmonische Anregungskraft, welche sich unweigerlich im harmonischen Druckfeld der Turbinenschaufel abbildet. Eine vereinfachte Übersicht über die Wirkweise verschiedener

Zusatzmaßnahmen auf das harmonische Anregungsspektrum ist in Abb. 6.4 blockweise dargestellt. Auf der linken Seite ist eine Anregung in Form einer einfachen Sinusfunktion dargestellt, welche im vorliegenden Fall durch die Asymmetrie der Turbinengehäuse entsteht. In der mittleren Spalte sind zeilenweise die Wirkungsweisen unterschiedlicher Zusatzmaßnahmen beschrieben. Sowohl die durch Superposition resultierende Anregungsfunktion als auch das harmonische Anregungsspektrum sind auf der rechten Seite gezeigt.

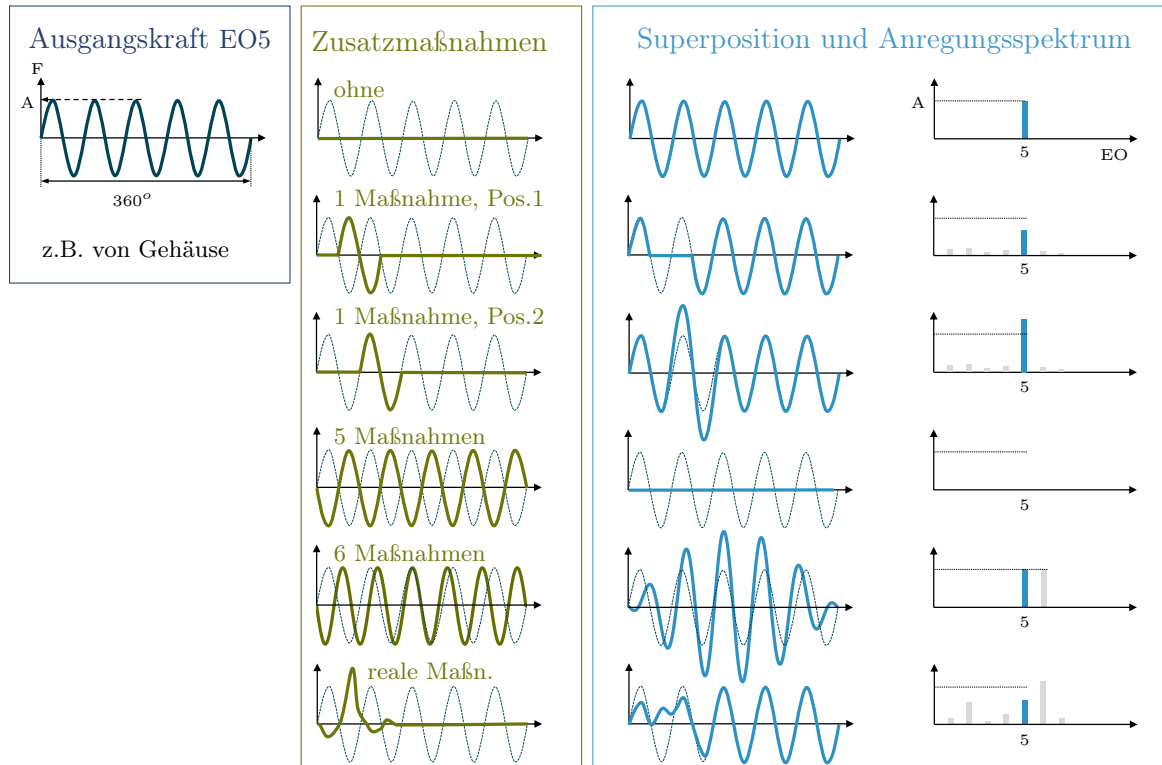


Abb. 6.4. Mögliche Wechselwirkungen zweier Anregungskraftverläufe zur Veranschaulichung des Wirkprinzips

Die jeweilige Veränderung des harmonischen Anregungsspektrums geht durch den Vergleich mit der Basisvariante (oberste Zeile) hervor. Der Abbildung ist zu entnehmen, dass je nach Positionierung der Zusatzmaßnahme die resultierende harmonische Amplitude reduziert als auch erhöht sowie im Idealfall komplett ausgelöscht werden kann. Zusätzlich wird gezeigt, dass die gleichmäßige Anordnung von sechs Düsen für die Amplitude von EO5 ohne Wirkung bleibt. Die in der unteren Zeile vereinfacht dargestellte reale Maßnahme verdeutlicht, dass in der Realität zwangsläufig mehrere Ordnungen beeinflusst werden. Trotzdem kann auch im Fall der realen Maßnahme eine schwingungsreduzierende Wirkung einer oder mehrerer Ordnungen erzielt werden.

In Abb. 6.5 sind exemplarisch die beschriebenen unterschiedlichen Wirkungsweisen der strömungsfeldändernden Maßnahmen für einen Punkt im beeinflussten Schaufelaustrittsbereich gezeigt. Der gezeigte Druckverlauf entspricht hierbei dem Ergebnis der instationären Berechnung des Basisdesigns nahe der austrittsseitigen Schaufelspitze.

Zusammengefasst kann die Schwingungsamplitude je nach relativer Phasenlage zwischen der Turbinengehäuseasymmetrie (aus welcher sich bei Resonanz die Phasenlage der Schaufelschwingung ergibt) und der Zusatzmaßnahme reduziert oder erhöht werden. Weiterhin ist die Interaktionsstärke eine maßgebliche Größe, welche für die Wirkung entscheidend ist. Im

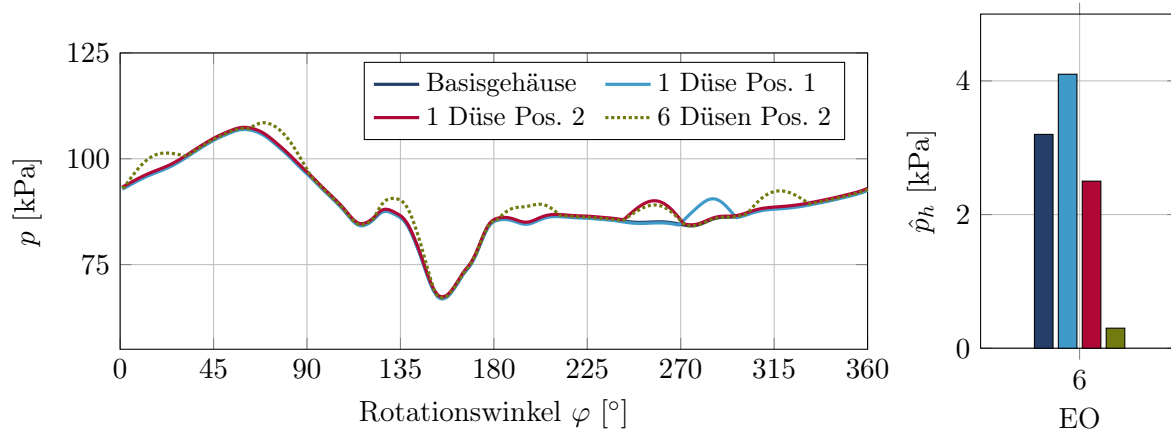


Abb. 6.5. *Instationärer Druckverlauf (links) und resultierende harmonische Druckamplitude (rechts) in der Haupteinflusszone skizzierter Zusatzmaßnahme bei EO6*

Falle der Einblasdüsen lässt sich die Interaktionsstärke über eine Variation der Düsenanzahl und über das beaufschlagte Druckniveau verändern.

6.3 Konzept Aktiver Maßnahmen

Das in dieser Arbeit im Fokus stehende Designkonzept basiert auf der Injektion eines geringen Sekundärmassenstroms mittels einer oder mehrerer Düsen in den turbinenaustrittsseitigen Schaufelkanal.

Abb. 6.2 auf S.72 zeigte bereits eine Prinzipskizze dieses untersuchten Konzepts bei der die Positionierung der implementierten Zusatzmaßnahme im Austrittsbereich der Turbine entnommen werden kann. Die Ausrichtung der Düsenmittelachse zeigt bei diesem Designkonzept entgegen der Hauptströmungsrichtung. Dies ist konstruktionsbedingt, da die Tip-Timing-Sensoren, welche ebenfalls nahe der Schaufelaustrittskante liegen (hier nicht dargestellt), den Bauraum stromaufwärts begrenzen.

6.3.1 Konstruktion und Entwicklung

Als Basisturbinengehäuse wurde das Turbinengehäuse des im Einführungskapitel 3 beschriebenen Turboladers verwendet. Dadurch kann auf den entsprechenden Ergebnissen des Basisdesigns aus den Vorgängerkapiteln aufgebaut werden. Die Konstruktionsarbeit fand in Zusammenarbeit mit einem Konstruktionsdienstleisterunternehmen statt. Für die Entwicklung und die Konstruktion wurden Design- und Funktionsanforderungen gesammelt. Folgende Merkmale charakterisieren das entstandene Design-Konzept:

- **Anregungsmechanismus:**

Für die Beeinflussung von Schaufelschwingungen mittels Zusatzmaßnahmen wird ein Anregungsmechanismus benötigt. Hierfür werden Einblasdüsen als strömungsfeldändernde Maßnahmen verwendet, um eine Anregungskraft durch den lokal veränderten Druckverlauf auf der Schaufeloberfläche zu bewirken. Somit baut das ausgearbeitete Design auf den bereits im Vorfeld gewonnen Erkenntnissen auf.

- **Variabilität der Interaktionsstärke:**

Für die gezielte Auslöschung von Schaufelschwingungen ist eine definierte Interaktionsstärke notwendig, welche im Vorfeld praktisch nicht bestimmt werden kann. Aus diesem Grund bedarf es einer Möglichkeit, die Anregungsstärke möglichst fein zu variieren. Bei dem gewählten Düsendesign geschieht dies über eine Anpassung des Druckniveaus mit welchem die Düsen beaufschlagt werden. Dies ermöglicht eine stufenlose und beinahe beliebig variierbare Anregungsstärke. Diese relativ einfache Umsetzungsmöglichkeit der Anforderung stellt einen maßgeblichen Vorteil des verwendeten Düsenkonzeptes dar.

- **Variabilität der Phasenlage:**

Neben der Interaktionsstärke ist ebenfalls die Phasenlage zwischen der Zusatzmaßnahme und der Schaufelschwingung für die resultierende Wirkung ausschlaggebend. Da die optimale Phasenlage im Vorfeld nicht bestimmt werden kann, muss diese auf experimentellem Wege iterativ bestimmt werden. Dies erfordert einen Mechanismus, der eine Rotation der Einblasposition in Umfangsrichtung ermöglicht. Realisiert wird dies mittels einer rotierbaren Einschubhülse, welche eine 360°-Rotation erlaubt. Unterschiedliche Düsengeometrien können in eine Einschubhülse eingearbeitete werden.

- **Dichtheitsanforderung**

Zur Druckluftversorgung der Einblasdüsen wird ein Hochdruckteil benötigt, wodurch insbesondere in Verbindung mit drehbaren Komponenten ein Potenzial für Leckageströme entsteht. Um eine undefinierte Anregung der Schaufeln durch Leckageströme zu vermeiden und die Messung des von den Düsen benötigten Massenstroms zu vereinfachen, muss eine Leckage minimiert beziehungsweise im Idealfall verhindert werden. Im vorliegenden Fall wurde eine axial verpresste Dichtungsfläche gewählt, welche radial zusätzlich mit einem Kolbenring abgedichtet wurde. Trotz großer konstruktiver Bemühungen kann ein gewisser Leckagestrom nicht ausgeschlossen werden, insbesondere bei einer hohen Düsendruckbeaufschlagung. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit werden Messergebnisse gezeigt, die aufgrund unerwünschter Leckageströme negativ beeinflusst wurden.

- **Adaption der Messsensorik:**

Die Schaufelschwingungen werden mittels Tip-Timing-Messverfahren untersucht, was die Unterbringung von Messsensorik im Turbinengehäuse erforderlich macht. Neben den auf die Schaufelspitze ausgerichteten Einblasdüsen sollte bei der Messung der 1. Biegeschwingung die axiale Sensorebene ebenfalls möglichst am Turbinenradaustritt angebracht werden. Die Mittelachse der Düse ist aus diesem Grund gegenüber der Vertikalen geneigt und verläuft durch die austrittsseitige Schaufelspitze. Die damit verbundene Einblasung entgegen der Turbinenhauptströmungsrichtung hatte für den Verlauf und die Ergebnisse dieser Arbeit keinen nachweislich negativen Einfluss. Jedoch ist es wahrscheinlich, dass sich durch eine Anpassung des Düseneinblaswinkels Optimierungspotenzial aufzeigen lässt.

- **Variation der Maßnahmendesigns:**

Die ideale Ausgestaltung der Zusatzmaßnahme ist im Vorfeld nicht bekannt, weshalb es notwendig ist, unterschiedlich gestaltete Maßnahmen zu erproben. Diese sollen sich hinsichtlich ihres Designs sowie der Anzahl und Aufteilung über den Umfang unterscheiden können. Die axiale Positionierung der Düsenelemente ist durch die Tip-Timing-Sensorebene begrenzt. Durch die Implementierung der Maßnahme in

einer austauschbaren Einschubhülse, ist diese Anforderung vergleichsweise einfach und kostengünstig umsetzbar.

- **Störungsarme Strömungsführung:**

Aufgrund des benötigten Verdrehmechanismus der Einschubhülse sind konstruktionsbedingt definierte Spalte notwendig. Dabei ist es unvermeidbar, dass diese Spalte das Turbinenhauptströmungsfeld beeinflussen. Um diesen Einfluss so gering wie möglich zu halten, wurden die Spaltmaße auf ein aus Konstruktionssicht benötigtes Mindestmaß beschränkt.

- **Robustheit:**

Die verdrehbare Einschubhülse erfährt insbesondere an ihrer Dichtungskontaktfläche lokal einen hohen Wärmestrom. Aufgrund des zusätzlichen Kühlungseffekt durch die Druckluftspeisung ist diese Komponente besonders verzugsgefährdet. In Verbindung mit der beschriebenen engen Toleranzlage der Radialpassungen kann dies bereits nach kurzer Einsatzzeit zu einem Verklemmen führen. Durch die Nutzung einer Hochtemperaturpaste als auch einer geeigneten Materialauswahl (Wärmedehnung, Verschleißneigung zwischen den Kontaktpartnern) wurde diesem Problem begegnet.

In Abb. 6.6 ist eine Schnittansicht des finalen Konstruktionsdesign gezeigt, wobei die Hauptkomponenten beschriftet sind.

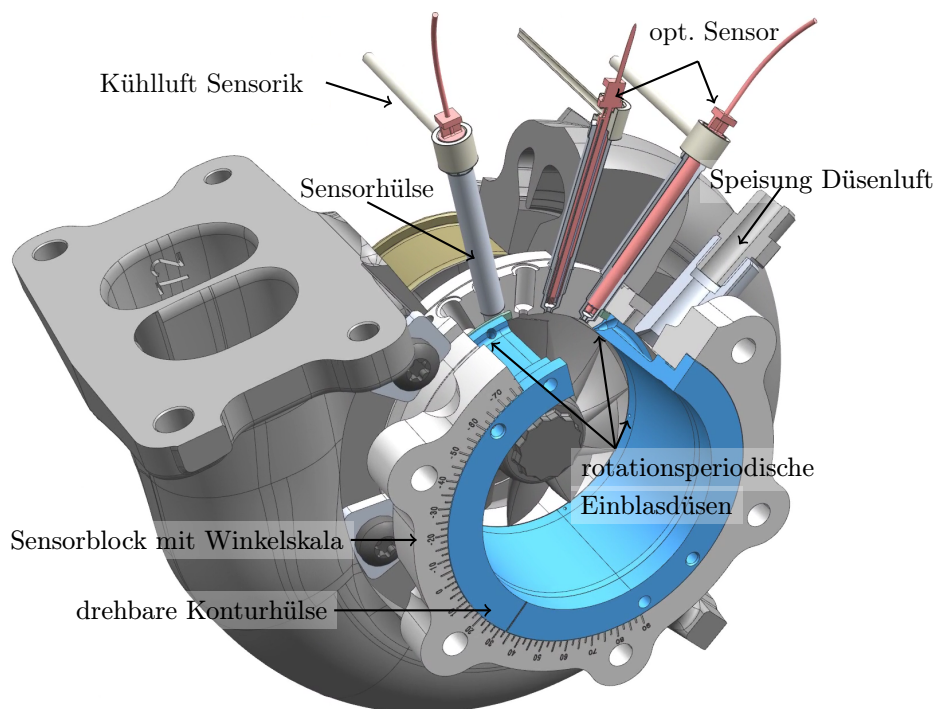


Abb. 6.6. Konstruktionsübersicht des Turbinengehäuses mit aktiven Maßnahmen

6.3.2 Detailbetrachtung der Einblasdüse

Im Folgenden soll das verwendete Basisdesign der Einblasdüse genauer betrachtet werden. Eine Detaildarstellung ist in Abb. 6.7 gezeigt. Der Düsenaustrittsdurchmesser beträgt bei der hier dargestellten Düse 1 mm von welcher mehrere über dem Umfang verteilt sind. Die

in dieser Arbeit hauptsächlich untersuchte Maßnahme in Form einer Einzeldüse besitzt dazu einen leicht vergrößerten Durchmesser von 1,5 mm. Die Düsenmittellachse ist in diesem Design auf die Spitze der Schaufelaustrittskante gerichtet. Die axiale Ebene der Sensoren liegt 4,5 mm stromaufwärts der Schaufelaustrittskante.

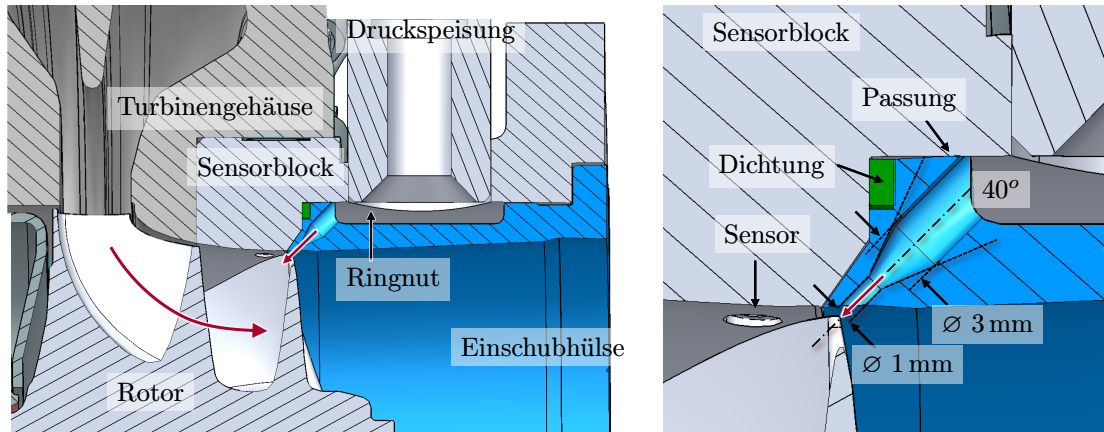


Abb. 6.7. Detaildarstellung des Basisdesigns der Düseninblasung am Turbinenaustritt

Für die Anregungsintensität ist die Durchflussmenge des eingeblasenen Mediums ein maßgeblicher Faktor und wurde für verschiedene Designs sowohl experimentell als auch numerisch untersucht. Bei den experimentellen Untersuchungen der Düsenströmung bietet sich aufgrund der vergleichsweise einfachen Messmöglichkeiten zur Beschreibung der Düsenrandbedingung die Erfassung des Volumenstroms oder des Druckniveaus an. Als charakterisierende Messgröße wurde der statische Druck ausgewählt, da bei einer Erfassung des Volumenstroms ein Leakagestrom als Fehler miteinfließen würde. Die Messung des Beaufschlagungsdrucks ermöglicht trotz potenzieller Leakageströmung eine gute Abschätzung des Düsenstroms.

In Abb. 6.8 ist die Durchflusscharakteristik einer Einzeldüse mit 1 mm und 1,5 mm bei Raumtemperatur dargestellt. Dabei ist der für Luft spezifische Normvolumenstrom, welcher eine konstante Dichte von 1,292 g/l (bei 0°C und 1013 mbar) zugrunde legt, über dem relativen Düsen Eintrittsdruck aufgetragen. Um eine potenzielle Leakage des variablen Konzepts feststellen zu können, wurde zusätzlich eine fest im Gehäuse eingearbeitete Düse ohne Leakage vermessen.

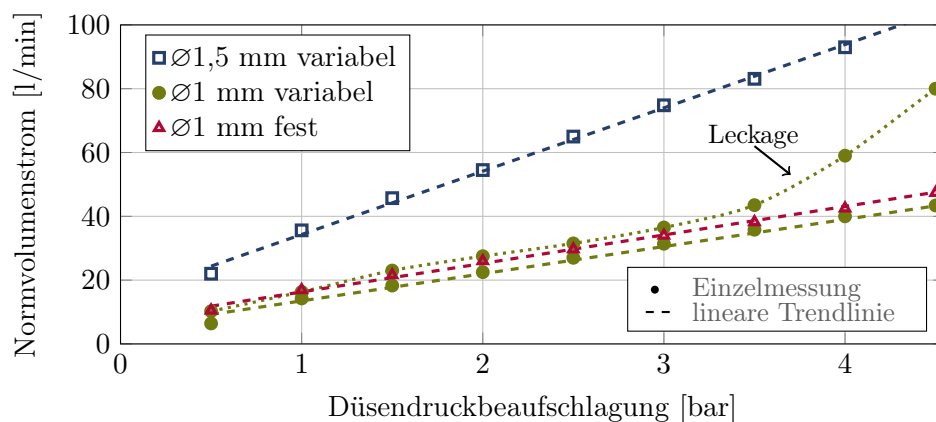


Abb. 6.8. Durchflusscharakteristik unterschiedlicher Düsendesigns bei 20°C

Für die Miteinbeziehung des Temperatureinflusses auf die Düsendurchflusscharakteristik wurde ein ernachvereinfachtes Strömungsmodell in ANSYS erarbeitet. Dadurch kann die Abhängigkeit der Düsenströmung von der Düseneintrittstemperatur genauer untersucht werden. Das Ergebnis der Berechnung ist in Abb. 6.9 zusammengetragen und dem der experimentellen Messung gegenübergestellt. Der sich je nach Beaufschlagungsdruck einstellende Normvolumenstrom zeigt eine starke Abhängigkeit der Temperaturbedingung im Düseneintritt aufgrund der steigenden Schallgeschwindigkeit, welche die parallel einhergehende Dichtereduktion der Luft überkompensiert. Das im kalten Zustand bei 20°C durchgeführte Experiment liegt beinahe deckungsgleich mit der Berechnung. Bei Betrachtung des Experiments mit aufgeheiztem Turbinengehäuse im Betrieb kann im Hinblick auf die isothermen Berechnungslinien festgestellt werden, dass bei einem relativen Beaufschlagungsdruck von 1-2 bar, die Temperatur im Düseneintrittsbereich ca. 200°C beträgt. Bei einer Druckbeaufschlagung von 4 bar sinkt die Temperatur auf etwa 100°C da sich aufgrund höherer Strömungsgeschwindigkeiten der Wärmeeintrag über die Gehäusewandung verringert.

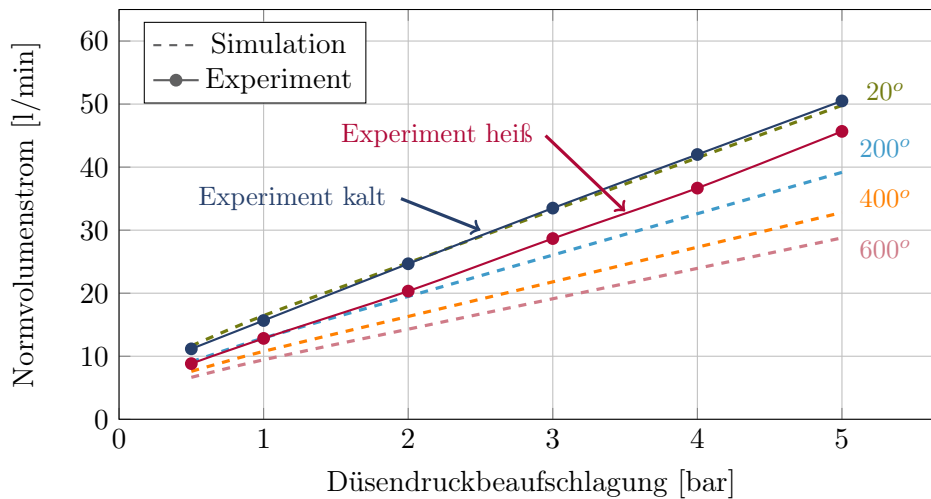


Abb. 6.9. Durchflusscharakteristik in Abhängigkeit von Druck und Temperatur

6.4 Experimentelle Schwingungsuntersuchungen

Um den Nachweis zu erbringen, dass eine signifikante Beeinflussung der Schaufelschwingungen nach dem beschriebenen Prinzip im realen Turbinenbetrieb möglich ist, wurde eine Vielzahl experimenteller Untersuchungen am Heißgasprüfstand durchgeführt. Die Mehrheit dieser verfolgt das Ziel, die Schaufelschwingungen zu minimieren, wobei der Fokus auf den Resonanzstellen EO5 und EO6 liegt. Weiterhin wurde die Möglichkeit der kontrollierten Schwingungserhöhung untersucht, da dies unter anderem im Rahmen von Festigkeitserprobungen von Interesse ist. Die Schwingungsamplituden wurden analog zu allen vorangegangenen Messungen mit dem im Einleitungsteil beschriebenen Tip-Timing-Messverfahren erfasst. Erneut wird bei allen Tests am Heißgasprüfstand die identische Rumpffgruppe verwendet, welche bereits bei allen vorangegangenen Messungen zum Einsatz kam. Falls nicht anders erwähnt, bleiben die Randbedingungen am Prüfstand aus Gründen der Vergleichbarkeit ebenfalls unverändert ($T_3=600^\circ\text{C}$, Kennfeldmitte). Die Positionierung der Zusatzmaßnahmen (Düse) wird als Winkel angegeben und auf die Zungenspitze der großen Turbinengehäuseflut referenziert (siehe Abb. 4.5 auf S. 40). Eine Rotation in Drehrichtung des Turbinenrades wird als positiv definiert.

6.4.1 Reduzierung der Schwingungsamplituden

In Abb. 6.10 sind die Amplitudenverläufe aller Schaufeln für die Resonanzdurchfahrt von EO6 dargestellt. Um das Potenzial der schwingungsreduzierenden Maßnahme am Gesamtschwingungsverhalten aufzuzeigen, werden zwei repräsentative Fälle gegenübergestellt. Verglichen sind die Amplitudenverläufe bei Verwendung der Maßnahme an einem experimentell bestimmten Optimalpunkt (grün) gegenüber dem Basisdesign ohne Zusatzmaßnahme (blau).

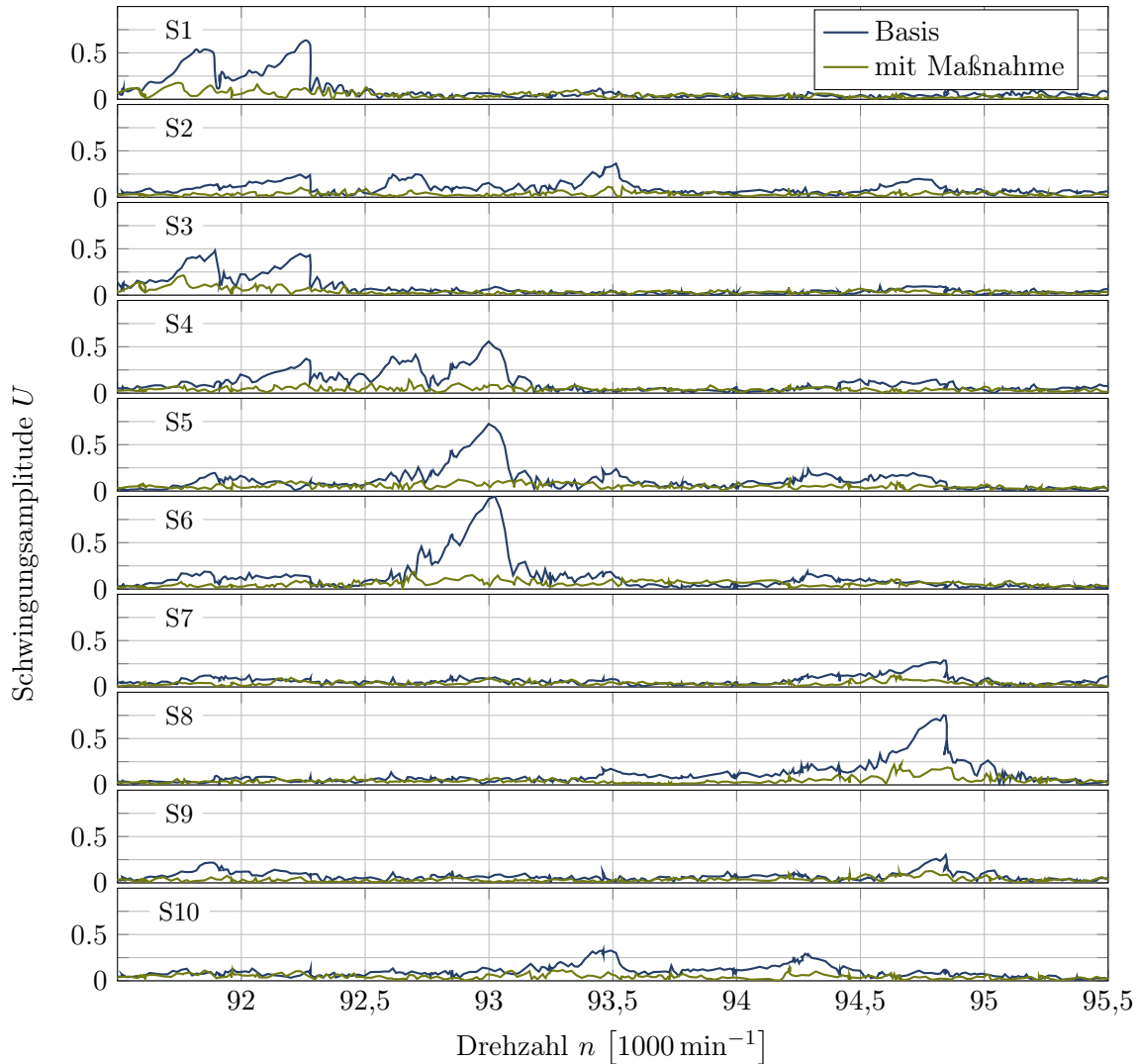


Abb. 6.10. Resonanzamplituden der Schaufelschwingungen bei EO6 ohne und mit einer Zusatzmaßnahme in Form von sechs periodisch verteilten Einzeldüsen, angeordnet im Optimalpunkt

Bei beiden Messungen wurde das Turbinengehäuse nicht getauscht, um den Einfluss von Gusstoleranzen zu vermeiden. Das Basisdesign wurde realisiert indem eine Einschubhülse ohne Düsenelement verwendet wurde. Die Messungen wurden kurz hintereinander durchgeführt, um den Einfluss der sich ändernden Umgebungsbedingungen (Prüfstand, Wetter) zu minimieren. Bei der für diese Abbildung herangezogenen Zusatzmaßnahme handelt es sich um sechs periodisch über den Umfang verteilte Düsenelemente mit

einem Öffnungsdurchmesser von 1 mm und einer relativen Druckbeaufschlagung von 2 bar. Über einen iterativen Ansatz wird die Düsenanordnung mit Bezug zur Zungenposition der großen Flut in Turbinendrehrichtung rotiert. Die dargestellten Amplitudenverläufe entsprechen einer Düsenumfangsposition von $+15^\circ$, da sich für diesen Fall die geringste Schwingungsamplitude einstellte. In den nachfolgenden Kapiteln wird auf die untersuchten Zusammenhänge zwischen der Positionierung der Maßnahme und deren Effekt auf die Schaufelschwingungen näher eingegangen. Durch den Einsatz der Zusatzmaßnahme kann eine signifikante Reduzierung der Schwingungsamplitude für alle Schaufeln herbeigeführt werden. Insbesondere bei Schaufeln mit hohem Verschiebungsanteil wie beispielsweise S6 und S5 ist der Effekt der Schwingungsreduzierung besonders deutlich. Das typische Resonanzverhalten ist nicht mehr zu erkennen, da die resultierenden Maximalamplituden teilweise im Bereich des Systemrauschens (hier ca. $7 \mu\text{m}$) liegen.

In Abb. 6.11 ist der Amplitudenverlauf einer einzelnen Schaufel (S5) für verschiedene Druckniveaus der Zusatzmaßnahme dargestellt. Abweichend zu der vorherigen Anordnung wird bei den Messungen lediglich eine einzelne Düse verwendet. Dargestellt ist die Anordnung mit dem höchsten Dämpfungspotenzial, welche sich für den gezeigten Fall einer Einzeldüse mit einem Öffnungsdurchmesser von 1,5 mm für EO5 bei $+20^\circ$ relativ zur Gehäusezunge ergab. Erwartungsgemäß ist der Düsenwinkel für diesen Optimalpunkt damit deckungsgleich mit dem der rotationsperiodischen Anordnung mit fünf Düsen.

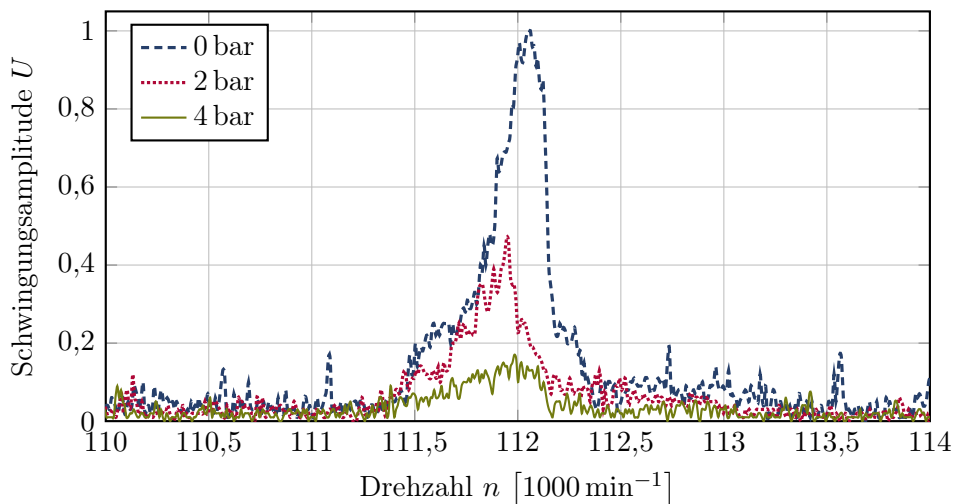


Abb. 6.11. Reduzierung der Schaufelschwingungsantwort bei EO5 durch die Nutzung einer Einzeldüse (Positionierung $+20^\circ$) bei variiertes Druckbeaufschlagung

Bei Betrachtung der resonanten Schaufelschwingungsantwort ist festzustellen, dass diese bei stufenweiser Erhöhung des Druckbeaufschlagungsniveaus sinkt. Aufgrund der Strömungsfeldbeeinflussung im Schaufelaustrittsbereich ändert sich auch die aerodynamische Dämpfung. Eine Verschiebung der Resonanzfrequenz aufgrund dieser Dämpfungsänderung ist jedoch nicht nachzuweisen. Der Versuch zeigt für den Fall, bei dem die Erregerordnung der Düsenanzahl entspricht, dass sich die positionsabhängige resultierende Wirkung einer rotationsperiodischen Düsenanordnung auf eine Einzeldüse übertragen lässt. Diese Feststellung deckt sich demnach mit dem in Kapitel 6.2 beschriebenen mathematischen Wirkzusammenhang.

In Abb. 6.12 ist der Zusammenhang zwischen der Umfangsposition der Maßnahme und deren Einfluss auf die resultierende Schwingungsamplitude gezeigt. Für die betrachteten Umfangspositionen ist die gemessene maximale Schaufelschwingungsamplitude in Abhängigkeit der

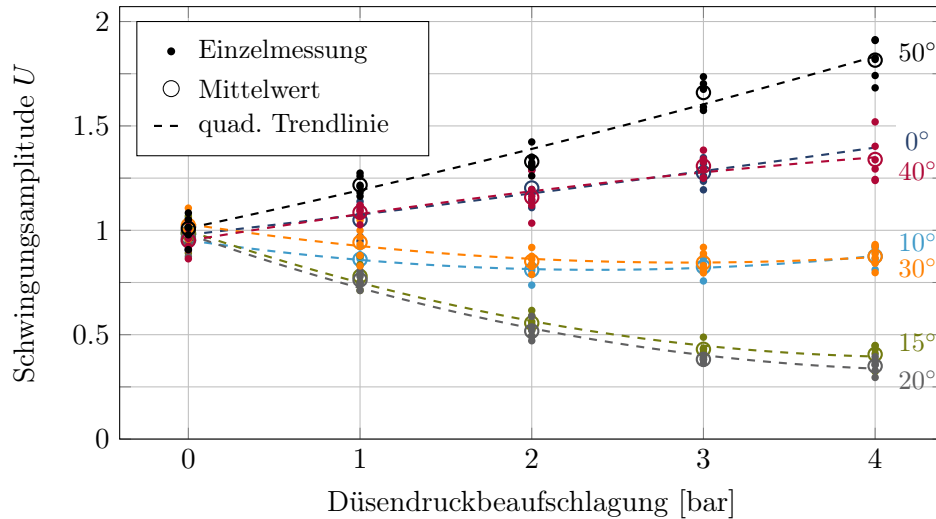


Abb. 6.12. Maximale Schwingungsamplitude der EO5 bei Nutzung einer Einzeldüse an verschiedenen Umfangspositionen mit variiertem Druckbeaufschlagung

Düsendruckbeaufschlagung dargestellt. Der linksseitige Schnittpunkt bei 0 bar gibt Aufschluss über die Lage des Schwingungsniveaus des Basisdesigns ohne Maßnahme. Jedoch muss beachtet werden, dass selbst ein inaktives Düsenelement eine Wirkung auf das Strömungsfeld und die Schwingungsamplitude hat. Eindeutige und reproduzierbare Wirkzusammenhänge lassen sich zwischen der Düsenposition und deren Wirkung auf die Schwingungsamplitude feststellen. Während bei einer Düsenposition von ca. 50° die Ausgangsschwingung zunehmend erhöht wird, hat eine bei 20° positionierte Düse eine schwingungsreduzierende Wirkung. Dieser gewünschte Effekt lässt sich durch die Steigerung der Druckbeaufschlagung weiter verstärken. Für den betrachteten Fall der EO5 lässt sich bei 4 bar die geringste Schwingungsantwort feststellen, wobei die maximale Schwingungsamplitude um 70 % reduziert werden konnte.

Für den in Abb. 6.13 dargestellten Betrachtungsfall von EO6 ergibt sich ein leicht unterschiedliches Verhalten. von EO6 ergibt sich ein leicht unterschiedliches Verhalten.

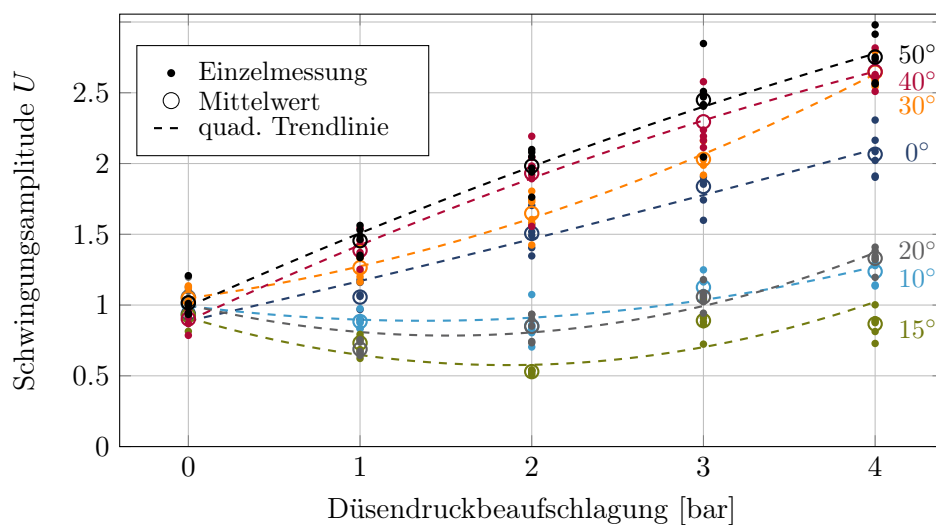


Abb. 6.13. Maximale Schwingungsamplitude der EO6 bei Nutzung einer Einzeldüse an verschiedenen Umfangspositionen mit variiertem Druckbeaufschlagung

Ebenfalls ist eine größere Streuung der Einzelmesswerte zu beobachten. Dies ist zum einen zurückzuführen auf das generell geringere Amplitudenniveau, wodurch der Reproduzierbarkeitseinfluss stärker ins Gewicht fällt. Zum anderen kann nicht ausgeschlossen werden, dass das Schwingungsverhalten der Schaufeln ebenfalls durch die mit Sperrluft durchströmte Sensorik beeinflusst wird. Für die Positionen $+10^\circ$, $+15^\circ$ und $+20^\circ$ ist ab einem Druckverhältnis von ca. 2 bar ein erneuter Anstieg der Schwingungsamplitude zu verzeichnen. Der Anregungsmechanismus, welcher idealerweise die Schaufelschwingungen kompensiert, nimmt mit steigendem Beaufschlagungsdruck ebenfalls zu. Ab der hier gezeigten Grenze von ca. 2 bar wird der Anregungseffekt der Düsen zunehmend größer als die zu kompensierende Initialanregung, was sich in einer erneut zunehmenden Schwingungsamplitude der Schaufel äußert.

Ähnlich zu den Untersuchungen bei EO5 befindet sich auch hier die Idealposition der Einzeldüse bei 15° . Bei einem Beaufschlagungsdruck von 2 bar kann die Schwingungsamplitude um 50 % verringert werden. Bei der für diesen Graphen herangezogenen Messkampagne zeigte sich für EO6 ein vermindertes Reduktionspotenzial im Gegensatz zu EO5. Der Grund für das reduzierte Potenzial ist aller Wahrscheinlichkeit nach die bereits in Kapitel 6.3 beschriebene Leckage-Thematik, welche auf den thermischen Verzug der Einschubhülse sowie der Alterung und Schädigung der Dicht- und Passungsflächen zurückgeführt wird. Dies erklärt auch, weshalb bei ersten Erprobungsmessungen mit der neuwertigen Hardware die Schwingungsamplitude auf 20 % der Ausgangsschwingung reduziert werden konnte. Nach den Erwartungen des Autors und durch das beschriebene physikalische Wirkprinzip gestützt, ist das Reduktionspotenzial beider untersuchter Resonanzstellen als vergleichbar zu erachten.

Der Zusammenhang zwischen der Umfangsposition der Maßnahme und der sich einstellenden Wirkung ergibt sich bei Gegenüberstellung der beiden betrachteten Resonanzstellen EO5 und EO6 leicht unterschiedlich. In Abb. 6.14 ist die gemessene Schwingungsamplitude für unterschiedliche Umfangspositionen einer Einzeldüsenmaßnahme aufgetragen.

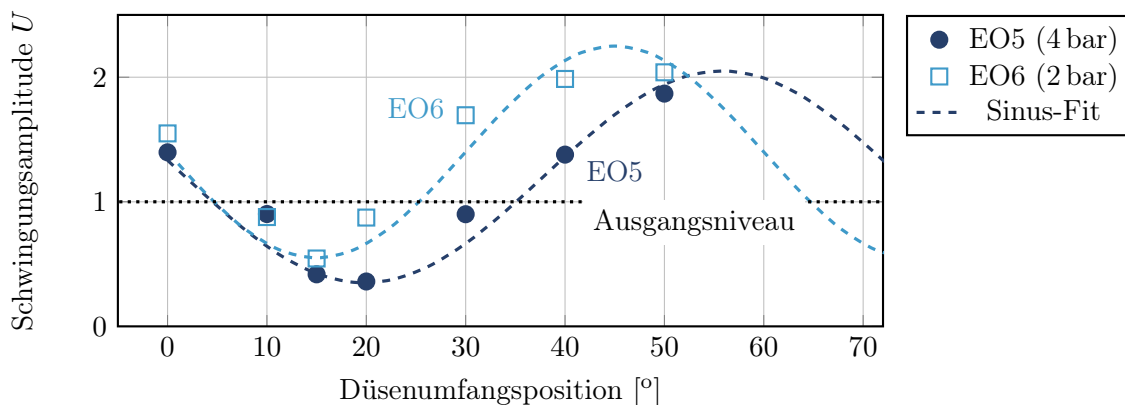


Abb. 6.14. Einfluss der Umfangsposition der Düsenmaßnahme auf die Schwingungsamplituden von EO5 und EO6

Die gezeigten Maximalamplitudenwerte wurden jeweils aus acht Einzelmessungen berechnet und auf das Niveau der Ausgangsschwingung (ohne Druckbeaufschlagung) normiert. Dargestellt ist jeweils das Druckbeaufschlagungsniveau bei welchem in den vorangegangenen Messungen die minimale Schwingungsamplitude erzielt werden konnte. Beim Vergleich der optimalen Düsenpositionierung für EO5 und EO6 ist eine Verschiebung der Phasenlage um ca. 5° zu erkennen.

Bei der Beaufschlagung der Düse mit unterschiedlichen Druckniveaus kann neben der Interaktionsstärke ebenfalls der effektive Angriffspunkt der Düse auf die Schaufel verändert werden. Dies kann beispielsweise aus einer unterschiedlich starken Umlenkung der Düsenströmung durch das Hauptströmungsfeld resultieren. In Abb. 6.15 ist für alle untersuchten Düsendruckniveaus die auf die Ausgangsschwingung normierte Amplitude über der Düsenumfangsposition aufgetragen. Die Düsenposition mit maximalem Reduktionspotenzial zeigt sich als Kurventiefpunkt und ändert sich hinsichtlich seiner Position nicht. Somit bleibt der ideale Düsenwinkel auch für unterschiedliche Druckbeaufschlagungen konstant, was eine potenzielle Umsetzung dieses Verfahrens vereinfacht.

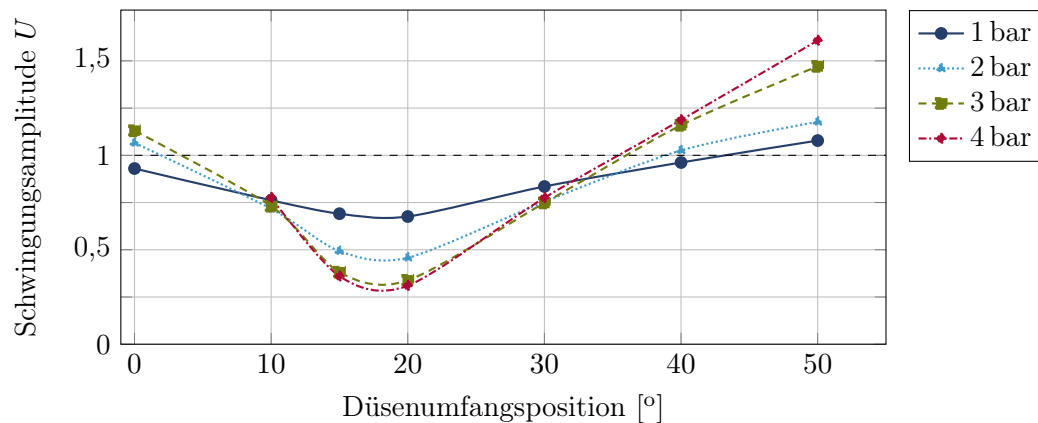


Abb. 6.15. Einfluss der Druckbeaufschlagung auf die Düsenposition bei EO5

6.4.2 Einfluss des Turbinenbetriebspunktes

Die vorangegangenen Messungen zeigen, dass eine reproduzierbare Einflussnahme der Zusatzmaßnahme auf die Schaufelschwingung im Standardturbinenbetrieb möglich ist. Nachfolgend soll untersucht werden, inwieweit der Turbinenbetriebspunkt beim Durchfahren der Resonanzdrehzahl für die Positionierung der Maßnahme entscheidend ist. Wie dem Turbinenkennfeld (siehe Kapitel 3.4 auf S. 23) zu entnehmen, ist eine maximale Spreizung des Druckverhältnisses bei der Resonanzdurchfahrt von EO6 zwischen 2,43 ($\Pi_{T,min}$ nahe der Verdichterpumpgrenze) und 2,72 ($\Pi_{T,max}$ nahe Verdichterkennfeldmitte) möglich.

In Abb. 6.16 sind die gemessenen Schwingungsamplituden für die beiden variierten Turbinendruckverhältnisse $\Pi_{T,max}$ und $\Pi_{T,min}$ für jeweils drei unterschiedliche Beaufschlagungsdrücke gezeigt. Als Amplitudenwert ist der Mittelwert aus fünf Einzelmessungen aufgetragen. Dabei ist zu erkennen, dass die optimale Phasenlage für die Schaufelschwingungsreduzierung für beide Turbinenbetriebspunkte weiterhin bei 15° verbleibt. Ein Grund für dieses Ergebnis wird darin gesehen, dass sich das Druckverhältnis zwischen den Punkten $\Pi_{T,max}$ und $\Pi_{T,min}$ mit 10,5% nur geringfügig verändern lässt, weshalb keine signifikante Verschiebung der Phasenlage nachgewiesen werden konnte.

6.4.3 Einfluss auf Turbinenwirkungsgrad

Für die Potenzialbewertung von schwingungsreduzierenden Zusatzmaßnahmen im Turbinengehäuse wurde ebenfalls der Einfluss auf den thermodynamischen Turbinenwirkungsgrad experimentell untersucht. Die Forschungsarbeiten von Liu et al. [89, 90] konnten bereits den Nachweis

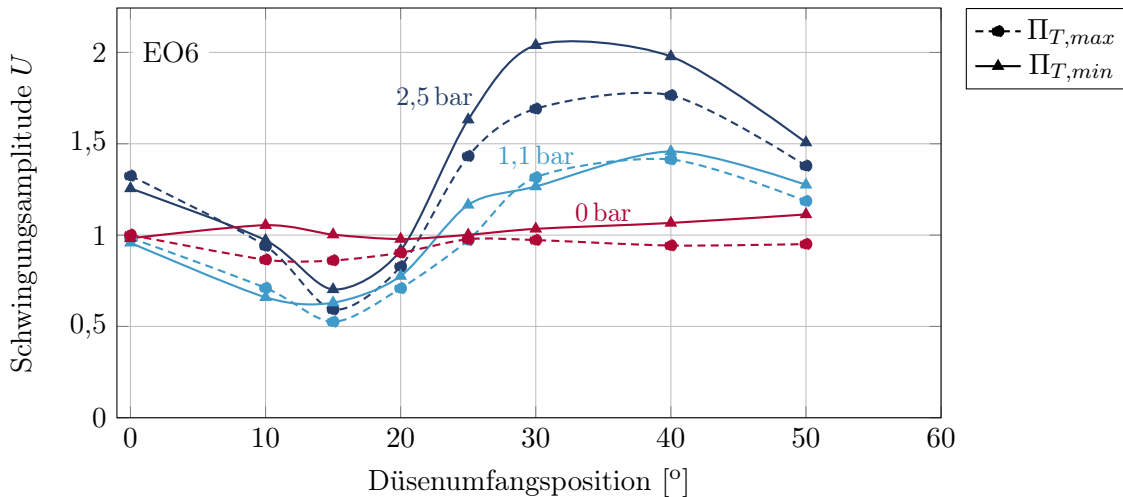


Abb. 6.16. Einfluss des Turbinenbetriebspunktes auf die Umfangsposition bei EO6

erbringen, dass die Einblasung eines Sekundärmassestroms für die Wirkungsgradsteigerung einer Radialturbine genutzt werden kann. Im beschriebenen Fall werden Strömungsverluste aufgrund der Spaltströmung reduziert, indem ein Sekundärstrom über das Turbinengehäuse in den Laufschaufelbereich eingeblasen wird. Durch die Beeinflussung der Spaltströmung kann die resultierende Schaufelkraft nahe des Schaufelspaltes lokal erhöht werden, was zu einer höheren Turbinenleistung führt.

In der Arbeit von Palenschat et al. [109] konnte an einer vergleichbaren Radialturbine eines Abgasturboladers gezeigt werden, dass 30-50 % der Verluste des Rotors im Schaufelbereich verursacht werden, wodurch das beobachtete Potenzial der Wirkungsgradsteigerung erklärt werden kann. Die Verluste wurden über eine Entropie-Verlustanalyse quantifiziert, welche auf den Erkenntnissen von Denton [27] beruht.

Die Quantifizierung des Wirkungsgradeinflusses am Beispiel der Eindüsung eines Sekundärmediums von außen ist nicht trivial, da die Systemgrenzen für die Energiebilanzierung verändert werden. So fließt bei einer Standardkennfeldmessung am Heißgasprüfstand die Energie, die für die Bereitstellung des Sekundärmassestromes notwendig ist, in die Wirkungsgradberechnung nicht mit ein. Um die energetische Aufwendung für die Düsenbeaufschlagung zu berücksichtigen, wurde ein Design hergestellt, welches den Düsenmassestrom aus dem Turbinenhauptmassestrom vor dem Turbinengehäuseeintritt entnimmt. Um wirkungsgradmindernde Einflüsse von geometrischen Spalten zu verhindern, wurden sechs Düsen (rotationsperiodisch, Umfangsposition $+20^\circ$) in ein Basisturbinengehäuse eingearbeitet. Separate Zuleitungen erlaubten zusätzlich die Anzahl der aktiven Düsen zu variieren.

In Abb. 6.17 ist das vermessene Turbinenkennfeld dargestellt, wobei im oberen Diagramm das Durchsatzverhalten und im unteren der resultierende Turbinenwirkungsgrad für unterschiedliche Druckniveaus aufgetragen ist. Durch die Verbindung der Düsen mit dem Hauptmassestrom entspricht die Druckbeaufschlagung dem Turbinendruckverhältnis und liegt damit in einem Bereich von 2,5 bar nahe EO6 und 3,5 bar bei EO5. Aus Reproduzierbarkeitsgründen wurden für jede Anordnung jeweils drei Kennfelder vermessen und für die Darstellung gemittelt. Während der Einfluss auf das Durchsatz- und Wirkungsgradniveau beim Öffnen der ersten und zweiten Düse kaum vorhanden ist, kommt es beim Aktivieren der dritten Düse zu einer Wirkungsgradreduktion von ca. 1 bis 1,5 %. Dies kann mehrere Ursachen haben. Aufgrund der unterschiedlichen Gestaltung der Zulaufleitungen sowie potenzieller

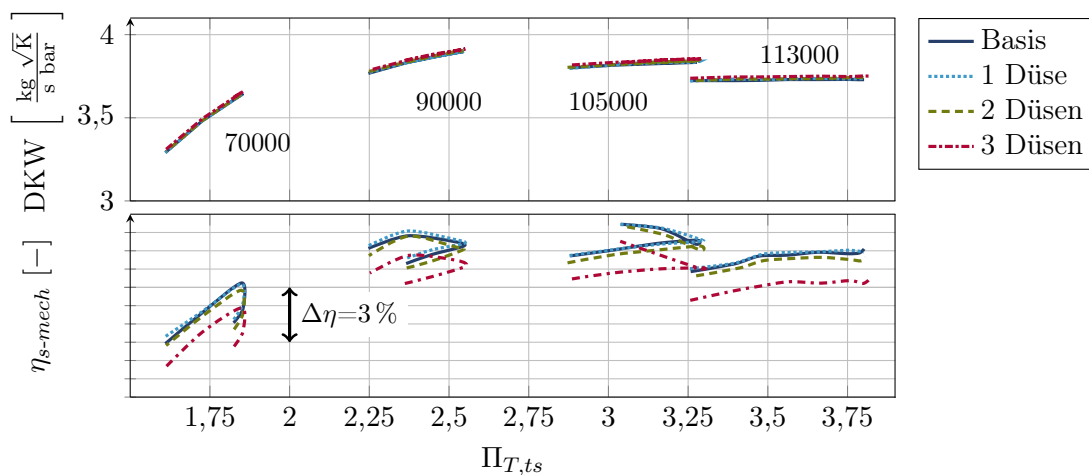


Abb. 6.17. *Beeinflussung des Turbinenkennfelds durch verschiedene Düsenvarianten, welche durch den eintrittsseitigen Turbinenhauptmassenstrom beaufschlagt werden*

Strömungsfeldinhomogenitäten der turbulenten Brennerströmung vor dem Turbineneintritt, können die Eintrittsrandbedingungen der einzelnen Düsen voneinander abweichen. Des Weiteren ist trotz größtmöglicher Sorgfalt nicht auszuschließen, dass aufgrund zahlreicher Verbindungselemente Leakage insbesondere beim Aktivieren der dritten Düse auftrat. Diese zweite Erklärung wird durch die Ergebnisse bekräftigt, welche im Folgenden vorgestellt werden. So wurden zusätzliche Messungen durchgeführt, bei welchen der Düsenstrom durch einen externen Druckluftkompressor bereitgestellt wurde. Im Gegensatz zu den eben gezeigten Ergebnissen, erlaubt dies eine definierte Vorgabe der Druckbeaufschlagung der Düsen. Die Berechnung des Turbinenwirkungsgrads wird bei diesem Messaufbau jedoch erschwert, da die Berücksichtigung der Leistung des Druckluftkompressors nicht direkt in die prüfstandsinterne Berechnung einfließt.

In Abb. 6.18 ist eine Drehzahllinie nahe der Resonanzdrehzahl von EO6 für unterschiedliche Düsendruckniveaus dargestellt, bei welcher das Druckniveau der Düsen variiert wurde. Durchgeführt wurden die Messungen an dem in Kapitel 6.3 beschriebenen variablen Design mit einer Einschubhülse, welche sechs rotationsperiodische Düsen (1 mm) enthält. Zusätzlich wurde als Referenz eine Einschubhülse ohne Düsen vermessen.

Der Einfluss der isoliert betrachteten Drucklufthöherung auf den Wirkungsgrad zeigt sich als kaum nachweisbar. Im Hinblick auf eine prüfstandsseitig ausgewiesene Messgenauigkeit von $\pm 0,5\%$ liegen die Wirkungsgradabweichungen im Bereich der Reproduzierbarkeitsgrenze. Da diese Messungen an einem variablen Design durchgeführt werden, kann der Wirkungsgrad neben der Eindüsung auch durch die zusätzlichen konstruktiven Spalte und möglicher Leakageströme beeinflusst werden. Dass der Wirkungsgrad kaum reduziert wird, legt die Vermutung nahe, dass die in Abb. 6.17 festgestellte Wirkungsgradminderung nicht durch die Störungen in der Düsenaustrittsregion dominiert werden.

Um den Wirkungsgradeinfluss unterschiedlicher Beaufschlagungsniveaus zusätzlich für einen erweiterten Drehzahl- und Druckbereich zu untersuchen, wurde das bereits in Abb. 6.17 genutzte Festkonzept mit sechs rotationsperiodischen Düsen ($\varnothing 1$ mm) ohne Variabilitäten und Spalte erneut mit einer externen DüsenSpeisung vermessen.

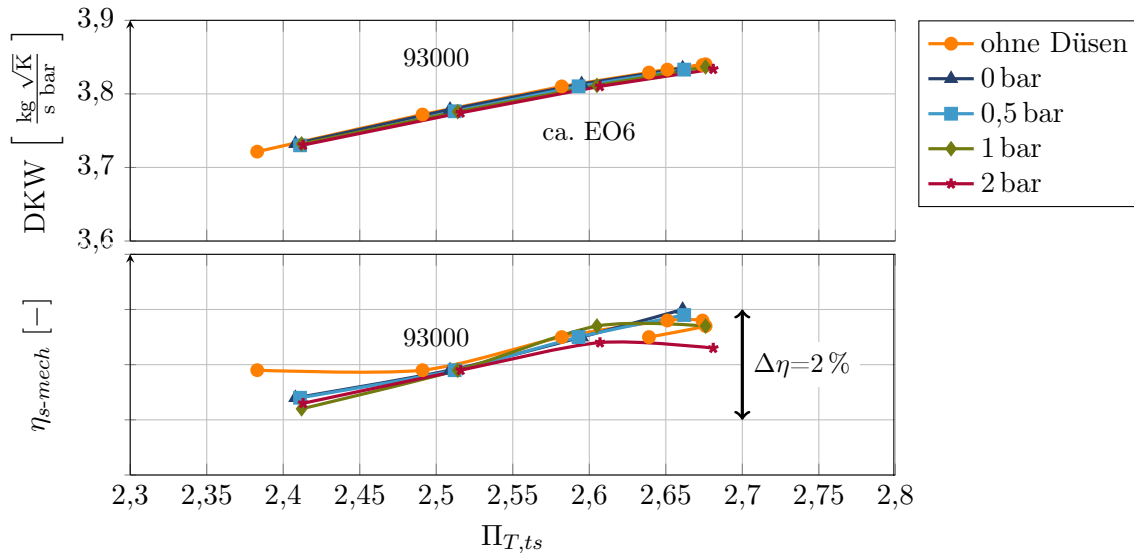


Abb. 6.18. Einfluss einer Maßnahme mit sechs Düsen auf den Turbinenwirkungsgrad

In Abb. 6.19 ist das Durchsatzverhalten und der gemessene Wirkungsgrad für mehrere Drehzahlkennlinien dargestellt. Der relative Beaufschlagungsdruck wurde in einem erweiterten Druckbereich von 0, 2 und teilweise 4 bar variiert. Für die Drehzahlen von EO5 und EO6 lässt sich für die Druckvariation von 0 auf 2 bar ein kaum quantifizierbarer Wirkungsgradeinfluss erkennen. Die ausgewiesene Wirkungsgradsteigerung für 2 bar bei EO5 (113krpm) wird als unphysikalisch betrachtet und verdeutlicht die Grenzen der Messreproduzierbarkeit des Prüfstandes. Bei dem Druckniveau von 4 bar zeigt sich bei den verwendeten sechs Düsen ein leicht verminderter Wirkungsgrad von $\leq 1\%$. Erwartungsgemäß lässt sich damit im oberen Drehzahlbereich für die gleiche Druckbeaufschlagung ein geringerer Einfluss auf den Wirkungsgrad festhalten.

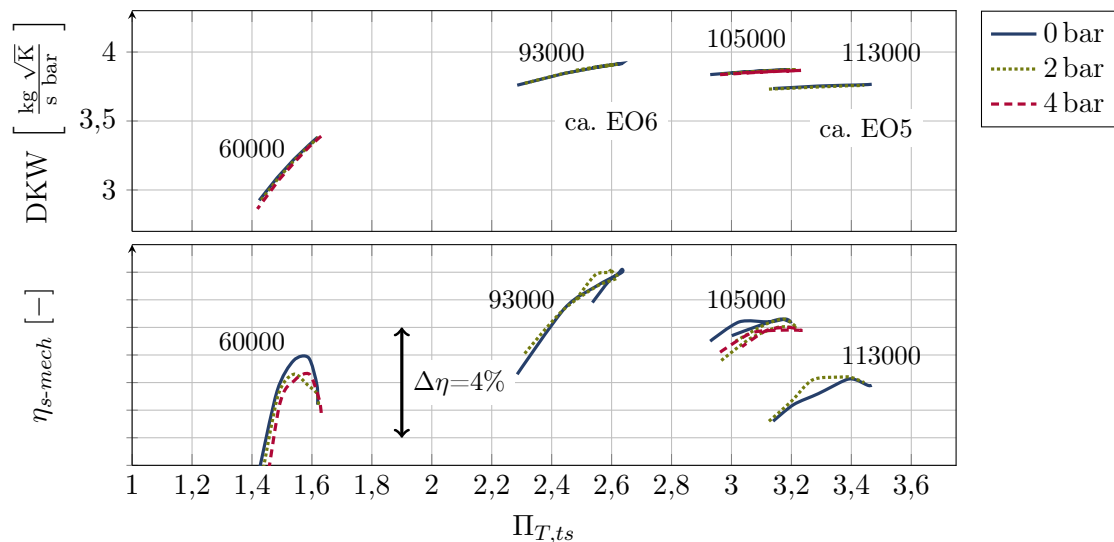


Abb. 6.19. Einfluss auf das Wirkungsgradniveau bei externer Druckluftbereitstellung für die Zusatzmaßnahme (sechs Düsen, $\varnothing 1\text{ mm}$)

Zusammenfassend kann durch die Verwendung von sechs Düsen der Einfluss auf den Wirkungsgrad festgestellt werden, der sich mit $\leq 1\%$ als leicht negativ herausstellt. Die vorangegangenen Schwingungsmessungen zeigen, dass lediglich eine einzelne Düse ($\varnothing 1,5$ mm) für eine effektive Schwingungsreduzierung verwendet werden kann. Dementsprechend ist der tatsächliche Einfluss auf den Wirkungsgrad als noch geringer zu erachten. Ebenfalls muss berücksichtigt werden, dass das zugrundeliegende Design noch keine Optimierung durchlaufen hat.

6.4.4 Erhöhung der Schwingungsamplitude

Obwohl in erster Linie die Reduktion von Schwingungsamplituden verfolgt wird, sind ebenso Anwendungsgebiete vorhanden, bei denen eine Erhöhung der Schwingungsbelastung von Interesse sein kann. Insbesondere bei Zuverlässigkeitstests (vergleiche Krolo [83]) von Turbinenrädern ist es interessant, durch eine kontrollierte Schwingungsbelastungsüberhöhung eine Reduzierung der Testumfänge zu erzielen oder die Aussagekraft dieser zu erhöhen.

Durch den globalen Einsatz baugleicher Motorprojekte können sich die Bauteil- und motorischen Randbedingungen stark voneinander unterscheiden (Umgebungsdruck, Temperatur, Belastungskollektiv, Alterungszustand des Fahrzeugs, Produktionsstreuung). Aus diesem Grund ist es bei Schaufelschwingungen nicht selten der Fall, dass unter Extrembedingungen Belastungszustände auftreten, welche am Prüfstand nicht abgebildet werden können. Unter anderem liegt dies daran, dass ein Großteil der Schwingungsmessungen von Turboladern am Heißgasprüfstand durchgeführt wird, ohne die Übertragungsfunktion auf die spezifischen Motorrandbedingungen detailliert zu kennen. Zur Berücksichtigung dieser Unsicherheiten ist eine Möglichkeit einer kontrollierten Überhöhung der Schaufelschwingungsbelastung interessant. Dieser beschriebene Anwendungsbereich kann von dem hier erarbeiteten Konzept bedient werden. Im Rahmen von Dauerhaltbarkeitserprobungen lässt sich der Bauteilfestigkeitsnachweis (Bemessung nach Buxbaum [23]) auch für erhöhte Schwingungsamplituden erbringen. Dadurch kann die Wahrscheinlichkeit an HCF-Schäden im Feld weiter reduziert werden. Wie in Abb. 6.12 und Abb. 6.13 auf S. 81 gezeigt, kann die Schwingungsamplitude für bestimmte Düsenumfangsposition kontrolliert erhöht werden. Im Resonanzfall der EO5 lässt sich die Schwingungsamplitude am effektivsten bei einem Winkel von 50° erhöhen.

In Abb. 6.20 sind Schaufelschwingungsamplituden gezeigt, welche mit der beschriebenen Methode für einen Dauerhaltbarkeitstest kontrolliert erhöht wurden. Der linke Graph zeigt die veränderten Resonanzverläufe einer Einzelschaufel. Die geringe Abweichung der Resonanzdrehzahl bei 2 bar wurde vermutlich von einer geringeren Turbineneintrittstemperatur verursacht, welche auf die Prüfstandregelung zurückzuführen ist. Zur Ermittlung der maximalen Schwingungsamplitude wurde in der Resonanzdrehzahl über einen längeren Zeitraum verharrt. Aufgrund von Drehzahlschwankungen wurden dabei unterschiedliche Amplitudenwerte bei der selben Drehzahl gemessen, welche durch ein Schädigungskollektiv berücksichtigt werden. Für eine bessere Aussage über das Schwingungsmaximum wurden die Amplitudenverläufe manuell mit einer Hüllkurve angenähert.

Neben dem Einsatz dieser Technik im Rahmen von Bauteilfreigaben ist noch ein weiteres verwandtes Anwendungsgebiet interessant. Für die Berechnung und Auslegung von Turbinenrädern sind Materialmodelle erforderlich. Im Rahmen von HCF-Schwingungsbewertungen ist dabei die Kenntnis über die HCF-Dauerfestigkeitsgrenze von besonderer Relevanz, mit deren Abschätzung sich beispielsweise Pötting [112] in seiner Arbeit detailliert auseinandersetzt. Diese material- und teilweise bauteilspezifischen Modelle basieren auf experimentellen Materialversuchsreihen, welche in ihrer Gesamtheit nicht selten mehr als ein Jahr benötigen

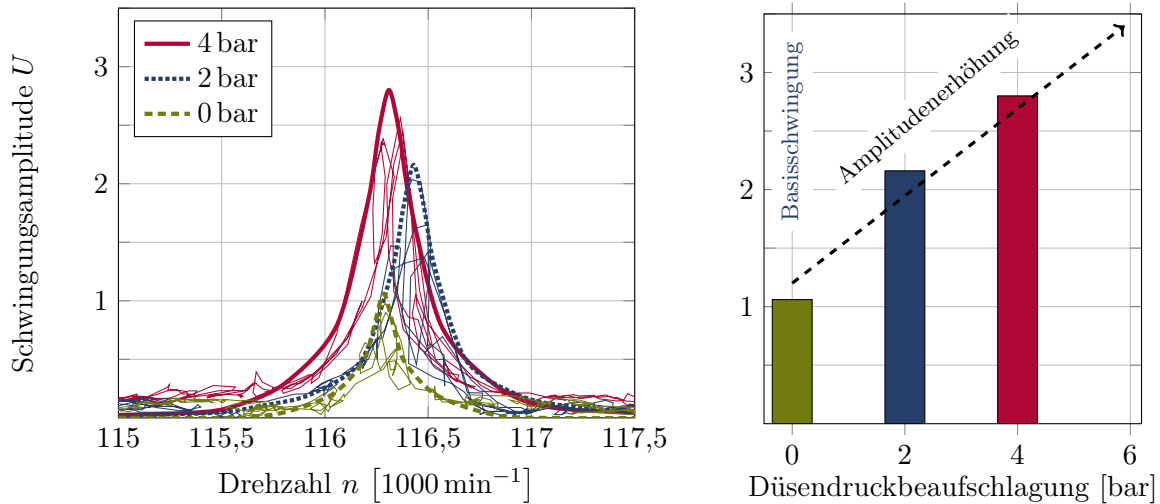


Abb. 6.20. *Kontrollierte Erhöhung der Schwingungsamplitude durch Zusatzmaßnahmen*

und kostenintensiv sind. Die lange Zeitspanne resultiert aus der maximalen Anregungsfrequenz, welche in der Regel deutlich unter 100 Hz liegt. Nur bei speziellen Tests können Mittelspannungen (resultierend aus Fliehkraft) und das hohe Temperaturniveau abgebildet werden.

Mit Hilfe der Amplitudenüberhöhung anhand des vorgestellten Konzept ist es möglich, die Dauerhaltbarkeitsgrenze über eine stufenweise Erhöhung der Schwingungsamplitude zu ermitteln. Die Bestimmung der Dauerhaltbarkeitsgrenze findet dabei bauteilspezifisch und unter Berücksichtigung der Betriebsrandbedingungen statt. Durch die Anregung des Bauteils in Eigenresonanz, kann im Fall der ersten Biegemode eine Wechselbelastung von ca. 10 kHz aufgeprägt werden, wodurch die Testzeiten mehr als zwei Größenordnungen unter den konventionellen Materialerprobungstests liegen können. Im Idealfall wäre ein Dauerhaltbarkeitsnachweis von 10^7 Schwingzyklen bei einer Bauteilfrequenz von 10 kHz bereits nach ca. 16 Minuten erbracht. Um den genauen Ermüdungszeitpunkt einer Schaufel während eines Tests festzustellen gibt es bereits Methoden. Von Zielinski et al. [145] und Neri et al. [106] wurden zwei vergleichbare Ansätze veröffentlicht, die den Zeitpunkt der Rissinitiierung aufgrund des Frequenzabfalls detektieren, der beim Anriss der Schaufel stattfindet.

6.5 Numerische Untersuchungen

Um die experimentellen Ergebnisse zu stützen und ein tieferes Verständnis über den Interaktionsmechanismus zu erlangen, wurden Strömungsfeldberechnungen durchgeführt. Das Vorgehen orientiert sich dabei an der im vorherigen Teil erarbeiteten Simulationstechnik aus Kapitel 4.1.3, bei welcher das schwingungsanregende Strömungsfeld mittels instationärer CFD-Berechnungen ermittelt und in seine harmonischen Komponenten zerlegt wird. Die hierbei zugrunde gelegte Annahme, dass es sich trotz lokaler Zusatzmaßnahmen um einen harmonischen Anregungsprozess handelt, kann durch die Untersuchungen multi-harmonischer Anregungseffekte von Waldherr und Blackburne [136] untermauert werden. Diese werden in einem zweiten Schritt auf das bereits erarbeitete Strukturmodell aufgeprägt. Die Bewertung der Schwingungsanregung findet erneut auf Basis der generalisierten Kräfte statt.

6.5.1 Strömungsmodell

Die Strömungsgitter der Volute, des Turbinenaustritts und des Radseitenraums bleiben unverändert, wobei die vergleichsweise einfach zu vernetzende Düsengeometrie als neues Strömungsgitter hinzukommt. Die thermodynamischen Ein- und Austrittsrandbedingungen der Turbinenstufe (siehe Tab. 4.1 auf S. 37) werden um die Druck- und Temperaturrandbedingungen am Düsen Eintritt ergänzt. Grundlage sind hierbei die Mess- und Simulationsergebnisse der Düsenströmung aus Kapitel 6.3.2, welche bei einer relativen Druckbeaufschlagung von 2 bar, einer Düsen Eintrittstemperatur von 200°C entspricht.

Tab. 6.1. Randbedingungen für das Strömungsmodell mit Düsen-Zusatzmaßnahme

Anzahl der Düsen	1
Düsenöffnungsdurchmesser	1,5 mm
Düsen Eintrittstemperatur total	200°C
Düsen Eintrittsdruck total	0,5 - 5 bar
Düsenumfangsposition	15 - 45°
Winkelinkrement	1,5°

Um den neuen Anforderungen gerecht zu werden, welche durch die sehr lokal wirkende Eindüsung und die daraus resultierenden hohen Geschwindigkeits- und Druckgradienten entstehen, wurde das Rotornetz optimiert. Hinsichtlich der Netzqualität, insbesondere der Netzauflösung im Düsen einströmungsbereich, mussten deutliche Kompromisse eingegangen werden. Bei instationären Rechnungen dreht sich das Strömungsgitter des Rotors relativ zum stationären Netz der Düse. Daraus resultiert die Forderung, dass das Rotornetz im Turbinenaustrittsbereich über den gesamten Umfang verfeinert werden muss. Während eine Netzverfeinerung in axialer Richtung vergleichsweise einfach und mit relativ geringem Mehrzellenaufwand realisiert werden kann, stellt die Verfeinerung in Umfangsrichtung bei dem strukturierten Rotornetz eine große Herausforderung dar. Da sich eine Netzverfeinerung in Umfangsrichtung beinahe proportional in der Netzgröße niederschlägt, ist ein Rotornetz welches den Anforderungen der Netzqualität gerecht wird, mit den zur Verfügung stehenden Hardwareressourcen nicht berechenbar. In Abb. 6.21 ist eine Übersicht des finalen Strömungsmodells mit einer Einzeldüse dargestellt. Die Detailansicht des hervorgehobenen transienten Düse-Rotor-Interface zeigt die Zellverfeinerung in mehreren Richtungen. Das rechte Bild weist auf die Beschreibung der Umfangsposition hin, welche sich über den relativen Winkel zwischen der Düsenachse und der Zunge der großen Flut definiert.

Da das genutzte Rotorströmungsgitter die in den vorherigen Untersuchungen zugrunde gelegten Anforderungen hinsichtlich der Netzgüte für die instationären Berechnungen im Bereich der Injektionszone nicht bedienen kann, ist nicht sichergestellt, dass alle Strömungseffekte im dortigen Bereich abgebildet werden können. Hierzu zählt vor allem die wandnahen Grenzschichtströmungen sowie die Strömungsablösungen nahe des Düsen austritts. Die Strömungssimulation trägt somit in erster Linie zur Unterstützung der experimentellen Ergebnisse bei und hilft beim Verständnis des Interaktionsmechanismus. Die bei den Schwingungsmessungen festgestellten Zusammenhänge zwischen der Position und der Druckbeaufschlagung der Düsen-Maßnahme und deren Einfluss auf die Schaufelschwingung sollen abgebildet werden können.

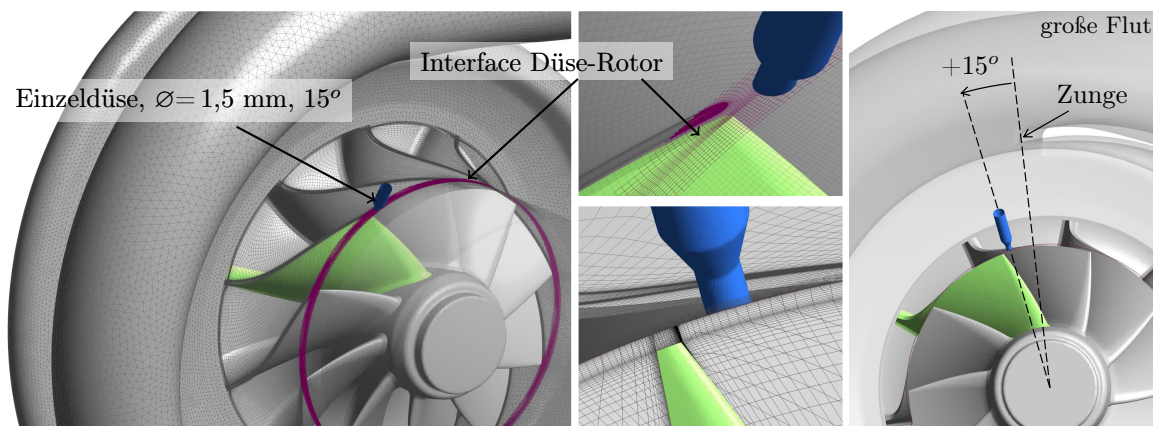


Abb. 6.21. Simulationsmodell mit Detailansicht des Düse-Rotor-Interface sowie der Umfangspositionierung der Zusatzmaßnahme

6.5.2 Beeinflussung des instationären Schaufeldruckfeldes

Die Beeinflussung des Turbinenströmungsfeldes kann sowohl im Zeitbereich als auch im harmonischen Bereich untersucht werden. Für eine erste Betrachtung wird das beeinflusste instationäre Verhalten des lokalen Strömungsfeldes im Bereich der Zusatzmaßnahme genauer untersucht. Der Interaktionsvorgang wird hierfür in drei Phasen eingeteilt, welche den Zeitpunkt vor (Phase 1), während (Phase 2) und nach (Phase 3) dem Passieren der Schaufel an der Düsenöffnung festhalten.

In Abb. 6.22 ist das Strömungsfeld für die drei beschriebenen Phasen dargestellt, wobei die axiale Lage der Betrachtungsebene im rechten Bildbereich veranschaulicht ist.

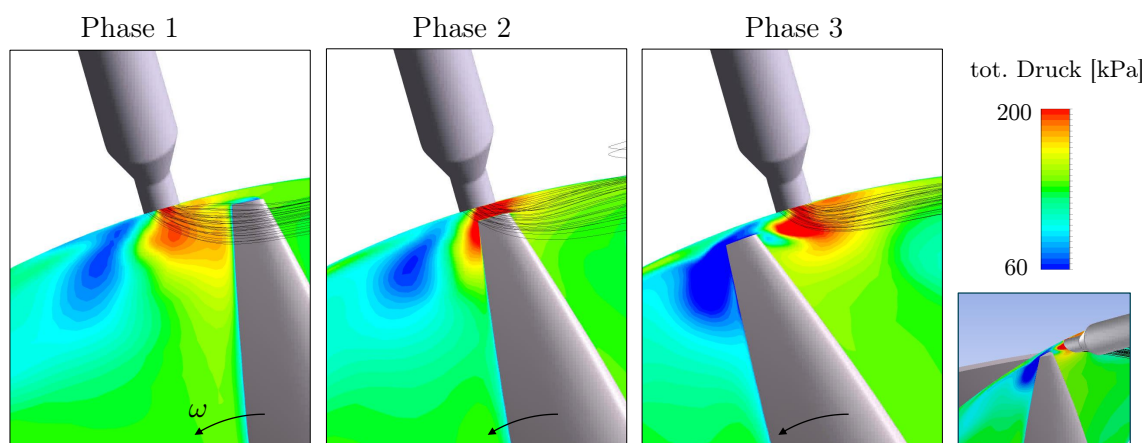


Abb. 6.22. Druckverteilung im Strömungsfeld beim Passieren der Schaufel an einer Düse, beaufschlagt mit einem Relativdruck von 3 bar.

Hohe Austrittsgeschwindigkeiten der Injektionsströmung führen vor der Düsenöffnung zu einem lokalen Strömungsfeld, das sich im Bereich der Schaufel über einen höheren Druck kennzeichnet. Das Schaufelblatt, welches mit der Saugseite zuerst das lokale Hochdruckgebiet erreicht, verschließt zunehmend den effektiven Austrittsbereich der Düsenströmung. Dies führt zu einer Verstärkung des lokalen Hochdruckgebietes. Nach dem Passieren des Austrittsbereichs

wird die Druckseite nicht in einem vergleichbaren Maße beeinflusst wie die Saugseite. In Abb. 6.23 ist die wirkende Schaufelkraft für die Saug- als auch Druckseite für eine Fläche im Haupteinflussbereich der Injektionszone dargestellt. Der untere Graph zeigt die effektive Schaufelkraft, welche in diesem Bereich aus der Kraftdifferenz von Druck- und Saugseite resultiert. Die in Drehrichtung als positiv definierte Kraft ist für eine einzelne Schaufel für eine halbe Rotorumdrehung über dem Rotationswinkel aufgetragen. Die Düsenmaßnahme wird im gekennzeichneten Bereich passiert, wobei die definierten Phasen 1 bis 3 als vertikale Linien markiert sind.

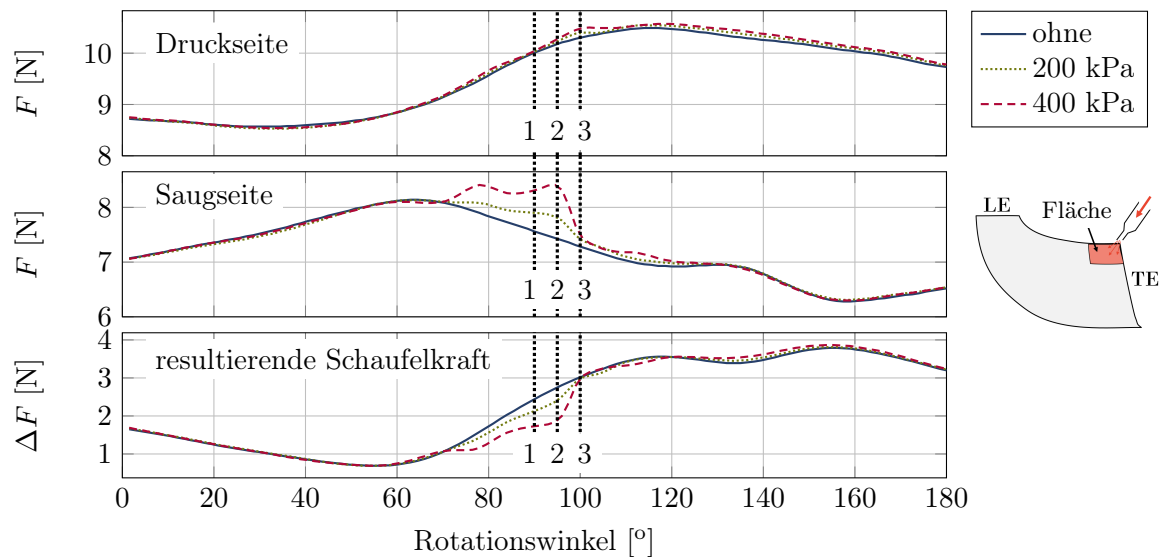


Abb. 6.23. Veränderung der Schaufelkraft beim Passieren der Zusatzmaßnahme bei EO6

Den dargestellten Kraftverläufen zweier Turbinendesigns mit Düsen-Zusatzmaßnahme ist ein Basisdesign ohne Zusatzmaßnahme gegenübergestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Strömungsfeldbeeinflussung beinahe ausschließlich auf der Saugseite stattfindet. Bereits ca. 25° vor dem Passieren der Düsenöffnung und damit bereits vor der gezeigten Phase 1, findet durch das in der vorherigen Abbildung gezeigte Hochdruckgebiet eine Anhebung des Druck- und damit Kraftniveaus auf der Saugseitenoberfläche statt. Da sich der Kraftverlauf auf der Druckseite beinahe unverändert zeigt, führt die Strömungsfeldanpassung lokal zu einer verringerten resultierenden Schaufelkraft, was zu einer Reduzierung des Wirkungsgrads führt. Die vorherigen experimentellen Untersuchungen zeigten, dass eine Reduzierung des Wirkungsgrads nur bei höheren Injektionsdrücken nachgewiesen werden konnte und mit einem Niveau von $\leq 1\%$ auf einem sehr geringen Niveau liegt. Basierend auf den gezeigten Kraftverläufen kann weiter geschlussfolgert werden, dass die Schaufel beim Passieren der Düsenöffnung aufgrund der kurzzeitigen Erhöhung des saugseitigen Schaufeldrucks eine Kraft entgegen ihrer erfährt.

Für die nähere Betrachtung des geänderten Schaufelkraftverlaufes ist in Abb. 6.24 die Beeinflussung des Druckfeldes auf der Schaufeloberfläche dargestellt. Für die drei definierten Phasen ist die prozentuale Änderung des Druckfeldes gezeigt, welche sich durch eine Steigerung der relativen Düsendruckbeaufschlagung von 1 auf 3 bar ergibt.

Sowohl auf der Saug- als auch Druckseite wird ein Großteil der Schaufelfläche nur im geringen Ausmaß von der geänderten Düsenströmung beeinflusst. Die Haupteinflusszone liegt im oberen Drittel der Schaufelhöhe. Stromaufwärts reicht diese deutlich über die Düsenöffnung

hinaus. Durch die Krümmung der Schaufeln wandert die Hauptangriffszone stromabwärts in Richtung der Austrittskante. Während sich das Haupteinflussgebiet durch eine Druckerhöhung kennzeichnet, sind insbesondere an der Schaufelaustrittskante schmale Bereiche mit einer Druckreduzierung zu erkennen.

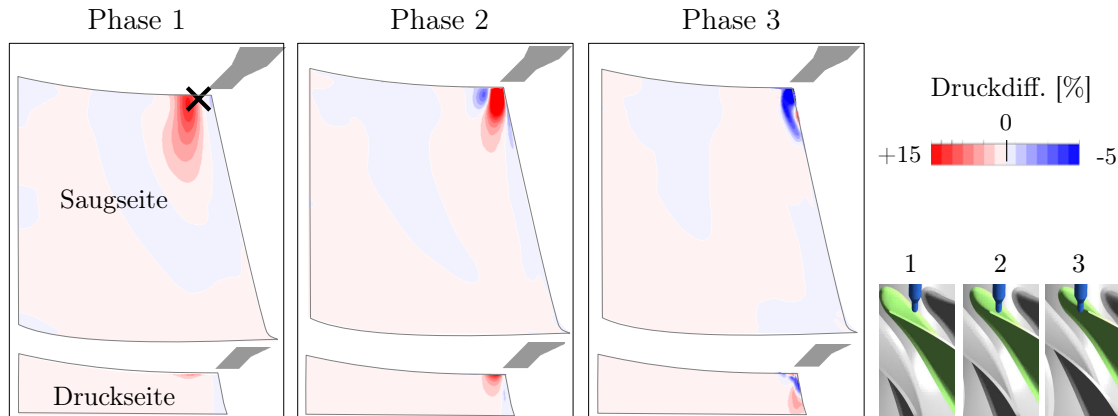


Abb. 6.24. Einflussbereich der Düsenmaßnahme dargestellt über das Differenzdruckfeld einer Änderung der Düsendruckbeaufschlagung von 1 auf 3 bar

6.5.3 Betrachtung der harmonischen Druckbelastung

Nach der Beschreibung der instationären Strömungsvorgänge beim Passieren der Schaufel an der Düsenposition, wird als nächstes die Änderung des harmonischen Strömungsfeldes untersucht. Wie bereits bekannt, steht das Schaufelschwingungsniveau im direkten Zusammenhang mit dem harmonischen Druckfeld, welches auf die Schaufeloberfläche wirkt.

Für eine erste Betrachtung wird hierfür der Einfluss der Düsenmaßnahme auf das zeitliche und harmonische Signal für einen einzelnen Oberflächenpunkt untersucht. Der Betrachtungspunkt liegt in der saugseitigen Haupteinflusszone und ist in Abb. 6.24 gekennzeichnet. In Abb. 6.25 ist die Beeinflussung des instationären und harmonischen Drucksignals dargestellt, welche bei einer variierten Düsenumfangsposition und einem konstanten Absolutdruck von 3 bar entsteht. Die im linken Schaubild dargestellten Druckverläufe zeigen deutlich den kurzzeitigen Druckanstieg, welcher sich aus der variierten Düsenumfangsposition an einem unterschiedlichen Rotationswinkel ergibt. Über eine Fourier-Zerlegung ergibt sich der relevante harmonische Signalanteil der EO6, welcher zur besseren Vorstellung für drei der fünf Fälle ebenfalls im unteren Bereich als Sinuskurven eingezeichnet ist (aus Darstellungsgründen mit einem Offset von +70 kPa versehen).

Das Balkendiagramm auf der rechten Seite stellt die resultierenden harmonischen Druckamplituden der unterschiedlichen Düsenpositionen gegenüber. Verglichen mit dem Basisdesign zeigen sich erwartungsgemäß sowohl höhere als auch geringere harmonische Druckamplituden. Während sich die höchste harmonische Druckamplitude bei einem Düsenwinkel von 45° ergibt, führt eine Düsenposition von 30° zu dem geringsten Wert. Damit zeigt sich ein klarer Wirkzusammenhang zwischen der Düsenumfangsposition und der potenziellen Schwingungsanregung, was sich mit den Erkenntnissen aus dem Experiment deckt. Der sich im Experiment als optimal herausgestellte Düsenwinkel von $15\text{-}20^\circ$ weicht von dem hier gezeigten Ergebnis ab. Dies liegt an der Betrachtungsweise, bei der im ersten Schritt nur ein einzelner Punkt zugrunde gelegt wurde. Der gewählte Betrachtungsansatz stellt die einfachste Möglichkeit dar,

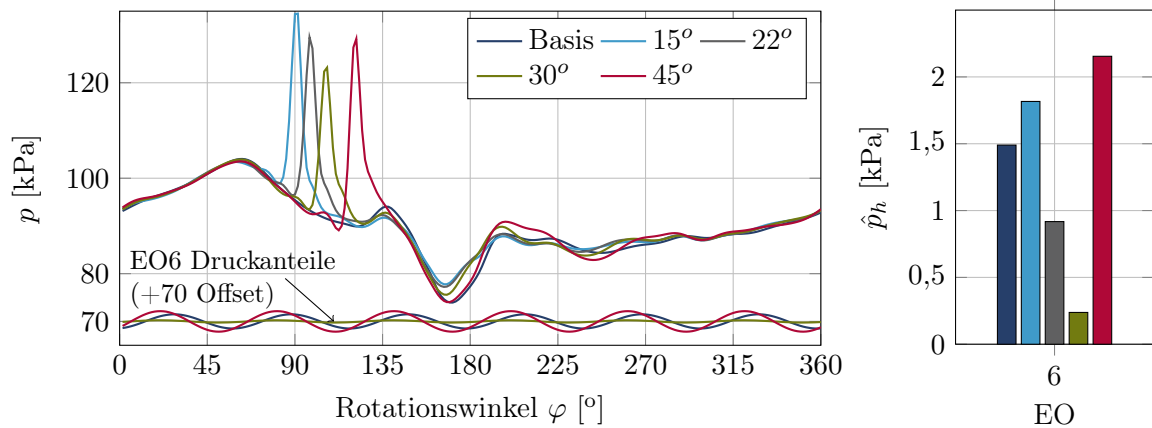


Abb. 6.25. Änderung des instationären und harmonischen Drucksignals am Schaufelaustritt bei variiertem Düsenposition und einer Druckbeaufschlagung von 2 bar

den Einfluss der Zusatzmaßnahme lokal zu veranschaulichen. Das Ergebnis verdeutlicht jedoch, dass der Zusammenhang zwischen Düsen-Maßnahme und Schaufelschwingungsamplitude nur über die Betrachtung des gesamten Schaufelblattes sinnvoll wiedergegeben und optimiert werden kann. Mit der gleichen Herangehensweise wird im Folgenden untersucht, inwieweit eine Variation des Druckniveaus den Druckverlauf der Schaufel beeinflusst.

In Abb. 6.26 sind die Auswirkungen einer stufenweisen Erhöhung des Düsenbeaufschlagungsdrucks von 1 auf 4 bar bei einer Düsenumfangsposition von 30° dargestellt.

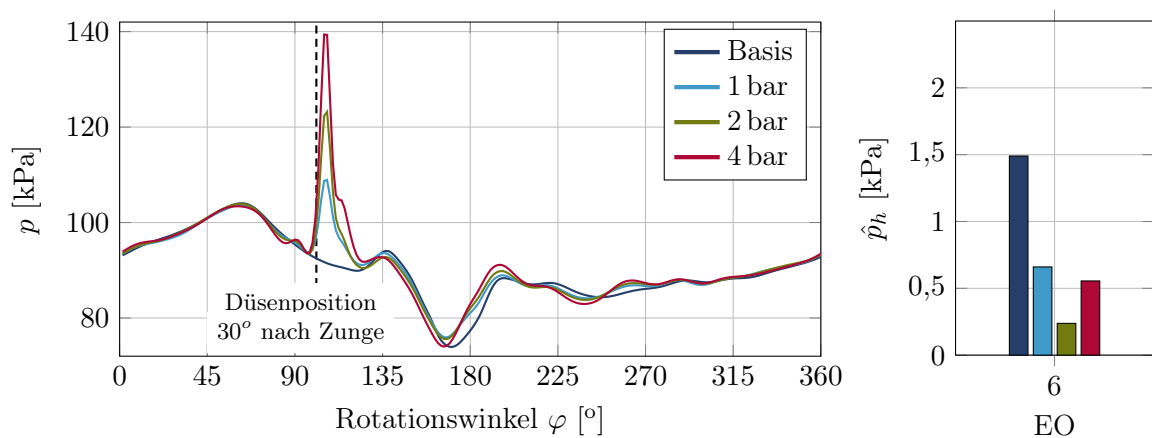


Abb. 6.26. Änderung des instationären und harmonischen Drucksignals am Schaufelaustritt bei variiertem Druckbeaufschlagung und konstanter Düsenposition von 30°

Als Resultat zeigt sich eine für 1 und 2 bar stufenweise Reduzierung der harmonischen Druckamplitude gegenüber der Basis. Bei einer weiteren Druckerhöhung auf 4 bar zeigt sich ein Umkehrpunkt des reduzierenden Effekts, wodurch die harmonische Druckamplitude erneut steigt. Auch wenn dies auf einem vergleichsweise niedrigen Niveau stattfindet, zeigt sich dennoch der Effekt, der bereits aus dem Experiment und der Grundlagenbetrachtung bekannt ist. Bei Betrachtung der durch die Düse verursachten Druckspitze zeigt sich, dass insbesondere bei einer Beaufschlagung von 4 bar die Höhe des Druckpeaks aufgrund der Diskretisierung von 1,5°-Schritten nur über zwei Punkte und damit nicht ideal aufgelöst wird. Der daraus resultierende Fehler beeinflusst die berechnete harmonische Druckamplitude.

Im Folgenden wird nun die gesamtheitliche Beeinflussung des harmonischen Druckfeldes näher untersucht. In Abb. 6.27 ist das harmonische Druckfeld durch Amplitude und Phasenlage für das Basisdesign ohne Zusatzmaßnahme dargestellt. Auf der linken Seite ist die Betrachtungszone gekennzeichnet, welche im Haupteinflussbereich der Düsenmaßnahme liegt und für eine vereinfachte Darstellung im Folgenden isoliert betrachtet wird. Sie ist hauptauschlaggebend für die Anregung von Schaufelschwingungen. Sowohl die Saug- als auch Druckseite der Schaufel ist für diesen Bereich in der meridionalen Ansichtsebene dargestellt.

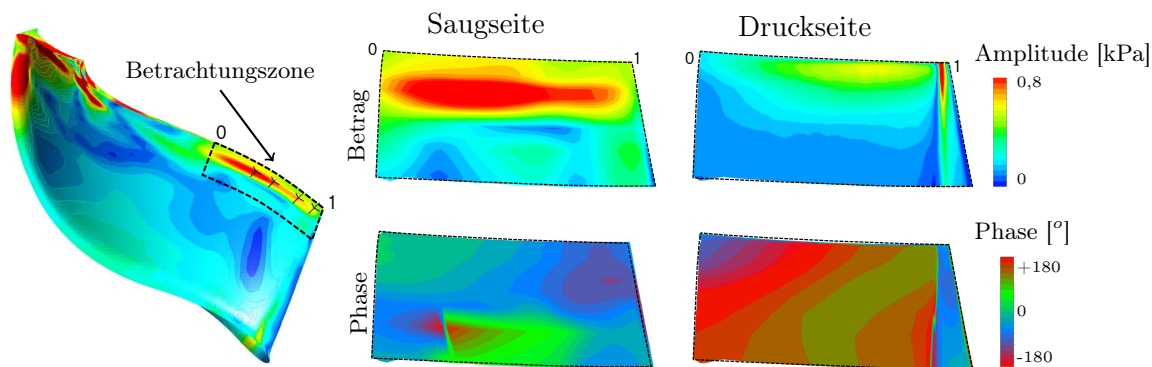


Abb. 6.27. Harmonische Druckverteilung der Basisvariante in der Haupteinflusszone dargestellt mittels Amplituden- und Phasenwert, bei EO6

Beim Vergleich der Druckamplituden zeigt sich, dass die Druckseite im Gegensatz zur Saugseite einen deutlich untergeordneten Beitrag zur Schwingungsanregung leistet. Da sie auch bei den beeinflussten Strömungsfeldern durchweg nur einen sehr geringen Anteil liefert, wird sie in den Folgebetrachtungen nicht mehr visualisiert. Die Betrachtung der Phasenlagen des harmonischen Drucksignals zeigt niedrigere Gradienten auf der Druckseite. Im Gegensatz dazu kennzeichnet sich der Phasenverlauf der Saugseite durch mehrere lokale Phasensprünge aus, wenn diese auch in Bereichen niedrigerer Druckamplituden liegen und daher eine untergeordnete Rolle spielen. Diese Beobachtung ist ein Indiz dafür, dass die Dynamik des saugseitigen Strömungsfeldes deutlich komplexer ist, was sich ebenfalls anhand der nächsten Darstellungen weiter untermauern lässt. Der Phasenverlauf im Bereich der höchsten Druckamplitude ist vergleichsweise gleichmäßig und frei von Phasensprüngen, was dem Verständnis und der Interpretation der Einflüsse entgegenkommen kann.

In Abb. 6.28 ist der harmonische Druckverlauf in der ausgewählten Betrachtungszone dargestellt, welcher durch die Anordnung einer Einzeldüse an verschiedenen Umfangspositionen unterschiedlich beeinflusst wird. Die Düsenbeaufschlagung mit einem Relativdruck von 2 bar bleibt dabei unverändert. Im Vergleich zum linksseitig dargestellten Basisverlauf, zeigt sich für eine Düsenposition von 15° bereits eine deutliche Änderung der harmonischen Druckamplitude im markierten Schaufelaustrittsbereich.

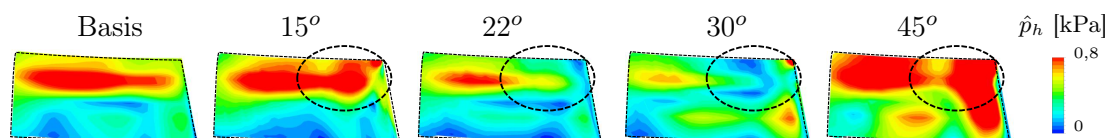


Abb. 6.28. Saugseitige harmonische Druckverteilung der verschiedenen Düsenumfangspositionen bei einer relativen Druckbeaufschlagung von 2 bar

Da hier im ersten Schritt nur die Druckamplitude betrachtet wird, ist der daraus resultierende Effekt auf die Schaufelschwingungsantwort jedoch nicht quantifizierbar. Für die Anordnungen von 22° und 30° zeigt sich der gewünschte Effekt des geringeren Anregungspotenzials. Bereits bei 22° zeigt sich eine Reduzierung der harmonischen Druckamplitude, welche insbesondere im gekennzeichneten Bereich zum Tragen kommt. Bei der Anordnung von 30° verstärkt sich der reduzierende Effekt in diesem Bereich noch weiter, wodurch die Druckamplituden an diesem Punkt am niedrigsten sind. Hier lässt sich beobachten, dass Druckamplituden leicht unterhalb des Haupteinflussbereichs bereits erneut ansteigen, was die Komplexität und Herausforderung der Schwingungsreduzierung aufzeigt. Bei einem Einblaswinkel von 45° erreichen die harmonischen Druckamplituden im Hinblick auf die berechneten vier Anordnungen ein Maximum.

In Abb. 6.29 ist der harmonischen Druckverlauf dargestellt, welcher sich bei einer Variation der Düsendruckbeaufschlagung ergibt. Die Düsenumfangsposition bleibt mit 30° konstant. Damit wird eine Düsenanordnung gewählt, mit welcher die harmonischen Druckamplituden reduziert werden.

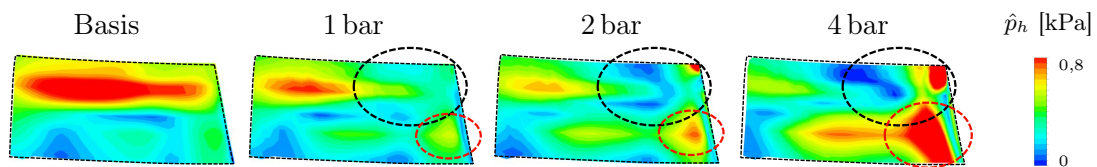


Abb. 6.29. Saugseitige harmonische Druckverteilung verschiedener Druckbeaufschlagungen für eine Düsenumfangsposition von 30°

Ein deutlicher Zusammenhang zwischen dem beaufschlagten Düsendruck und den harmonischen Druckamplituden ist zu erkennen. Eine Amplitudenreduzierung ist bereits ab einem Druckniveau von 1 bar zu erkennen, führt jedoch erst im Bereich von 2 bar zu den geringsten harmonischen Druckamplituden. Bereits ab diesem Betriebspunkt zeigt sich eine Zone (rot markiert), welche sich aufgrund ihrer ansteigenden Druckamplitude durch ein gegensätzliches Verhalten kennzeichnet. Bei einer weiteren Drucksteigerung tritt dieser Bereich zunehmend in den Vordergrund, wodurch die reduzierende Wirkung der Düsenmaßnahme limitiert wird.

6.5.4 Betrachtung der generalisierten Druckbelastung

Für eine aussagekräftige Bewertung und Quantifizierung der Schwingungsanregung der beeinflussten Strömungsfelder wird der harmonische Druckverlauf auf das Verschiebungsfeld der relevanten Schwingungsform projiziert. Als Resultat ergibt sich die generalisierte Kraft, welche bereits im Vorgängerkapitel als Bewertungsansatz herangezogen wurde (siehe Gleichung 4.6, S. 51).

In Abb. 6.30 ist der generalisierte Druck in der ausgewählten Betrachtungszone dargestellt, welcher sich für unterschiedliche Düsenumfangswinkel bei einem relativen Düsendruck von 2 bar ergibt. Um eine zusätzliche Betrachtungsweise zu ermöglichen, sind hierbei neben dem absoluten Betrag auch der reale und imaginäre Druckanteil gezeigt.

Eine niedrige Schwingungsanregung tritt dann auf, wenn der Betrag der Zahl, welcher bei Integration des generalisierten Drucks über der Schaufelfläche resultiert, ebenfalls einen niedrigen Wert annimmt. Folglich kompensieren sich Zonen mit positiven und negativen Druckwerten im realen als auch imaginären Druckbereich. Da das Verschiebungsfeld der zugrundeliegenden Biegemode 1 seinen höchsten Wert an der austrittsseitigen Schaufelspitze

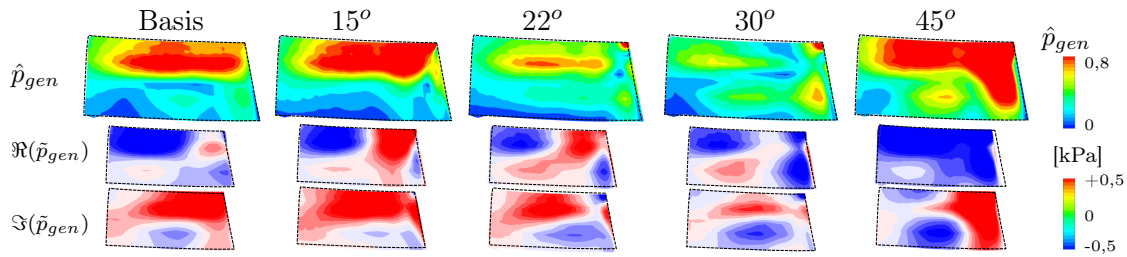


Abb. 6.30. Saugseitige generalisierte Druckverteilung für verschiedene Düsenumfangspositionen bei einer Druckbeaufschlagung von 2 bar

aufweist, werden die Druckanteile in dieser Richtung höher gewichtet. Folglich sind die Hochdruckgebiete des generalisierten Drucks leicht nach rechts verschoben. Wie bereits nach den harmonischen Druckfeldern zu erwarten war, stellt sich bei einem Düseneinblaswinkel von 22° und 30° eine Reduzierung der Druckamplituden ein, welche bei 30° auf einem leicht niedrigeren Niveau zu liegen scheinen. Bei einem Winkel von 22° ist jedoch erkennbar, dass sich im realen Druckanteil die negativen und positiven Zonen weitestgehend kompensieren und somit die effektiv resultierende Anregung reduzieren. Ein hohes Anregungspotenzial zeigt sich erwartungsgemäß bei einer Düsenanordnung von 45° . Ähnlich dem Basisdesign ist die kompensierende Wirkung vergleichsweise gering.

Die generalisierten Druckfelder für unterschiedliche Düsendrücke sind in Abb. 6.31 für die Düsenumfangsposition von 30° gezeigt. Verglichen mit dem Basisdesign sinkt der generalisierte Druck bei einer stufenweisen Düsendruckerhöhung auf 1 und 2 bar. Bei einer weiteren Druckerhöhung auf 4 bar kehrt sich der Effekt um und die Druckamplituden steigen erneut an.

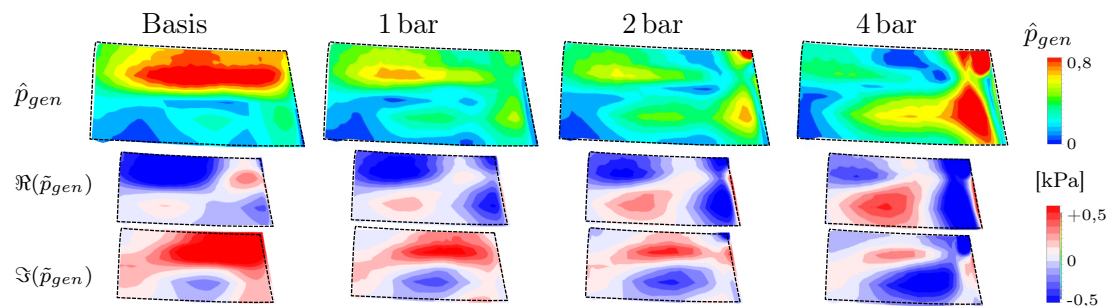


Abb. 6.31. Saugseitige generalisierte Druckverteilung für verschiedene Druckbeaufschlagungen an einer Düsenumfangsposition von 30°

Für eine abschließende Quantifizierung der Schwingungsanregung wird die generalisierte Kraft gemäß Gleichung 4.8 auf S. 54 berechnet. Die Ergebnisse aller berechneten Anordnungen sind in Abb. 6.32 zusammengetragen und auf den Berechnungswert des Basisdesigns normiert. Als Folge ergeben sich die bereits von den Messergebnissen bekannten charakteristischen Verläufe für den Zusammenhang aus Düsenumfangsposition und -beaufschlagungsdruck. Gemäß den numerischen Ergebnissen lässt sich die Schwingungsanregung bei einem Einblaswinkel von 22° am besten reduzieren. Für diesen Fall konnte das Schwingungsanregungspotenzial bis zu einem Wert von rund 30% des Basisdesigns verringert werden. Ein konträres Verhalten ergibt sich für den 45° Düsenumfangswinkel, bei welchem sich die Schwingungsanregung

bereits bei einem Druck von 2 bar um 30 % erhöht zeigt, verglichen zur Basis. Bei einem Düsenwinkel von 30° bestätigt sich das in der vorherigen Abbildung beschriebene Verhalten, welches je nach Druckbeaufschlagung eine reduzierende oder anregende Wirkung auf die Schwingungsamplitude besitzt. Ein Beaufschlagungsdruck unterhalb des Wertes von ca. 2 bar reduziert die Schwingungsanregung. Überschreitet man diesen Schwellwert entsteht eine erneute Anregung. Mit dem Simulationsmodell lassen sich somit die unterschiedlichen Einflussmöglichkeiten abbilden, welche bereits von den Messungen bekannt sind.

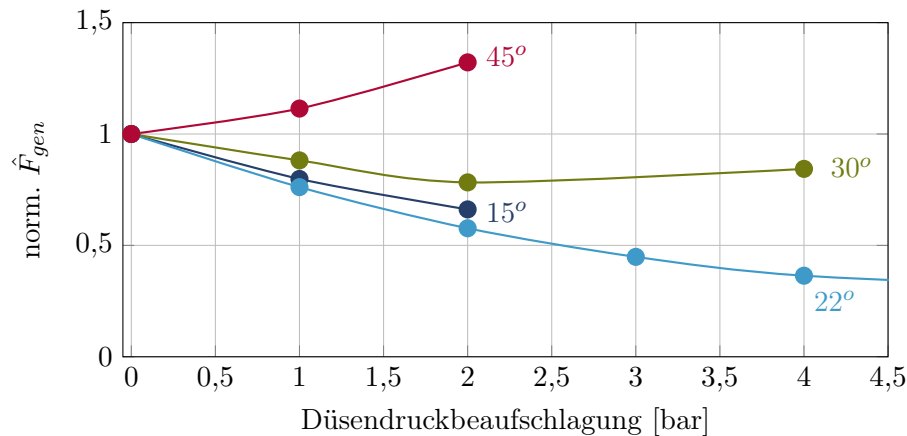


Abb. 6.32. Einfluss der Düsenposition und der Druckbeaufschlagung auf die generalisierte Kraft bei EO6

Für einen ersten Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Messdaten wird in Abb. 6.33 die Phasenlage der Schwingungsbeeinflussung der numerischen und experimentellen Ergebnisse verglichen. Insgesamt betrachtet, kann der in den Messungen erhaltene Trendverlauf zufriedenstellend durch das Berechnungsmodell wiedergegeben werden. Mit einer Winkeldifferenz von $\leq 7^\circ$ liegt der Kurventiefpunkt und damit der optimale Düseneinblaswinkel in guter Übereinstimmung mit den Messergebnissen. Trotzdem führt die Abweichung dazu, dass sich im Fall der 30° Umfangspositionierung die prognostizierte Schwingungsreduzierung im Experiment nicht bestätigt. Ob der Winkelversatz auf einen mangelnden Detaillierungsgrad des Berechnungsmodells oder eine aufgetretene Leckage zurückzuführen ist, kann nicht restlos geklärt werden.

Bei einem als idealisiert betrachteten Schwingungssystem beeinflussen Maßnahmen, welche um ein ganzzahliges Vielfaches der Schwingungsperiodenlänge (hier 60°) voneinander versetzt angeordnet werden, die Schaufelschwingung auf identische Weise. Folglich würde sich die in Abb. 6.33 dargestellte Beeinflussungskurve zwischen einer Einzeldüse und einer Maßnahme mit periodisch angeordneten sechs Düsen im Fall der EO6 nicht ändern. Aus diesem Grund wurde hier ebenfalls die Messergebnisse einer Maßnahme mit 6 rotationsperiodisch angeordneten Düsen herangezogen. Diese zeigt hinsichtlich der optimalen Düsenposition mit einer Abweichung von ca. 2° eine bessere Übereinstimmung mit der Messung was unter Umständen an einer geringeren Leckage liegen könnte.

Bei einem Vergleich der Absolutniveaus zeigt sich eine wesentliche Abweichung zwischen den Messdaten 1 und den Berechnungsergebnissen, wobei das Berechnungsmodell den Einfluss der Maßnahme in vielen Fällen unterschätzt. Dies könnte beispielsweise auf Abweichungen bei der gemessenen und berechneten Injektionsströmung zurückzuführen sein. Hier muss berücksichtigt werden, dass die exakte Bestimmung der Düsenrandbedingung eine große

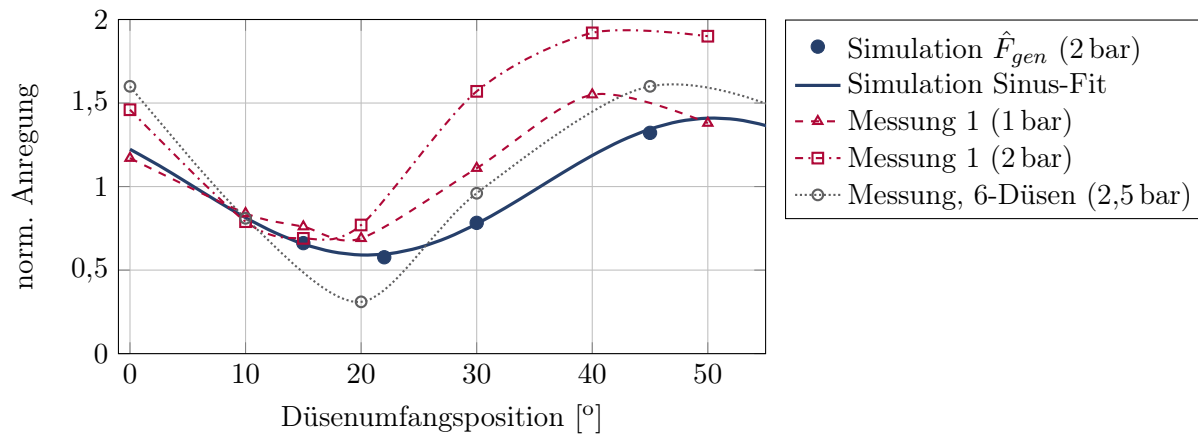


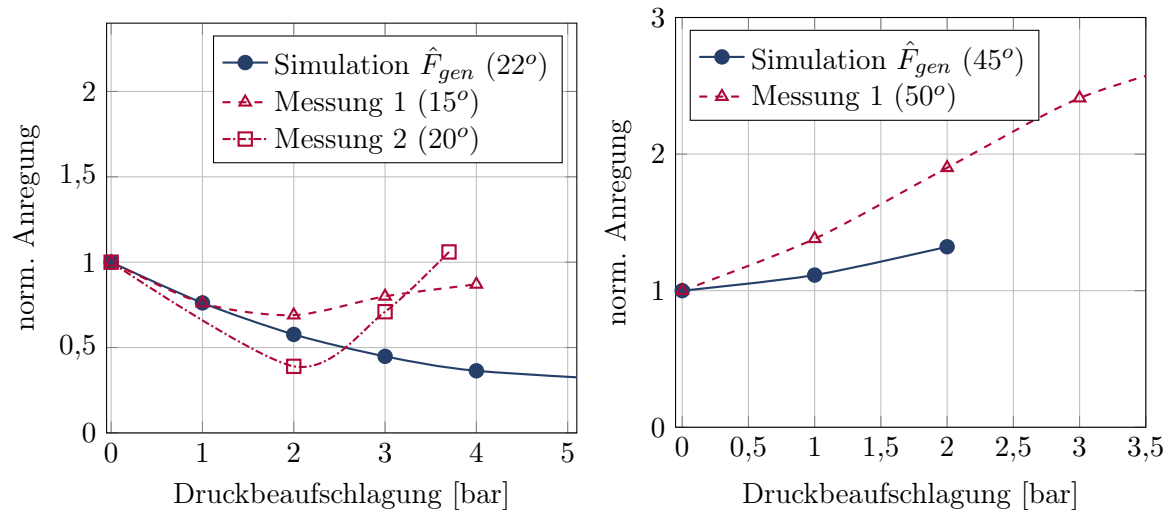
Abb. 6.33. Vergleich des gemessenen und berechneten Einflusses der Düsen einblasung auf das Schaufelschwingungsverhalten in Abhängigkeit der Düsenumfangsposition

Herausforderung darstellt. Die korrekte Erfassung der Druckrandbedingung wird durch lange Druckluftleitungen und vergleichsweise hohen Strömungsgeschwindigkeiten innerhalb der Leitungen erschwert. Die Temperatur der Düsen Eintrittsrandbedingung ist aufgrund des Aufheizvorgangs innerhalb des Turbinengehäuses abhängig von der Druckbeaufschlagung und wurde im Modell nicht berücksichtigt. Die Temperatur kann messtechnisch nicht direkt erfasst, sondern nur über Umwege (siehe Kapitel 6.3.2) abgeschätzt werden. Des Weiteren kann die potenzielle Leckage im Zuleitungssystem als auch innerhalb des Gehäuses nur schwer erfasst werden und führt zu einem Fehler in den Randbedingungen, die in das Simulationsmodell übertragen werden.

Zur weiteren Untersuchung sind in Abb. 6.34 die identifizierten Extrempunkte für die Schwingungsreduzierung (links) und Schwingungserhöhung (rechts) betrachtet. Durch die direkte Gegenüberstellung der jeweils ermittelten Extrempunkte und aufgrund der nicht überall vorliegenden experimentellen Daten entstehen hierbei leichte Unterschiede der verglichenen Düsenpositionierung. Als Kenngröße der Berechnungsergebnisse wurde weiterhin die generalisierte Kraft verwendet, welche mit den experimentell bestimmten Schwingungsamplituden korreliert und ebenfalls auf das Basisdesign normiert wurde.

Die Ergebnisse von Messung 1 (entnommen aus Abb. 6.13) korrelieren für eine Druckbeaufschlagung bis 2 bar in hohem Maße mit den Simulationsergebnissen. Während die berechnete Schwingungsanregung für höhere Drücke jedoch weiter abnimmt, steigen hierbei die Schwingung im Experiment wieder an. Da es sich bei der Düsenumfangsposition von 15° bei Messung 1 definitiv um den Punkt mit dem höchsten Reduktionspotenzial handelt wird vermutet, dass dieses Verhalten durch eine druckabhängige Leckage verursacht wurde. Diese Vermutung wird zusätzlich gestützt durch die Ergebnisse der Messung 2, welche in der Anfangsphase der Arbeit am Neuteil entstand und dieses Verhalten erst bei einem höheren Druckniveau zeigt. Als Resultat ergab sich bei Messung 2 ein deutlich höheres Reduktionspotenzial der EO6 Schwingungsamplitude um 60 %.

Bei Untersuchungen an einer Maßnahme mit 6 rotationsperiodisch angeordneten Düsen konnte am Neuteil eine Schwingungsreduktion von mehr als 70 % erreicht werden. Trotz der abweichenden Hardware-Konfiguration zeigt dieses Ergebnis aus Sicht des Autors eine realistische Einschätzung des Reduktionspotenzials der EO6, welche somit auf einem zur EO5 vergleichbarem Niveau liegt. Ein ähnliches Bild zeigt sich bei der Betrachtung



a) Maximale Schwingungsreduktion

b) Maximale Schwingungsanregung

Abb. 6.34. Gegenüberstellung der generalisierten Kraft und der gemessenen Schaufel-schwingungsamplitude (jeweils normiert auf das Basisdesign) für die beiden Extrempunkte in Abhängigkeit des Beaufschlagungsdrucks

der Düsenposition mit der höchsten Schwingungsanregung. Hier zeigt sich, dass die Berechnungsergebnisse den Einfluss der Maßnahme auf die Schaufelschwingungsamplitude deutlich unterschätzt.

6.5.5 Bestimmung des optimalen Düsenwinkels

Die Bestimmung der optimalen Düsenposition zur Reduzierung der Schaufelschwingungen erfolgte im Verlauf dieser Arbeit durch einen iterativen Ansatz. Im Folgenden soll untersucht werden, ob ein Zusammenhang zwischen der gefundenen optimalen Düsenposition (22°) und dem Strömungsfeld der Basisturbine gefunden werden kann. Ziel dabei ist es herauszufinden, ob mit Hilfe der gewonnen Erkenntnisse die Lage der minimalen und maximalen Anregungsposition zukünftig auf beliebige Gehäusegeometrien übertragen werden kann, um für diese auf direktem Wege eine geeignete Düsenposition zu identifizieren. Hierfür wird die harmonische Druckverteilung auf der Gehäusewandung im Schaufelkanal betrachtet, da hier die Anregung und Phasenlage der Gehäuseasymmetrie ersichtlich ist.

In Abb. 6.35 ist die harmonische Druckverteilung von EO6 dargestellt, welche über eine Fourier-Zerlegung über den Umfang der Gehäusewandung berechnet wurde. Lediglich ein einziger Zeitschritt der instationären Berechnung wird hierfür benötigt. Bei Betrachtung der Druckverteilung des Basisdesigns (oben) ist die Druckamplitude zu erkennen, welche im Bereich des Schaufeleintritts am höchsten ist. Dies deckt sich mit den Ergebnissen aus Kapitel 6.5.3. Bei der schwingungsreduzierenden Düsenposition von 22° ist zu beobachten, dass durch die Düseneinblasung ein Druckfeld im Schaufelaustrittsbereich induziert wird, welches um 180° phasenverschoben zu dem schaufelaustrittsseitigen Basisströmungsfeld ist. Mit der Düsenposition von 30° ist ein Fall abgebildet bei welchem die Schwingungen ebenfalls, wenn auch weniger wirksam, reduziert werden. Bei einer Düsenposition von 45° wird ein harmonisches Druckfeld am Schaufelaustritt erzeugt, welches annähernd in Phase zu Anregungsfeld des Turbinengehäuses liegt. Hierdurch verstärken sich die harmonischen Druckamplituden.

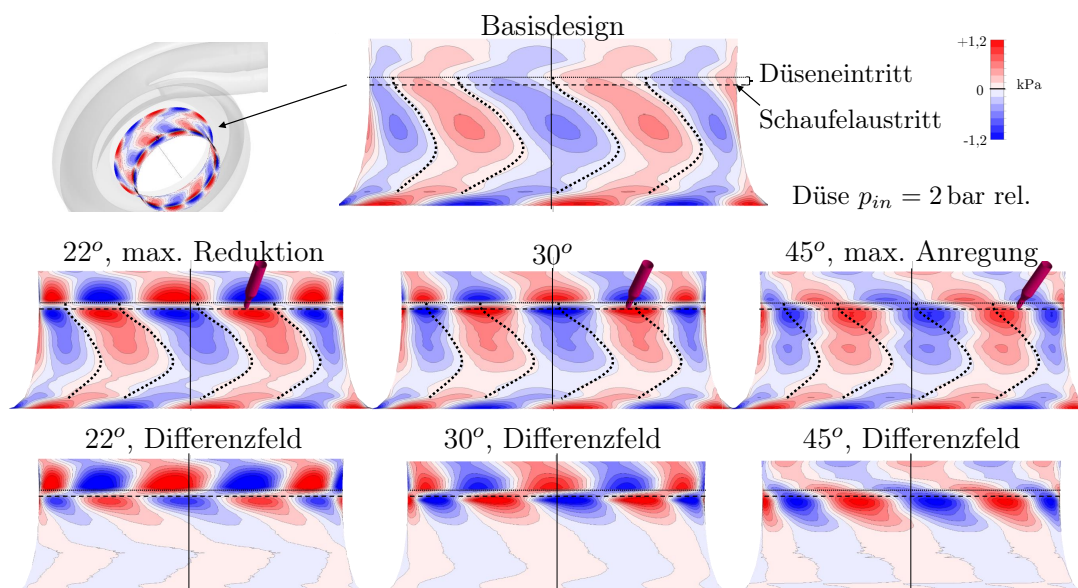


Abb. 6.35. Harmonische Druckverteilung der Umfangszerlegung für das Basisdesign (oben) und das mittels Düseninblasung veränderte Strömungsfeld (unten) bei EO6

Der isolierte Effekt der Düsen-Maßnahme kann den abgebildeten Differenzfeldern entnommen werden, bei welchen der harmonische Druckverlauf der Basis von den darüber liegenden angepassten Druckverläufen subtrahiert wird. Hierbei ist unter anderem zu erkennen, dass die Druckamplituden auch oberhalb der Schaufelaustrittskante in unterschiedlichem Maße beeinflusst werden.

Nach einer weiteren Validierungsphase könnte diese Methodik dazu dienen die Position für eine optimale Positionierung der Maßnahme ohne hohen Rechenaufwand im Vorfeld einzuengen.

6.6 Untersuchung passiver Maßnahmen zur Strömungsfeldänderung

Neben den Untersuchungen aktiver Maßnahmen wurde auf experimenteller Ebene ebenfalls das Potenzial passiver Maßnahmen zur gezielten Strömungsfeldänderung bewertet. Im Unterschied zu den aktiven Strömungsfeldmaßnahmen handelt es sich hierbei um Maßnahmen, welche ohne die Aufwendung von Energie eine reduzierende Wirkung auf die Schaufelschwingungen besitzen. Bei passiven Maßnahmen wird kein sekundärer Massenstrom in das Basisströmungsfeld befördert. Der Fokus bei dieser Untersuchung wird dabei auf Kavitäten in der Turbinengehäusewandung gelegt, welche zwischen der Ein- und Austrittskante über dem Umfang angeordnet sind.

6.6.1 Konzept passiver Maßnahmen

Im Rahmen der Arbeit wurde ein Turbinengehäusekonzept entwickelt, um die Wirkung verschiedener passiver Maßnahmen mittels Schaufelschwingungsmessungen zu untersuchen. Die Untersuchung wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit auf experimenteller Ebene durchgeführt. Die Anforderungen an das für die Untersuchungen notwendige konstruktive

Konzept beruhen auf den im Vorfeld gewonnen Erkenntnissen und zahlreichen Vorüberlegungen:

- **Anregungsmechanismus:**

Die Wechselwirkung zwischen Kavität und Turbinenschaufel findet aufgrund der lokalen Strömungsfeldänderung statt. Der Patentschrift [20, 19] zufolge entsteht die Wechselwirkung hauptsächlich durch den Druckausgleich zwischen der Druck- und Saugseite der Schaufel, welcher im Moment des Passierens kurzzeitig über den Schaufelspalt entsteht. Die Interaktionsstärke korreliert folglich mit der lokalen Druckdifferenz zwischen Druck- und Saugseite, welche in Strömungsrichtung über den Schaufelkanal deutlich abnimmt (vgl. Abb. 4.6 auf S. 41). Das höchste Potenzial zur Beeinflussung des harmonischen Schaufeldruckfeldes wird daher nahe dem Schaufeleintritt vermutet.

- **Axiale Positionierung der Maßnahmen:**

Neben der Interaktionsstärke der Maßnahme spielt auch die Sensitivität der zu beeinflussenden Schaufelschwingungsform eine wichtige Rolle. Für die hier untersuchte erste Biegeschwingungsform liegt die höchste Sensitivität aufgrund des höchsten Verschiebungsanteils nahe der austrittsseitigen Schaufelspitze (vgl. Abb. 4.15 auf S. 49). Infolgedessen muss ein Kompromiss hinsichtlich der axialen Positionierung der Kavitäten gefunden werden, welcher zusätzlich durch konstruktive Rahmenbedingungen wie der Positionierung der Messsensorik beeinflusst wurde. Ein vielversprechendes Design konnte in Form einer drehbaren Konturhülse gefunden werden, in welche unterschiedliche Kavitätenformen eingearbeitet und auf einer axialen Höhe zwischen 0 und 0,6 der normierten Strömungskanallänge realisiert werden können. Die untersuchten passiven Maßnahmen wurden basierend auf den vorangegangenen Grundsatzüberlegungen bei 0,45 der Strömungskanallänge platziert.

- **Weitere Anforderungen:** Die Anforderungen hinsichtlich der feststehenden Messsensorik sowie die Dichtheitsanforderung hinsichtlich potenzieller Leckageströme zwischen Konturhülse und Gehäuse blieben, unverändert zum vorherigen Konzept mit aktiven Maßnahmen, bestehen.

In Abb. 6.36 ist eine Konstruktionsübersicht des entwickelten Turbinengehäuses mit variablen passiven Zusatzmaßnahmen dargestellt. Vergleichbar mit dem in Kapitel 6.3 vorgestellten Konzept mit aktiven Maßnahmen verfügt es über eine Variabilität die eine Rotation von 72° der Konturhülse mit den Kavitäten erlaubt. Der Drehmechanismus dient erneut dazu, die Position mit dem höchsten Reduktionspotenzial zu identifizieren. Aufgrund der feststehenden Sensorbohrungen zwischen dem Turbinenaustritt und der passiven Maßnahme ist eine Rotationsmitnahme erforderlich, welche eine Verdrehung um 360° verhindert.

Für die Beschreibung der passiven Maßnahmen wird eine Nomenklatur verwendet, welche neben der Anzahl der Kavitäten auch die Information über das Design sowie dem charakterisierenden geometrischen Maß enthält. Die Bezeichnung der untersuchten Designs passiver Maßnahmen lautet wie folgt:

- **D** (engl. „drill“): Zylindrische Kavitäten mit konstanter Tiefe, zusätzlich beschrieben über ihren Durchmesser.
- **TR** (engl. „trailing edge rear“): Kavitäten mit linear ansteigendem Gehäusespalt und abrupter Spaltverjüngung, zusätzlich beschrieben durch die radiale Tiefe.

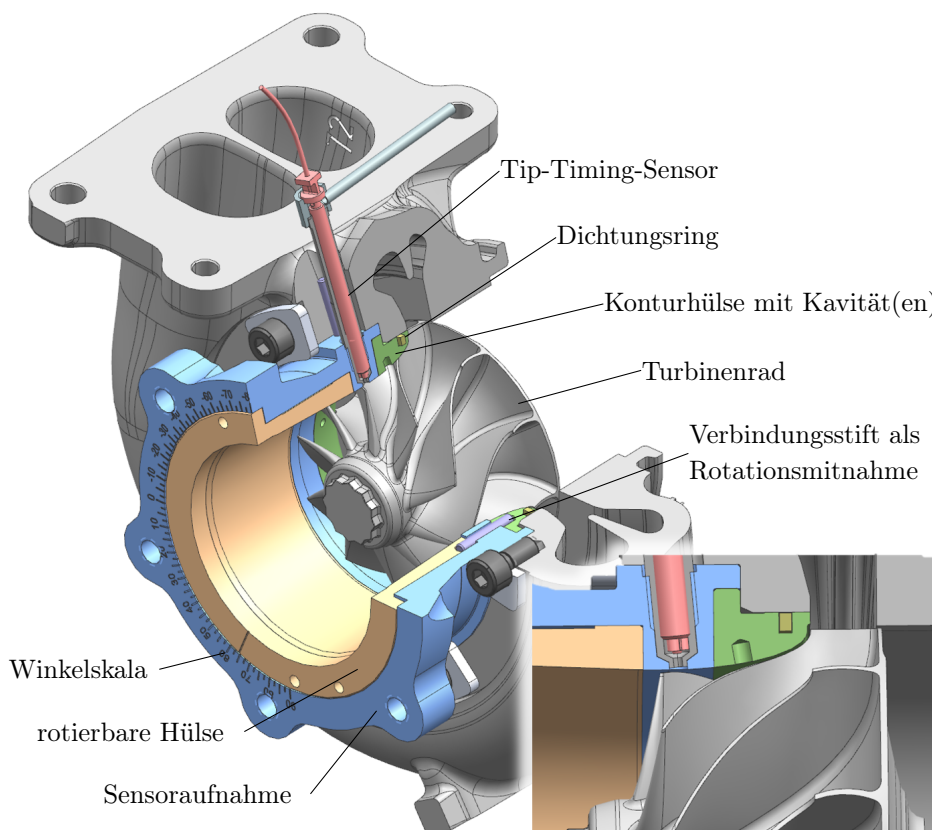


Abb. 6.36. Konstruktionsübersicht eines Konzepts mit passiven Zusatzmaßnahmen

- **TF** (engl. „trailing edge front“): Kavitäten mit abrupter Aufweitung, und abfallendem Gehäusepalt, zusätzlich beschrieben durch die radiale Tiefe.
- **O**: Ovale Kavitäten mit identischer axialer und radialer Tiefe, beschrieben über den Umfangswinkel auf welchem sich die Kavität in der Gehäusewandung erstreckt.
- **S** (engl. „shell“): Muschelförmige Kavitäten, welche durch eine Bearbeitung mittels Bohrer hergestellt werden können, zusätzlich beschrieben durch die Tiefe

Bei einer Maßnahme mit mehreren Kavitäten wurden diese auf der gleichen axialen Höhe rotationsperiodisch auf dem vollen Umfang angeordnet. Die Bezeichnung 6D5 beschreibt beispielsweise eine passive Maßnahme bei welcher sechs zylinderförmige Kavitäten mit dem Durchmesser 5 mm auf dem Umfang angeordnet sind. In Tabelle 6.2 sind die geometrischen Merkmale aller untersuchten passiven Strömungsfeldmaßnahmen zusammengefasst. Die Ausrichtung der Maßnahmen TR, TF und S erfolgte parallel zur passierenden äußeren Schaufelkante, die durch eine blaue Linie angedeutet ist. Die rote Linie gibt für jedes Design die Referenzposition wieder. Der Verlauf der radialen Tiefe der Kavität ist durch eine Schattierung angedeutet.

Die Entwicklung des Konzeptes und die Umsetzung sowie die grundlegenden Untersuchungen als auch Validierungsarbeiten wurden vom Autor dieser Arbeit durchgeführt. Ein Teil der Schwingungsmessungen am Heißgasprüfstand wurden im Rahmen der Bachelorarbeit von Gutknecht [46] durchgeführt, welcher auf den vorangegangenen Zwischenergebnissen aufsetzen konnte.

Bezeichnung	Schnittansicht	Draufsicht	r [mm]	a [mm]	d [mm]
D2			$\varnothing=2$		3,3
D3			$\varnothing=3$		3,3
D5			$\varnothing=5$		3,3
D7			$\varnothing=7$		3,3
TR15			7	5	1,5
TR33			7	5	3,3
TF15			7	5	3,3
TF33			7	5	3,3
O15			15°	5	1,5
O30			30°	5	3,3
S33			-	-	3,3

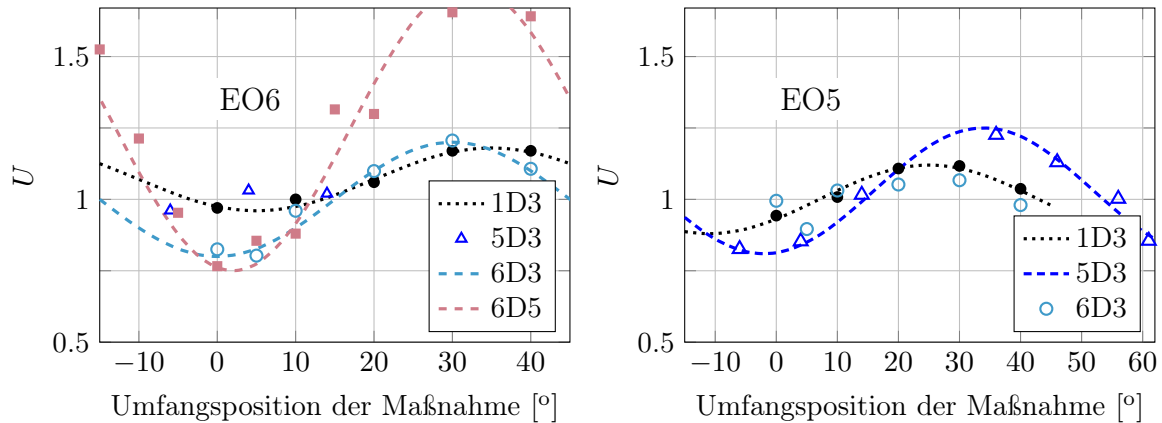
Tab. 6.2. Übersicht der untersuchten Designs passiver Maßnahmen sowie deren geometrische Merkmale

6.6.2 Experimentelle Schwingungsuntersuchungen

Um den Einfluss der beschriebenen passiven Strömungsfeldmaßnahmen auf das Schaufel-schwingverhalten zu untersuchen, wurden Messungen an einem Heißgasprüfstand durchgeführt. Dem Betrachtungsrahmen aller vorherigen Untersuchungen entsprechend wurden die Schwingungsamplituden der EO5 und EO6 gemessen. Aufgrund der großen Anzahl an geometrischen Gestaltungsmöglichkeiten wurden mehrere umfangreiche Messkampagnen durchgeführt, wobei insgesamt vierzehn unterschiedliche Designs in die abschließende Bewertung miteinbezogen wurden. Die Herstellung der Konturhülsen erfolgte mit dem 3D-Druck-Verfahren SLM (engl. „selective laser melting“) aus Stahl 1.4404, welcher einen zum Turbinengehäuse vergleichbaren thermischen Ausdehnungskoeffizienten besitzt. Lediglich die Maßnahmen vom Typ D und S als auch TR33* wurden mittels Bohr- und Erosionsbearbeitung aus einem Vollmaterial hergestellt und besitzen daher eine höhere Oberflächenqualität.

In Abb. 6.37 ist die Beeinflussung der Schwingungsamplitude von EO5 und EO6 dargestellt, welche durch zylindrische Maßnahmen des Typs D bei Variation der Anzahl und des Durchmessers entsteht. Analog zu den aktiven Maßnahmen ist auch hier ein direkter Zusammenhang zwischen der Schwingungsänderung und der Umfangsposition der passiven Maßnahme erkennbar. Die gemessenen Schwingungsamplituden sind auf den Wert des Basisgehäuses (ohne Maßnahme) referenziert, welches durch einen Ringeinsatz ohne Kavitäten dargestellt wurde. Bei den abgebildeten Messwerten handelt es sich um Maximalamplitudenwerte, welche aus jeweils fünf Einzelmessungen gemittelt und durch eine Sinuskurve angenähert werden. Bei der passiven Maßnahme 6D3 kann bei einem Winkel im Bereich von $0-5^\circ$ die Schwingungsamplitude von EO6 um bis zu 20 %, bei der größer gestalteten Maßnahme 6D5 um bis zu 25 % reduziert werden. Die Verwendung einer einzelnen Kavität führt bei EO6 zu einer Reduzierung von 3-4 %, was rund einem Sechstel der Wirkung von sechs Kavitäten entspricht.

Basierend auf einer einfachen Zerlegung der Kraftanregung in das Frequenzspektrum ist zu erwarten, dass die Verwendung von fünf Kavitäten auf EO6, sowie die Verwendung von



a) Beeinflussung EO6

b) Beeinflussung EO5

Abb. 6.37. Beeinflussung der maximale Schwingungsamplitude von EO6 (links) und EO5 (rechts) durch zylindrische Maßnahmen unterschiedlicher Anzahl und Größe

sechs Kavitäten auf EO5 keinen Einfluss hat. Der in den Messungen trotzdem festgestellte Einfluss findet, wenn auch auf vergleichsweise niedrigem Niveau, statt und wird mutmaßlich verursacht durch das unterschiedlich hohe Interaktionspotenzial der einzelnen Kavitäten, wie es in numerischen Untersuchungen von Gutknecht [46] gezeigt werden konnte. Aufgrund der Gehäuseasymmetrie variiert der Spaltstrom bei einer Rotorumdrehung in Umfangsrichtung, wodurch die einzelnen Kavitäten je nach Umfangsposition im Gehäuse eine unterschiedliche Interaktionsstärke besitzen. Die Schwingungsamplitude bei EO5 lässt sich durch 5D3 in vergleichbarem Maße beeinflussen, wobei die maximalen Schwingungswerte um knapp 20% reduziert werden können. Mittels einer einzelnen Kavität kann ein Reduktionspotenzial von knapp 4-5% festgestellt werden was wiederum etwa einem Fünftel der Maßnahme mit fünf Kavitäten entspricht.

In Abb. 6.38 sind die Ergebnisse für die Maßnahmen dargestellt, welche die Schwingungsamplitude am Beispiel EO6 am effektivsten reduzieren konnten. Das höchste Reduktionspotenzial zeigt sich bei den beiden Designs 6TR33* und 6S33, welche die Maximalamplitude um ca. 50%

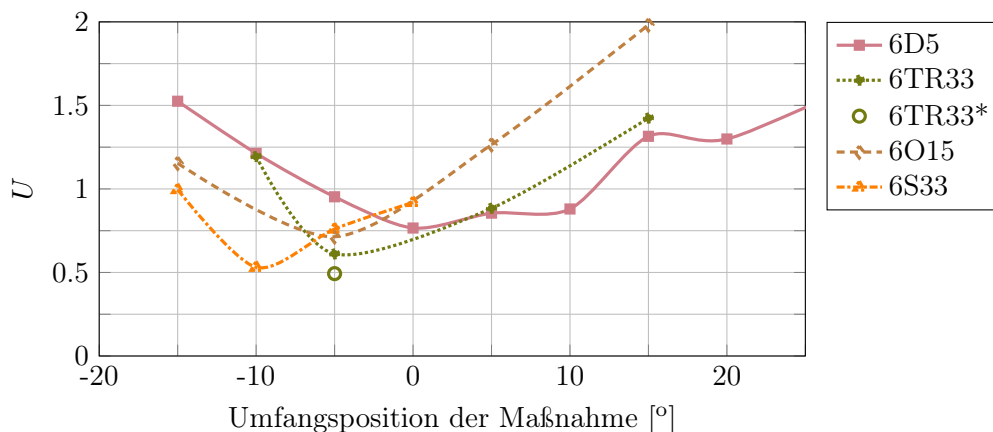


Abb. 6.38. Einfluss der effektivsten passiven Maßnahmen auf die maximale Schwingungsamplitude der EO6

verringern. Das Design 6TR33* unterscheidet sich dabei von dem geometrisch identischen Design 6TR33 durch eine deutlich bessere Oberflächenqualität und Formgüte aufgrund des genaueren Herstellungsverfahrens. Bei der optimalen Lage der einzelnen Designs gilt es zu beachten, dass neben dem Design selbst auch die Positionierung der Nulllage beziehungsweise Referenzposition einen Einfluss hat.

Die Ergebnisse der weiteren Designs sind in Tab.6.3 zusammengefasst. Für die identifizierte effektivste Positionierung der Maßnahme wurde die Beeinflussung von beiden relevanten Schwingungsordnungen erfasst, um potenzielle schwingungsanregende Effekte mitzubetrachten. Bis auf die Designs 6D7 und O30 konnte durch eine gezielte Positionierung bei allen Maßnahmen eine Reduktion der Schwingungsamplitude erreicht werden.

Bezeichnung	gemessene Positionen [°]	beste Pos. [°]	EO6	EO5
Basisgehäuse			1,00	1,00
1D3	0; 5; 10; 15; 20; 30; 40	0	0,97	0,94
5D3	-6; 4; 14; 36; 46; 56; 61	-6	(0,96)	0,82
6D3	0; 5; 10	0	0,79	(0,86)
	0; 5; 10; 20; 30; 40; 50	5	0,80	(0,89)
6D5	-15; -10; -5; 0; 5; 10; 15; 20; 30; 40	0	0,76	(0,74)
6D7	0; 5; 10	0	1,00	(0,73)
6TR15	-5; 5	-5	0,65	(0,86)
6TR33	-10; -5; 5; 15	-5	0,61	(0,80)
6TR33*	-5	-5	0,49	(0,77)
6TF15	-	-	-	-
6TF33	-5 ; 5; 15	-5	0,78	(0,67)
6O15	-15; -5; 5; 15	-5	0,71	(0,83)
6O30	-25; -15; -5; 5	-15	2,36	(1,70)
6S33	-15; -10; -5; 0	-10	0,53	(0,77)

*bessere Oberflächenqualität durch Senkerosion

Tab. 6.3. Übersicht der gemessenen Schwingungsamplituden für die unterschiedliche passive Maßnahmen bei EO6

6.6.3 Einfluss auf Turbinenwirkungsgrad

Ist die Beeinflussung des Strömungsfeldes durch die Kavitäten in der Turbinengehäusewandung auch vergleichsweise gering, wird der Turbinenwirkungsgrad dennoch beeinflusst. Um den Wirkungsgradeinfluss zu untersuchen, wurden diverse Kennfeldmessungen mit mehreren Designs durchgeführt. In Abb. 6.39 ist das Turbinenkennfeld des Basisdesigns sowie für mehrere zylindrische Zusatzmaßnahme mit einem Durchmesser ≤ 3 mm dargestellt.

Wie zu erkennen, lassen sich im Durchsatzverhalten der Turbinenstufe keine Änderungen nachweisen. Die Wirkungsgrade liegen bei allen Messungen auf einem sehr ähnlichen Niveau, wobei sich eine leichte Wirkungsgraderhöhung gegenüber dem Basisdesign abzeichnen lässt.

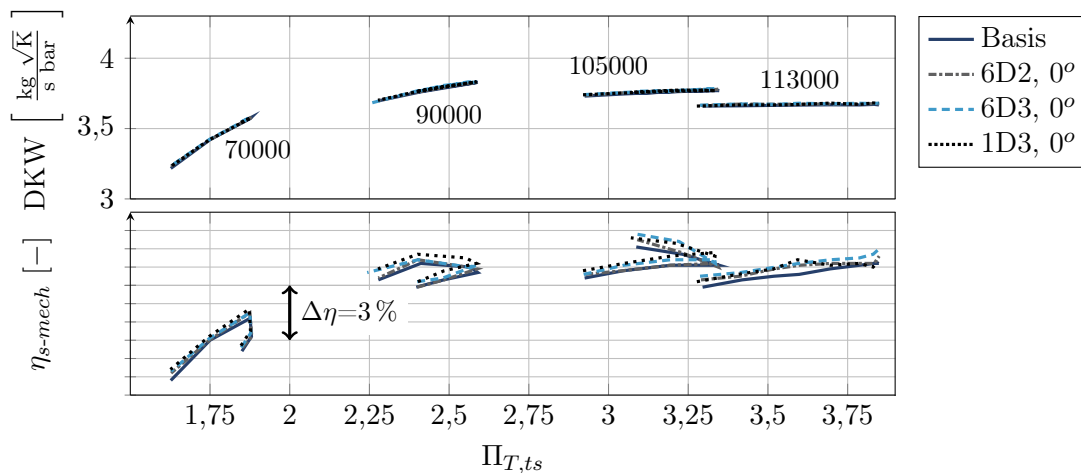


Abb. 6.39. Einfluss zylinderförmiger passiver Maßnahmen in der Turbinengehäusewandung auf das Turbinenkennfeld

Im mittleren und oberen Kennfeldbereich beläuft sich diese Steigerung auf ca. 0,5% und liegt damit im Reproduzierbarkeitsbereich der Prüfstandsmessung.

In Abb.6.40 ist der Einfluss von sechs zylindrischen Maßnahmen vom Typ D mit einem Durchmesser ≥ 3 mm auf das Turbinenkennfeld dargestellt. Das Design 6D3 zeigt sich bei diesen Messungen ohne Wirkungsgradvor- beziehungsweise nachteil auf einem sehr vergleichbaren Wirkungsgradniveau. Ein leichter Abschlag im Wirkungsgrad lässt sich schrittweise bei Vergrößerung der passiven Maßnahme beobachten. Für das Design 6D7 ergibt sich ein um ca. 1% reduzierter Wirkungsgrad, welcher sich durch den erhöhten Leckagestrom erklären lässt, der beim Passieren einer Kavität über den kurzzeitig vergrößerten Schaufelspalt entsteht.

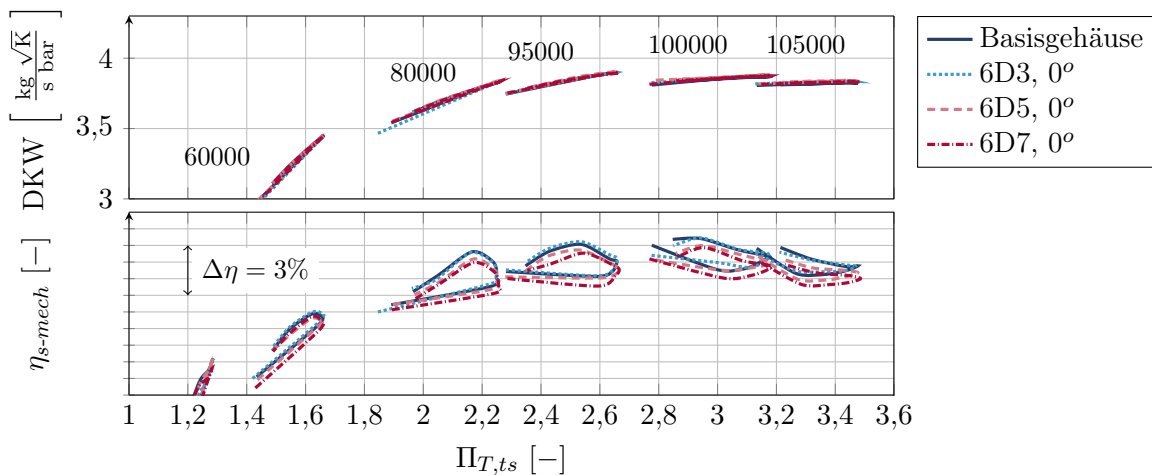


Abb. 6.40. Einfluss zylinderförmiger passiver Maßnahmen mit variiertem Durchmesser in der Turbinengehäusewandung auf das Turbinenkennfeld

Im letzten Schritt ist in Abb.6.41 der Wirkungsgradeinfluss der Designs 6TR33* und 6S33 dargestellt, welche bei den vorangegangenen Schwingungsmessungen das höchste Reduktionspotenzial zeigten. Für beide Designs zeigt sich hierbei ein zum Basisgehäuse sehr

vergleichbares Wirkungsgradniveau, welche mit einer gemittelten Reduktion von $\leq 0,3\%$ erneut innerhalb Reproduzierbarkeitsbereich der Prüfstandsmessung liegt. Es wird vermutet, dass durch eine Optimierung der Maßnahmen hinsichtlich eines reduzierten Umfangsbereichs (siehe Parameter r in Tab.6.2) ein Einfluss auf den Wirkungsgrad reduziert werden könnte.

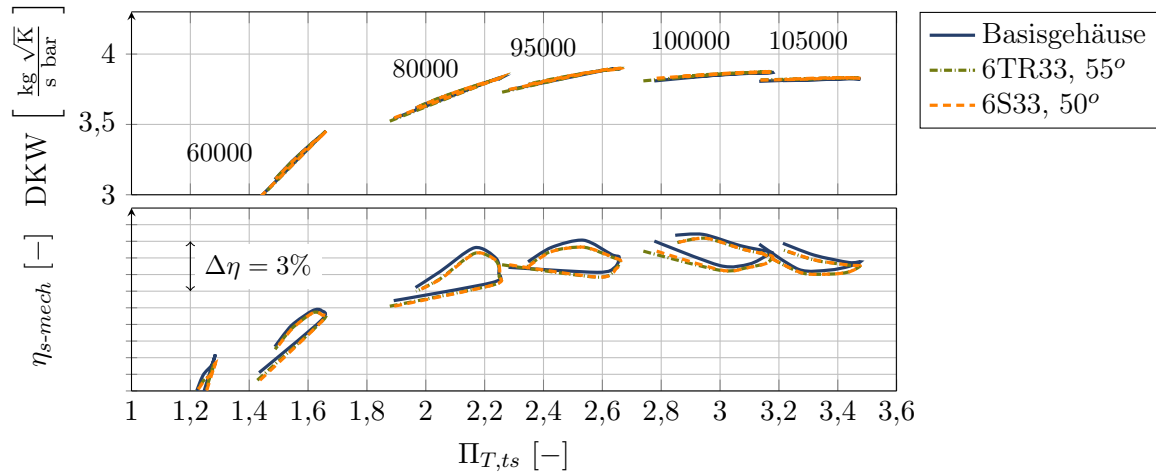


Abb. 6.41. Einfluss der effektivsten passiven Maßnahmen auf das Turbinenkennfeld

6.7 Diskussion

Bei den Untersuchungen aktiver Maßnahmen zur Strömungsfeldbeeinflussung konnte gezeigt werden, dass Einblasdüsen in einem Radialturbinengehäuse dazu genutzt werden können, Schaufelschwingungen im Betriebsbereich gezielt zu beeinflussen. Das Schwingungsniveau einer Erregerordnung konnte experimentell um bis zu 70 % reduziert werden, wobei ein noch höheres Potenzial vermutet wird.

Die Gegenüberstellung der berechneten und tatsächlichen Schwingungsbeeinflussung liefert mit einer Abweichung von 5° eine hinreichende Übereinstimmung. Als Gründe hierfür wurden eine teilweise unzureichende Detaillierung des Strömungsmodells im Bereich der Injektionszone zugeschrieben sowie den Unsicherheiten bei der Übertragung der versuchsseitig ermittelten Düsen Eintrittsrandbedingungen auf das Simulationsmodell. Insbesondere die potenzielle Leckage, der Aufheizvorgang der Düsenströmung durch das heiße Turbinengehäuse sowie das exakte Erfassen der Druckrandbedingung stellte eine nicht zu vernachlässigende Herausforderung dar.

Die experimentellen Untersuchungen mit passiven Zusatzmaßnahmen konnten ebenfalls den Beweis erbringen, dass nach den gleichen Zusammenhängen Einfluss auf die Schwingungsamplitude genommen werden kann. Die Möglichkeiten der Schwingungsreduktion blieben mit einem Reduktionspotenzial von 50 % nicht weit hinter den aktiven Maßnahmen zurück. Die vergleichsweise einfache Umsetzbarkeit der passiven Maßnahmen, insbesondere das durch eine einfache Bohrungsbearbeitung herstellbare Design 6S33, kann zukünftig eine attraktive Lösung zur Schwingungsreduktion darstellen. Es wird vermutet, dass sich durch eine Optimierung der Maßnahmen hinsichtlich der axialen Lage sowie der Umfangslänge (geom. Parameters k) das Potenzial der Maßnahme noch weiter steigern lässt.

7 Zusammenfassung der Arbeit

Die vorliegende Forschungsarbeit befasst sich mit der Beeinflussung von aerodynamisch induzierten resonanten Turbinenschaufelschwingungen an der Radialturbine eines Abgasturboladers. Die Anregung der Schaufelschwingungen ist bei dem untersuchten leitgitterlosen Turbinendesign auf die Ungleichförmigkeit des eintrittsseitigen Strömungsfeldes zurückzuführen, welches primär aufgrund der Gehäusezunge entsteht. Kennzeichnend für die Anregung sind hierbei niedrige Erregerordnungen (engl. „low engine order“). Im Fokus der Untersuchung stand primär die sechste Erregerordnung (EO6), da diese im normalen Betriebsbereich durch Anregung der ersten Schaufelbiegemode zur höchsten Schwingungsbelastung führt. Um die Aussagekraft der Untersuchung zu erhöhen und mögliche Grenzen aufzuzeigen, wurde zusätzlich der Betrachtungshorizont auf die fünfte Erregerordnung (EO5) erweitert.

Die Arbeit kann in zwei thematische Schwerpunkte unterteilt werden, wobei sich der erste Teil auf die Beeinflussung der Schaufelschwingungen durch die eintrittsseitige Turbinengehäusegeometrie, insbesondere des Zungenbereichs fokussiert. Im zweiten Themenschwerpunkt werden zusätzliche Turbinengehäusemaßnahmen untersucht, mit welchen das Strömungsfeld lokal verändert werden kann, um das Schaufelschwingungsverhalten gezielt zu beeinflussen. Im Rahmen dieser Arbeit wurden aktive Zusatzmaßnahmen in Form kleiner Einblasdüsen sowie passive Zusatzmaßnahmen in Form von Kavitäten in der Turbinengehäusewandung untersucht.

Beeinflussbarkeit durch Gehäusezungengeometrie

Das Ziel dieser Untersuchung war, den Einfluss zweier Turbinengehäuseparameter auf das Schaufelschwingungsverhalten zu untersuchen und eine validierte Simulationsmethodik zu erarbeiten, welche zur Vorhersage von Schwingungsbelastungen eingesetzt werden kann. Im Falle des hier untersuchten doppelflutigen Turbinengehäuses erfolgt die geometrische Beschreibung der Gehäusezunge über die folgenden beiden Parameter: den radialen Abstand zwischen Zunge und Rotor sowie den Winkelversatz der beiden Zungenenden in Umfangsrichtung.

Für die Erstellung einer zuverlässigen Vorhersagemethodik wurden insgesamt neun verschiedene Turbinengehäuse mit variierten Zungengeometrien konstruiert und für die Validierung der Vorhersagemethodik verwendet. Die Konstruktion der Gehäusevarianten erfolgte über ein methodisches Vorgehen, wodurch ein vergleichbares Durchsatzverhalten aller Turbinengehäuse erzielt werden konnte.

Für alle Gehäusevarianten wurden detaillierte instationäre Strömungsberechnungen an den beiden im Vorfeld identifizierten Resonanzstellen durchgeführt. Hierbei konnte ein tieferes Verständnis über die wirkenden instationären und harmonischen Anregungsmechanismen erlangt werden. Um die Schwingungsanregung der unterschiedlichen Turbinengehäuse beurteilen zu können, wurde der Ansatz der generalisierten Kraft verwendet. Dieser eindimensionale Ansatz zur Bewertung von Fluid-Struktur-Interaktion wurde davor anhand der Basisgeometrie validiert und umfasst unter anderem eine Modalanalyse des Turbinenrades.

Die generalisierte Kraft ermöglicht einen relativen Vergleich der Schwingungsbelastung für die unterschiedlichen Turbinengehäusevarianten und erlaubt in Form des generalisierten Drucks die Identifizierung der Schaufelzonen, welche einer hohen Anregung unterliegen. Die Hauptanregungszonen zeigen sich weitestgehend unverändert zum bereits untersuchten Basisdesign

an der freistehenden austrittsseitigen Schaufelspitze. Die Intensität sowie die Phasenlage des harmonischen Anregungsfeldes zeigten eine deutliche Abhängigkeit der beiden Untersuchungsparameter, wodurch die Schaufelschwingungsamplitude sowohl positiv als auch negativ beeinflusst werden konnte. In Verbindung mit einzelnen Schwingungsmessungen an einem Basisdesign konnte eine Korrelation in Form eines einfachen Umrechnungsfaktors zwischen der berechneten generalisierten Kraft und der resultierenden Schwingungsamplitude erfolgen. Mit Hilfe dieser Korrelation konnte die ermittelte generalisierte Kraft aller weiteren Designs in eine Schwingungsamplitude umgerechnet werden, wodurch eine quantitative Vorhersage der Schaufelbelastung möglich war. Zur Validierung der Berechnungsergebnisse wurden alle untersuchten Turbinengehäuse in Hardware hergestellt und Schaufelschwingungsmessungen am Heißgasprüfstand durchgeführt. Zusätzliche Kennfeldmessungen zeigten, dass die Reduzierung des Zungenabstandes in einigen Fällen mit einer Wirkungsgraderhöhung verbunden sein kann. Der untersuchte Zungenversatz zeigte sich speziell bei größeren Zungenabständen mit keinem oder einem leichten Wirkungsgradvorteil. Die Schwingungsmessungen bestätigten, dass mit einer Reduzierung des Zungenabstandes die Schwingungsbelastung in beinahe allen Fällen zunimmt. So erhöhte sich im Fall der EO6 durch eine Verringerung des Zungenabstandes die Ausgangsschwingungsamplitude um 230 %. Die Erhöhung des Zungenversatzes stellte sich dagegen als schwingungsreduzierende Maßnahme heraus. In allen Fällen führte die Erhöhung des Zungenversatzes zu einer Reduzierung der Schwingungsbelastung, wodurch im Falle der EO6 die Schwingungsamplitude im Experiment um 75 % reduziert werden konnte ohne den thermodynamischen Wirkungsgrad am Heißgasprüfstand zu reduzieren. Durch eine finale Gegenüberstellung der Vorhersageergebnisse mit den tatsächlichen Messwerten konnte die Simulationsmethodik erfolgreich validiert werden. Dabei lieferte dieses für die deutliche Mehrzahl der Turbinengehäusevarianten eine sehr zufriedenstellende Übereinstimmung. Das validierte numerische Werkzeug trägt damit einen großen Teil dazu bei, insbesondere im Umfeld von Entwicklungsprozessen von Unternehmen, kosten- und zeitaufwändige Schwingungsmessungen zukünftig zu reduzieren.

Beeinflussbarkeit durch Zusatzmaßnahmen

Im zweiten Teil dieser Arbeit wurden Untersuchungen durchgeführt, um die Turbinenschaufelschwingungen der Basisturbine mittels zusätzlicher Maßnahmen zu reduzieren. Hierbei wurde der Fokus auf die Injektion eines geringen Sekundärmassestroms gelegt, welcher mittels einer oder mehrerer kleiner Düsen in die Schaufelpaltregion eingeblasen wurde. Somit entsteht die Möglichkeit das Strömungsfeld lokal zu beeinflussen. Die axiale Position der Einblasdüsen erfolgte, basierend auf den im ersten Teil erlangten Erkenntnissen, an der freistehenden austrittsseitigen Schaufelspitze, wo die betrachtete erste Schaufelbiegemode den höchsten Verschiebungsanteil aufweist. Die Zusatzmaßnahmen verfolgten hierbei das Ziel, die harmonischen Drucklasten auf der Schaufeloberfläche zu reduzieren, um die resonante Schaufelschwingungsamplitude zu verringern. Der Fokus wurde hierbei auf die Interaktion der Düsen-Maßnahme und der Schaufelschwingung gelegt, wobei insbesondere die Positionierung in Umfangsrichtung sowie der Düsenbeaufschlagungsdruck genauer untersucht wurden.

Für die experimentellen Untersuchungen wurde der Austrittsflansch eines Basisturbinengehäuses umgestaltet, sodass variable Einschubhülsen mit unterschiedlichen Zusatzmaßnahmen verwendet werden konnten. Die Einschubhülsen, welche die Düsen-Maßnahmen beinhalteten, waren drehbar gelagert, wobei die Umfangsposition relativ zur eintrittsseitigen Gehäusezunge definiert wurde. Die externe Bereitstellung der Druckluftversorgung ermöglichte das variable Einstellen der Düsendruckbeaufschlagung. Bei den Messungen konnte gezeigt werden, dass

ein eindeutiger Zusammenhang zwischen der Umfangsposition der Düsengeometrie, dem Beaufschlagungsdruck und der resultierenden Schaufelschwingungsamplitude besteht. Bei der optimalen Konfiguration der Maßnahme konnte die maximale Resonanzamplitude um 70 % reduziert werden, wobei noch ein höheres Potenzial vermutet wird. Der injizierte Sekundärstrom betrug dabei ca. 0,5 % des Hauptmassenstrom. Die experimentellen Untersuchungen konnten zeigen, dass nicht nur einzelne, sondern mehrere relevante Resonanzordnungen positiv beeinflusst werden können. Abhängig von der Konfiguration war es ebenfalls möglich die Schwingungsamplituden kontrolliert zu erhöhen, was insbesondere im Rahmen von Festigkeitserprobungen Verwendung finden kann. Der Einfluss auf den thermodynamischen Wirkungsgrad wurde für verschiedene Konfigurationen am Heißgasprüfstand betrachtet, wobei für die betreffenden Konfigurationen kein negativer Einfluss nachgewiesen werden konnte, was die Einsatzfähigkeit dieses Verfahrens weiter interessant macht.

Die Ergebnisse der Untersuchungen wurden durch instationäre Strömungsfeldberechnungen gestützt. Die gewonnenen harmonischen Druckfelder, welche über die Düsen-Maßnahme nachweislich beeinflusst wurden, lieferten ein tieferes Verständnis für den zugrundeliegenden Interaktionsmechanismus. Die Beeinflussung des harmonischen Druckfeldes durch die Düsen-Maßnahme fand vorrangig auf der Saugseite statt, wo die Phasenlage der harmonischen Druckamplitude abhängig der Düsenumfangsposition verändert werden konnte. Als Maß für die angeregte Schwingungsamplitude wurde erneut die zuvor validierte generalisierte Kraft herangezogen. Die Optimierung der generalisierten Kraft stellte ein geeignetes numerisches Werkzeug dar, um die Beeinflussung der Schwingungsanregung durch die Einblasdüsen zu quantifizieren. Die Gegenüberstellung der berechneten und tatsächlichen Schwingungsbeeinflussung liefert hinsichtlich der Düsenposition mit einer Abweichung von 5° eine hinreichende Übereinstimmung. Für die genaue Bestimmung der optimalen Düsenpositionierung kann jedoch noch nicht auf die experimentellen Messungen verzichtet werden.

Neben dem in der Arbeit hauptsächlich verwendeten iterativen Vorgehen wurde außerdem ein Verfahren vorgestellt, mit welchem die Identifizierung der optimalen Düsenpositionierung basierend auf einer einzelnen instationären Berechnung des Basisturbinengehäuses abgeschätzt werden kann. Diese Herangehensweise konnte jedoch nur an einem einzelnen Design überprüft werden und bedarf zusätzlicher Vorkenntnisse darüber, wie sich die Zusatzmaßnahme auf das harmonische Druckfeld auswirkt.

Zusätzlich zu den aktiven Maßnahmen wurden passive Zusatzmaßnahmen in Form von Kavitäten in der Turbinengehäusewandung untersucht. Zur Reduzierung der im Fokus stehenden Resonanzordnung EO6 wurden sechs Kavitäten rotationsperiodisch über den Umfang verteilt. Die Untersuchung fand im Rahmen dieser Arbeit ausschließlich auf experimenteller Ebene statt. Insgesamt wurden 14 unterschiedliche Designs hinsichtlich ihres Reduktionspotenzials bewertet, wobei die beiden Effektivsten am Beispiel der EO6 eine Verringerung der Schwingungsamplitude um 50 % bewirkten. Der Einfluss auf den Turbinenwirkungsgrad wurde mittels Kennfeldmessungen ebenfalls für zahlreiche Designs untersucht. Für die beiden effektivsten Designs konnte dabei ein Wirkungsgradeinfluss zwischen 0 % und -0,3 % festgestellt werden. Dieser liegt damit in einem so geringen Bereich, dass die Genauigkeit beziehungsweise Reproduzierbarkeit der Kennfeldmessungen am Prüfstand an ihre Grenzen stieß. Das Verfahren passiver Maßnahmen zur Schwingungsreduktion wird im Rahmen von Nachfolgearbeiten weiter untersucht.

7.1 Zentrale Ergebnisse der Arbeit

Die in dieser Arbeit entstandenen Ergebnisse aus experimentellen und numerischen Untersuchungen tragen zum weiteren Verständnis hinsichtlich der Entstehung als auch Beeinflussungsmöglichkeiten von Schaufelschwingungen bei. Im Folgenden werden die wichtigsten Erkenntnisse nach ihren Themenschwerpunkten unterteilt und zusammengefasst:

Simulation von Schaufelschwingungen:

- Die betrachteten Schaufelschwingungen der ersten Biegemode werden effektiv nahe der austrittsseitigen Schaufelspitze angeregt und damit fernab der schwingungsanregenden Gehäusezunge. Dies liegt daran, dass die Schaufel an dieser Stelle ihren höchsten Verschiebungsanteil besitzt und somit die höchste Sensitivität hinsichtlich ihrer Erregbarkeit aufweist. (Kapitel 4.3.1)
- Bei allen betrachteten Erregerordnungen trägt die Saugseite einen weitaus höheren Anteil zur Schaufelschwingung bei als die Druckseite. Dies bekräftigt die Aussage mehrerer Vorgängerarbeiten, wonach die Spaltströmung, welche mit der Hauptströmung interagiert und einen saugseitigen Wirbel bildet, einen harmonischen Anteil zur Anregung der Schaufelschwingungen besitzt. (Kapitel 4.3.1)
- Der verwendete Simulationsansatz der generalisierten Kraft ist ein geeignetes Werkzeug zur Quantifizierung von Schaufelschwingungen und eignet sich besonders in dem vorliegenden Fall, bei welchem sich aufgrund des variierten Turbinengehäusedesigns lediglich das Anregungsfeld nicht aber das strukturdynamische Verhalten und die aerodynamische Dämpfung des Rotors verändert.
- Der Ansatz der generalisierten Kraft ermöglicht die relative Bewertung des Anregungspotenzials unterschiedlicher Erregerordnungen bei einer unveränderten Turbinengehäusegeometrie mit einer sehr hohen Genauigkeit, ohne die Notwendigkeit einer Messung. (Kapitel 4.3.1)
- Durch die Miteinbeziehung eines einzelnen Messwertes und unter der Annahme, dass sich die Dämpfung der Schaufel nur vernachlässigbar ändert, kann die generalisierte Kraft in eine Schwingungsamplitude umgerechnet werden. In einem weiteren Schritt kann die resultierende Spannung im Schaufelfuß berechnet werden, was die Bewertung des Turbinenrades hinsichtlich Schwingfestigkeit erlaubt (Festigkeitsanalyse nicht Bestandteil dieser Arbeit, siehe [107]).
- Die durchgeführte Harmonic-Force-Response-Rechnung am idealen Rotor verdeutlicht die hohen Unsicherheiten, die bei der Berechnung realer Schwingungsamplituden vorliegen. Wird für die Abschätzung der maximalen Schwingungsamplitude der Whitehead-Faktor von 2,08 verwendet, wird der Messwert um 20 % überschätzt. Da die Anregungskräfte in Form der generalisierten Kraft für einzelne Erregerordnungen in guter relativer Übereinstimmung mit den Messergebnissen liegt, wird der Fehler hauptsächlich dem Wert der experimentell ermittelten Dämpfung zugeschrieben. (Kapitel 4.3.2)

Beeinflussung von Schaufelschwingungen durch das Turbinengehäusedesign:

- Die Reduzierung des Zungenabstandes ist für Turbinenvarianten mit einem Zungenabstand $\geq 120\%$ mit einer Erhöhung der Schwingungsanregung um bis zu 230 % (EO6)

verbunden. Für die Variante mit dem geringsten Zungenabstand von 110 % zeigte sich für EO6 ein hiervon abweichendes Verhalten. Ein Messfehler kann hierbei ausgeschlossen werden, da das numerische Berechnungsmodell dieses individuelle Verhalten bestätigte. (Kapitel 5.4.3)

- Die Erhöhung des Zungenversatzes stellt eine sehr effektive Möglichkeit zur Schwingungsreduzierung dar. In allen Fällen kann die Schwingungsamplitude über eine Erhöhung des Zungenabstandes reduziert werden. Ein relativer Zungenversatz über einen Bereich von 30° stellt sich sowohl für die Reduzierung der EO5 und EO6 als optimal heraus, wobei das Design der vorgezogenen kleinen Flut mit einem Reduktionspotenzial von 75 % das schwingungsärmste Gehäusedesign darstellt. Die Implementierung eines Zungenversatzes kann den schwingungserhöhenden Effekt reduzierter Zungenabstände vollständig kompensieren. Der theoretischen Betrachtung zufolge beträgt der ideale Zungenversatz 30° zur Reduzierung von EO6 und 36° für die EO5. (Kapitel 5.4.3)
- Der Amplitudenunterschied der gemessenen Schaufelschwingung der einzelnen Schaufeln ist aufgrund der hohen Verstimmung und der integralen radialen Bauform erheblich. Das Verhältnis zwischen der maximalen und minimalen Schwingungsamplitude liegt bei rund 300 %. (Kapitel 5.4.2)
- Die Variation eines Turbinengehäuses verändert alle Schaufelschwingungsamplituden in einem weitestgehend gleichen Maße. Die Schaufeln mit der höchsten Schwingungsamplitude verbleiben in ihrer Rolle. Das Verhältnis zwischen maximaler und mittlerer Amplitude ist für alle Turbinendesigns annähernd identisch. (Kapitel 5.4.2)
- Der verwendete methodische Auslegungsansatz eignet sich zur Erzeugung von thermodynamisch vergleichbaren Turbinengehäusevarianten mit unterschiedlichen Zungendesigns. Die Übereinstimmung der Durchsatzkennwerte von $\leq \pm 2\%$ kann noch eine höhere Genauigkeit erzielen, indem die Strömungskerne vor ihrer Fertigung per CFD-Simulation bewertet und gegebenenfalls korrigiert werden. (Kapitel 5.2)

Beeinflussung von Schaufelschwingungen durch aktive Zusatzmaßnahmen:

- Mit der implementierten Zusatzmaßnahme in Form einer kleinen Einzeldüse kann die Schaufelschwingungsamplitude einer definierten Erregerordnungen um bis zu 70 % reduziert werden. Die effektivste Schwingungsreduzierung findet für EO5 bei einer Umfangspositionierung der Düse von 20°, für EO6 bei 15° relativ zur Gehäusezunge statt. Durch eine weitere Anpassung des Designs (axiale Positionierung der Düse, konstruktive Vermeidung von Möglichkeiten der Leckage) wird vermutet, dass von einem noch höheren Reduktionspotenzial ausgegangen werden kann. (Kapitel 6.4.1)
- Durch den Einsatz nicht-periodischer Maßnahmen könnten mit einem Düsendesign mehrere Ordnungen gezielt reduziert werden. Neben einer ungleichmäßigen Umfangsverteilung kann hierbei zusätzlich die Düsengröße verändert werden. Diese Art der Maßnahmen wurden in dieser Arbeit nicht behandelt.
- Die Schaufelschwingungsbelastung kann mit einer gezielten Anordnung der Düsenmaßnahme in Umfangsrichtung deutlich erhöht werden, was eine Möglichkeit zur Raffung von Dauerhaltbarkeitsversuchen darstellt. (Kapitel 6.4.4)

- Der Einfluss auf den Wirkungsgrad ist für alle untersuchten Konfigurationen mit $\leq 1\%$ gering. Bei denen für die Schwingungsreduzierung als geeignet festgehaltenen Düsenrandbedingungen (Einzeldüse, $\varnothing 1,5\text{mm}$, Druckbeaufschlagung 2-3 bar), kann aufgrund der begrenzten Reproduzierbarkeit der Prüfstandsergebnisse kein Wirkungsgradeinfluss festgehalten werden. Eine parallel laufende Forschungsarbeit am Imperial College London nutzt das Prinzip der Einblasung für eine Wirkungsgradsteigerung. Möglicherweise lassen sich daher zukünftig schwingungsreduzierende und wirkungsgradsteigernde Maßnahmen kombinieren. (Kapitel 6.4.3)
- Obwohl sich die Betrachtung der generalisierten Kraft als ein geeigneter Ansatz darstellt, erweist sich die numerische Bestimmung der optimalen Maßnahmenpositionierung nach dem gezeigten iterativen Vorgehen als aufwendig. Die Bestimmung der Maßnahme auf Basis einer harmonischen Umfangszerlegung des Druckfeldes auf der Gehäusewandung zeigt Potenzial den Auslegungsprozess zu vereinfachen. Hierbei ist im Idealfall nur eine einzelne instationäre Strömungsfeldberechnung notwendig. (Kapitel 6.5.5)

Beeinflussung von Schaufelschwingungen durch passive Zusatzmaßnahmen:

- Ein vergleichbarer reproduzierbarer Zusammenhang zwischen der Umfangspositionierung und der resultierenden Schwingungsamplitude kann auch beim Einsatz passiver Maßnahmen nachgewiesen werden. Bei der Bewertung von insgesamt 13 unterschiedlichen Designs zeigen die beiden wirkungsvollsten Designs (TR33 und S33) ein Reduktionspotenzial von 50%. Beide Designs kennzeichnen sich durch einen in Rotationsrichtung linear aufweitenden Gehäusespalt mit abrupter Endkante. Das Design S33 lässt sich über einen vergleichsweise einfachen Fertigungsprozess in standardmäßigen Seriengehäusen implementieren (Kapitel 6.6.2)
- Bis auf zwei Designs kann mit allen passiven Maßnahmen die Schwingungsamplitude von EO5 und EO6 reduziert werden. Weitestgehend unabhängig von dem verwendeten Design befindet sich die optimale Positionierung der Maßnahmen zwischen 0 und -10° . Die zur Reduzierung von EO6 identifizierte beste Lage führt bei allen Maßnahmen ebenfalls zu einer reduzierten Schwingungsamplitude von EO5 (Kapitel 6.6.2)
- Nur für die passiven Designs mit den größten geometrischen Ausmaßen (6D7) ist eine Reduktion des Wirkungsgrades von ca. 1% festzustellen. Die Designs mit dem höchsten Schwingungsreduktionspotenzial zeigen ein vergleichbares Wirkungsgradniveau mit einem Einfluss von $\leq 0,3\%$. (Kapitel 6.6.3)

7.2 Ausblick

Der im ersten Teil dieser Arbeit validierte Berechnungsansatz kann für die Bewertung des Einflusses geometrischer Maßnahmen am Turbinengehäuse auf das Schaufelschwingungsverhalten verwendet werden. Die häufigste Nutzung dieses Ansatzes stellt zukünftig aller Wahrscheinlichkeit nach der Serienentwicklungsprozess in einem unternehmerischen Umfeld dar. Ein weiteres Anwendungsgebiet stellen Abhilfemaßnahmen dar, welche für die Bekämpfung von Feldgeschehen hinsichtlich ihres Potenzials bewertet werden müssen.

Zusätzlich ist eine Übertragung der Methodik auf die Verdichterseite problemlos möglich. Insbesondere bei der Verwendung von Vor- oder Nachleitgittern wird die Anregung auf das Verdichterrad erhöht, wodurch das Risiko eines HCF-Schadens deutlich zunehmen kann. Da

es sich hierbei jedoch um höhere Erregerordnungen handelt, was die Betrachtung mehrerer Schwingungsmoden erfordert, wird die Untersuchung umfangreicher. Die Verwendung von Messdaten einer Basisgeometrie kann auch hier dazu genutzt werden, die Schwingungsamplituden über die generalisierte Kraft zu quantifizieren.

Dem anhaltenden Wunsch, Schwingungsbelastungen ohne das Miteinbeziehen von Schwingungsmessdaten zuverlässig vorhersagen zu können, kann auch der vorliegende Berechnungsansatz nicht nachkommen. Vielmehr kann er jedoch dafür genutzt werden, um das Turbinengehäusedesign so auszulegen, dass dieses den optimalen Kompromiss zwischen Thermodynamik und Betriebsfestigkeit darstellt.

Die erfolgreiche Umsetzung der schwingungsreduzierenden Zusatzmaßnahmen zeigt, dass der Einsatz des Verfahrens in einem aktuellen Serienturbolader möglich ist. Für den Fall eines Einsatzes an einem Fahrzeug müsste in einem nächsten Schritt die Frage geklärt werden, woher die benötigte Druckluft bezogen werden kann. Hierfür wäre es denkbar, diese aus dem Druckluftspeicher des Bordsystems zu entnehmen, was sogar mit relativ einfachen Maßnahmen abhängig von der Turboladerdrehzahl gesteuert werden könnte. Des Weiteren ist es innerhalb des Gehäuses vergleichsweise einfach umsetzbar, aus dem Voluteneintrittskanal den benötigten Teil des Hauptmassenstroms über einen Bypass umzuleiten und direkt im sensitiven Schaufelaustrittsbereich für die Schwingungsreduzierung einzusetzen. Diese Umsetzung wäre insofern interessant, da zur Reduzierung von hohen Schwingungsamplituden im oberen Kennfeldbereich auch der zur Verfügung stehende Injektionsdruck dementsprechend hoch ist. Im Bereich der Kennfeldmitte läge der Injektionsdruck demgegenüber auf einem niedrigeren Level, was der Reduktion von höheren Erregerordnungen mit niedrigeren Schwingungsamplituden ebenfalls entgegenkommt.

Zusätzlich kann das Konzept genutzt werden, um die Dauerhaltbarkeitsgrenze eines Turboladerdesigns unter betriebsnahen Randbedingungen zu bestimmen, was bis heute nach bestem Wissen des Autors noch nicht möglich ist. Erste mit diesem Konzept überhöhte Dauerhaltbarkeitstests werden im Unternehmen seit dem Jahr 2018 für die Dauerhaltbarkeitserprobung von Prototypen für den Serieneinsatz erfolgreich getestet.

Ein womöglich größeres Anwendungspotenzial für die vorgestellten schwingungsreduzierenden Maßnahmen bieten größere Turbomaschinen, wie beispielsweise aus dem Bereich der Luftfahrzeugantriebe oder Energieversorgung. Höhere Sicherheitsanforderungen, verbunden mit einem hohen Kostenniveau, führen dort zu einem weitaus größeren Interesse an Maßnahmen zur Steigerung der Betriebsfestigkeit. Die aufgezeigte Umsetzbarkeit sowie das vermutete weitaus höhere Potenzial dieses Verfahrens hat dazu geführt, dass zusätzliche Forschungsarbeiten in diesem Themenbereich unternommen werden. Die Erkenntnisse aus dieser Arbeit, Schwingungen mittels Zusatzmaßnahmen beinahe beliebig reduzieren zu können, ermöglichen es zukünftig noch effizientere Turbinendesigns einzusetzen.

7.3 Zentrale offene Fragestellungen

Vor allem im Bereich der strömungsändernden Zusatzmaßnahmen konnten in dieser Arbeit zahlreiche Fragen nicht abschließend beantwortet und Potenziale nicht vollständig ausgeschöpft werden. Die zentralen offenen Fragestellungen, welche weiteren Forschungsaufwand bedürfen, sind abschließend festgehalten:

- **Optimierung aktiver Maßnahmen zur Schwingungsamplitudenminderung:** Im Rahmen dieser Arbeit wurden keine Optimierungen an der verwendeten Düsengeometrie unternommen. Basierend auf den bereits vielversprechenden Messergebnissen wird

vermutet, dass durch eine Optimierung der Maßnahme hinsichtlich ihrer Abmessung, Form und Ausrichtung sowie deren axialer Lage noch großes Optimierungspotenzial besteht. Die Leistungsfähigkeit und Umsetzbarkeit aktiver Maßnahmen könnte dadurch maßgeblich verbessert werden.

- **Optimierung passiver Maßnahmen zur Schwingungsamplitudenminderung:** Die passiven Dämpfungsmaßnahmen besitzen im Vergleich zu den aktiven Maßnahmen ein höheres Potenzial hinsichtlich des Serieneinsatzes. Mit Hilfe zusätzlicher Untersuchungen könnte das in der vorliegenden Arbeit aufgezeigte Reduktionspotenzial von vergleichsweise geringen 20 % durch eine Optimierung des Kavitätdesigns weiter gesteigert werden.
- **Übertragung der Ergebnisse auf den Verbrennungsmotor:** Die am Heißgasprüfstand gewonnen Erkenntnisse hinsichtlich der Gestaltung aktiver und passiver Maßnahmen sollten laut aktuellem Kenntnisstand auf den Turboladerbetrieb an einem Verbrennungsmotor übertragbar sein. Aufgrund der ungleichen Druckbeaufschlagung der beiden Voluten unterscheidet sich hierbei das Anregungsfeld des Gehäuses. Das optimale Design der Maßnahmen (Positionierung, Gestaltung, u.U. Druckbeaufschlagung) kann sich deshalb vom Heißgasprüfstandsbetrieb unterscheiden. Aus diesem Grund sollten für die optimale Anwendung der Maßnahmen am Verbrennungsmotor weitere Untersuchungen durchzuführen.
- **Effizientere Berechnung des optimalen Maßnahmendesigns:** Im Laufe dieser Arbeit konnte nicht hinreichend geklärt werden, ob eine Superposition des Haupt- und des injizierten Strömungsfeldes möglich ist. Sollte dies der Fall sein, wäre eine effizientere Berechnung des optimalen Designs möglich. Heutzutage bietet die Verwendung von Strömungslösern im Frequenzbereich zusätzliche Möglichkeiten die instationären Berechnungen effizienter zu gestalten.

Anhang

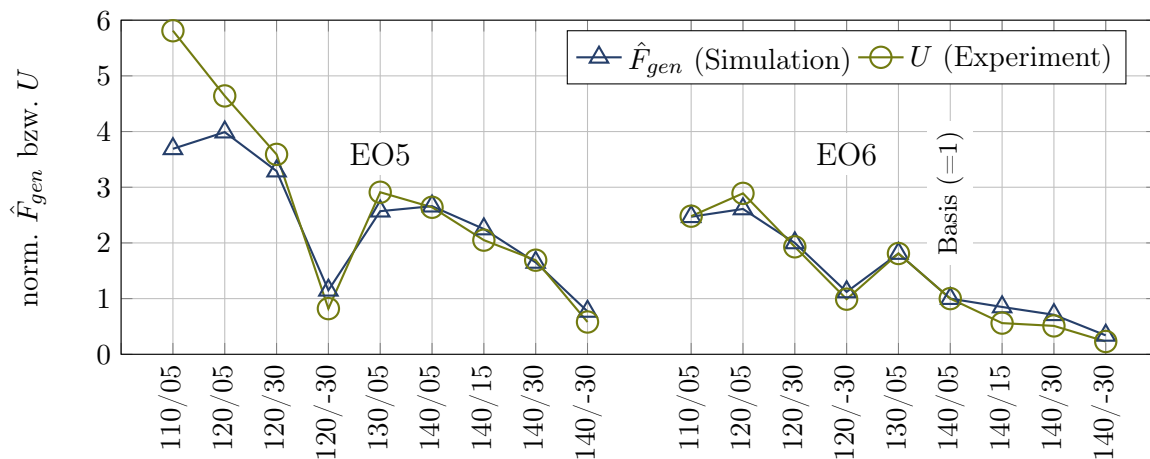


Abb. 7.1. zugehörig zu Kapitel 5.4.3 : Gegenüberstellung der generalisierten Kraft und der Schwingungsamplitude der untersuchten Gehäusevarianten. Der Messwert des Basisdesigns wurde nachträglich für die unternehmensinterne Verwendung um 11% angepasst, aufgrund einer breiteren Messstatistik am Ende der Arbeit, wodurch eine verbesserte Vorhersagegenauigkeit ausgewiesen werden konnte.

Tab. 7.1. Prozentualer Fehler der berechneten und tatsächlichen Schwingungsamplitude, basierend auf angepasstem Basiswert um 11%

Gehäuse	EO6 Error [%]	EO5 Error [%]
110/05	1	57
120/05	11	16
120/30	-3	9
120/-30	-12	(-29)
130/05	1	13
140/05	Basis	-1
140/15	(-34)	-9
140/30	(-28)	3
140/-30	(-33)	(-24)

Literaturverzeichnis

- [1] Balmer B.: *Erhöhung der Dämpfung von Turbinen durch Reibelemente*, Dissertation, Universität Hannover, 1993.
- [2] Baskharone E. A.: *Optimization of the Three-Dimensional Flow Path in the Scroll-Nozzle System of a Radial Inflow Turbine*, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 106, S. 511-515, 1984.
- [3] Florian F.; Vogt D. M.; Fransson T. H.: *Influence of the Blade Count Ratio on Aerodynamic Forcing - Part II: High Pressure Transonic Turbine* ASME Paper GT2011-46071, 2011.
- [4] AG Turbo: Verbundforschung für Turbomaschinen, <http://kraftwerkforschung.info/ag-turbo-verbundforschung-fuer-turbomaschinen/>, Kraftwerk Forschung, 2012, abgerufen am 10.12.2018.
- [5] Allport J. M.; Jupp M. L.; Pezouvanis A.; Janicki G. W.; Pierończyk A. I.; Day A. J.; Olley P.; Mason B.; Ebrahimi M. K.: *Turbocharger Blade Vibration: Measurement and Validation Through Laser Tip-Timing*, 10th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, S. 173-181, 2012.
- [6] ANSYS, Inc.: Ansys 14.5 Help Document.
- [7] Anurin, J.: *Numerische Studie von parametrisierten Geometrievariationen an der Spiralkomponente einer Radialturbinenstufe kleiner Bauart*, Diplomarbeit, Technische Universität Berlin, 2011.
- [8] Atassi H. M.: *Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics, and Aeroelasticity of Turbomachines and Propellers*, Springer-Verlag New York, ISBN: 978-1-4613-9343-6, 1993.
- [9] Aungier R. H.: *Centrifugal compressors: A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis*, New York, ASME Press, ISBN: 0-7918-0093-8, 2000.
- [10] Aviation Safety Network: Offizieller Zwischenbericht unter: <https://aviation-safety.net/database/record.php?id=20180417-0>, Flight Safety Foundation, 2018, abgerufen am 10.12.2018.
- [11] Baines N. C.: *Fundamentals of Turbocharging*, Veröffentlicht von Concepts NREC, ISBN: 0-933283-14-8, 2005.
- [12] Baines N. C.; Lavy M.: *Flows in Vaned and Vaneless Stators of Radial-Inflow Turbocharger Turbines*, IMechE Paper C405/005, 1990.
- [13] Baines N. C.; Yeo J. H.: *Flow in a Radial Turbine under Equal and Partial Admission Conditions*, Turbomachinery: Latest Developments in a Changing Scene, IMechE Paper C423/002, 1991.

- [14] Baines N. C.; Yeo J. H.: *Laser Velocity Measurements in a Twin-Entry Vaneless Radial Turbocharger Turbine*, JSME International Journal, Series B, Vol. 37, No. 4, 1994.
- [15] Bauer H.-J.; Schulz A.; Schwitzke M.: *Aerodynamische Schwingungsanregung von Radialturbinenschaufeln*, MTZ (Fachjournal), Vol.74, Nr. 6, S. 504–512, 2013.
- [16] Beirow B.; Kühhorn A.; Nipkau, J.: *On the Influence of Strain Gauge Instrumentation on Blade Vibrations of Integral Blisk Compressor Rotors Applying a Discrete Model*, ASME Paper GT2009-59207, 2009.
- [17] Beirow B.; Kühhorn A.; Schrape S.: *A Discrete Model to Consider the Influence of the Air Flow on Blade Vibrations of an Integral Blisk Compressor Rotor*, ASME Paper GT2008-50613, 2008.
- [18] Blömhof H. F.: *Resonanzbeanspruchung schwingender Schaufeln, insbesondere von Abgasturboladern*, Dissertation, Eidgenössische Technische Hochschule (ETH), Zürich, Switzerland, 1979.
- [19] Bothien M.; Wüthrich C.; ABB Schweiz Holding AG: *Device and Method for Reducing One or More Resonant Vibrations of Rotor Blades in Turbomachines*, ABB Schweiz Holding AG, United States Patent Number: US5256031, 1991.
- [20] Bothien M.; Wüthrich C.: *Vorrichtung und Verfahren zum Reduzierung einer oder mehrerer resonanter Schwingungen von Laufschaufeln in Turbomaschinen*, Europäische Patentanmeldung, Nr. EP0537503(A1), Anmeldung EP19920116080, 1992.
- [21] Brinkert N.: *Untersuchung und Modellierung der zweiflutigen asymmetrischen Turbine*, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2015.
- [22] Brinkert N.; Sumser S.; Schulz A.; Weber S.; Fieweger K.; Bauer H.-J.: *Understanding the Twin Scroll Turbine: Flow Similarity*, ASME Paper GT2011-46820, 2011.
- [23] Buxbaum O.: *Betriebsfestigkeit Sichere und wirtschaftliche Bemessung schwingbruchgefährdeter Bauteile*, Verlag Stahleisen, Düsseldorf, ISBN: 3-514-00437-4, 1992.
- [24] Chebli E.; Casey M.; Martinez-Botas R.; Sumser S.; Müller M.; Kuenzel S.; Leweux J.; Gorbach A.; Schmidt W.: *The Variable Outlet Turbine Concept for Turbochargers*, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 136, Nr.121001, 2014.
- [25] Chebli E.; Müller M.; Leweux J.; Gorbach A.: *Entwicklung eines Abgasturboladers für die schweren NFZ-Motoren von Daimler MTZ* - Motorentchnische Zeitschrift, Ausgabe 02/2013, Springer Vieweg/Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2013.
- [26] Cox G.: *Challenges in the Design Of Radial Turbines for Small Gasoline Engines*, PCA Engineers Limited, Lincoln, Datum unbekannt.
- [27] Denton J. D.: *The 1993 IGTI Scholar Lecture: Loss Mechanisms in Turbomachines*, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 115, S. 621-656, 1993.
- [28] Dhopade P.; Neely A.; Young J.; Shankar K.: *High-Cycle Fatigue of Fan Blades Accounting for Fluid-Structure Interaction*, ASME Paper GT2012-68102, 2012.

- [29] Dickmann H.-P.; Secall-Wimmel T.; Szwedowicz J.; Filsinger D.; Roduner C. H.: *Unsteady Flow in a Turbocharger Centrifugal Compressor 3D-CFD-Simulation and Numerical and Experimental Analysis of Impeller Blade Vibration*, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 128, S. 455-465, 2006.
- [30] Dickmann H. P.; Secall-Wimmel T.; Szwedowicz J.; Kuehnel J.; Essig U.: *Unsteady Flow in a Turbocharger Centrifugal Compressor: 3D-CFD Simulation, Impeller Blade Vibration and Vaned Diffuser-Volute Interaction*, ASME Paper GT2009-59046, 2009.
- [31] Drozdowski, R.: *Berechnung der Schwingbeanspruchungen in Radialturbinenrädern unter Berücksichtigung realer Bauteilgeometrien*, Dissertation, Technische Universität Dresden, 2011.
- [32] Ellison L. F.; Partridge J. M.: *Vane Vibration in Radial Flow Turbochargers*, IMechE Paper C76/78, 1978.
- [33] Epstein A. H.; Ffowcs Williams J. E.; Greitzer E. M.: *Active Suppression of Aerodynamic Instabilities in Turbomachines*, MIT Cambridge, Journal of Propulsion and Power, März, Vol. 5, Nr. 2, S. 204-211, AIAA PAPER 86-1914, 1989.
- [34] Ewins D. J.: *Vibration Characteristics of Bladed Disc Assemblies*, Journal of Mechanical Engineering and Science, Vol. 15, Nr. 3, S. 165–186, 1973.
- [35] Filsinger D.; Schäfer O.: *Numerical Calculation of low Order Blade Excitation in Pulse Charged Axial Turbocharger Turbines and its Experimental Assessment*, ASME Paper GT2003–38182, 2003.
- [36] Filsinger D.; Sekavcnik M.; Ihli T.; Schulz A.; Wittig S.: *Vibration Characteristics of a Radial Turbocharger*, IMechE Paper C602/002/2002, S. 117-127, 2002.
- [37] Filsinger D.; Szwedowicz J.; Schäfer O.: *Approach to unidirectional coupled CFD – FEM Analysis of axial Turbocharger Turbine Blades*, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 124, S. 125–131, 2002.
- [38] Florian F.; Vogt D. M.; Martensson H.; Mayorca M. A.; Fransson T. H.: *Unsteady Rotor-Stator Interaction of a Radial-Inflow Turbine with Variable Nozzle Vanes*, ASME Paper GT2010-22756, 2010.
- [39] Flotow A.; Tappert P.: *A Tabletop Demonstration*, Messsystem Informationsdokument, Hood Technology Corporation, 2013.
- [40] Fransson T. H.: *Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines*, Springer Netherlands, ISBN: 978-0-7923-5040-8, 1998.
- [41] Fruth F.: *Reduction of Aerodynamic Forcing in Transonic Turbomachinery*, Dissertation, Royal Institute of Technology (KTH), Stockholm, Sweden, 2013.
- [42] Gallus H. E.: *Gestaltungsrichtlinien zur Reduzierung von Schaufelschwingungsanregungen infolge instationärer Schaufeldruckverteilungen*, Springer-Verlag, ISBN: 978-3-531-03076-0, 1981.
- [43] Gezork T.; Mayorca M.; Groth P.; Vogt D. M.; Fransson T.: *Influence of Tip Shroud Cavity Detailing on Turbine Blade Forcing Calculations*, ASME Paper GT2014-26724, 2014 .

- [44] Gibert C.; Blanc L.; Almeida P.; Leblanc X.; Ousty J. P.; Thouverez F.; Laine J.-P.: *Modal Tests and Analysis of a Radial Impeller at Rest: Influence of Surrounding Air on Damping*, ASME Paper GT2012-69577, 2012.
- [45] Grasso A.; Blech J. J.; Martinelli G.: *Some Theoretical and Experimental Investigations of Stresses and Vibrations in a Radial Flow Rotor*, AGARD-CP-248, Paper: 11, 1978.
- [46] Gutknecht, J.: *Reduction of flow-induced blade vibrations at the radial turbine of a turbocharger by optimizing the turbine shroud*, Bachelorarbeit, Universität Stuttgart, ILA in Kooperation mit ITSM, 2019.
- [47] Hackenberg H. P.; Hartung A.: *An Approach for Estimating the Effect of Transient Sweep Through a Resonance*, ASME Paper GT2015-42163, 2015.
- [48] Hagelstein D.; Hasemann H.; Rautenberg M.: *Coupled Vibration of Unshrouded Centrifugal Compressor Impellers, Part II: Computation of Vibration Behavior.*, ISROMAC-7, S. 1306-1317, 1998.
- [49] Hall K. C.; Kielb R. E.; Thomas J. P.: *Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics and Aeroelasticity of Turbomachines*, Springer Netherlands, ISBN: 978-1-4020-4267-6, 2006.
- [50] Hamed A.; Baskharone E.: *Analysis of the Three -Dimensional Flow in a Turbine Scroll*, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 102, S. 297-301, 1980.
- [51] Hara K.; Furukawa M.; Inoue M.: *Behavior of Three-Dimensional Boundary Layers in a Radial Inflow Turbine Scroll*, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 116, S. 446-452, 1994.
- [52] Hasemann H.; Hagelstein D.; Rautenberg M.: *Coupled Vibration of Unshrouded Centrifugal Compressor Impellers, Part I: Experimental Investigation*, ISROMAC-7, S. 1295-1305, 1998.
- [53] Hasemann H.; Rautenberg M.: *Investigation of Coupled Vibrations of Compressor Impeller with Backsweep Blades*, Chemical and Petroleum Engineering, Vol. 31(11), S. 647-653, 1995.
- [54] Haupt U.; Rautenberg M.; Schmoch U.: *Beitrag zur Schwingungsberechnung von vollständigen Radialverdichter-Laufrädern mit Hilfe der Finite Elemente Methode*, Konstruktion Vol. 36(12), S. 475-481, 1984.
- [55] Hauptmann T.; Seume J. R.: *Aerodynamic Excitation Analysis for Variable Tip Gap*, ASME Paper GT2016-57217, 2016.
- [56] Heuer T.; Gugau M.; Klein A.; Panschel A.: *An Analytical Approach to Support High Cycle Fatigue for Turbocharger Turbine Stages*, ASME Paper GT2008-5764, 2008.
- [57] Hiereth H.; Prenninger P.: *Aufladung der Verbrennungskraftmaschine*, Springer-Verlag, ISBN: 978-3-7091-0650-1, 2003.
- [58] Hiller S. J.: *System for injecting a fluid, compressor and turbomachine*, MTU Aero Engines GmbH, European Patent Office, Puplication Number: 0537503A1.
- [59] Hönisch P.; Kühhorn A.; Beirow B.: *Experimental and Numerical Analyses of Radial Turbine Blisks with Regard to Mistuning*, ASME Paper GT2011-45359, 2011.

- [60] Hood Technology, Oregon US: Herstellerfirma des Tip-Timing-Messsystems, <http://www.hoodtech.com>, Sensor Placement Software V2.2, Juni, 2014.
- [61] Hort W.: *Schwingungen der Räder und Schaufeln in Dampfturbinen*, VDI-Z 70, Vol. 42, S. 1375–1381 und Vol. 43, S. 1419–1424, 1926.
- [62] Hosseini S. M.; Florian F.; Vogt D. M.; Fransson T. H.: *Effect of Scaling of Blade Row Sectors on the Prediction of Aerodynamic Forcing in a Highly-Loaded Transonic Turbine Stage* ASME Paper, GT2011-45813, 2011.
- [63] Hoyer S.: *Messung der Schaufelspannung und Schaufeleigenfrequenz an einem befeuerten Nutzfahrzeug-Abgasturbolader*, Diplomarbeit, Hochschule Esslingen, 2012.
- [64] Hussain M.; Bhinder F. S.: *Experimental Study of the Performance of a Nozzle-less Volute Casing for Turbocharger Turbines*, SAE Paper 840571, 1984.
- [65] Hussain M.; Ilyas M.; Bhinder F. S.: *A Contribution to Designing a Nozzle-less Volute Casing for the Inward Flow Radial Gas Turbine*, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 110, S. 552-561, 1982.
- [66] Imregun M.: *Structural and Aeroelastic Vibration Analysis of Bladed Systems*, Dissertation, Imperial College, London, 1983.
- [67] Irretier, H.: *Zum Einfluss des Schwingungsverhaltens eines scheibenförmigen Tragkörpers auf die Eigenfrequenzen der Schaufeln thermischer Turbomaschinen*, Springer-Verlag, Ingenieur-Archiv Nr. 50, S. 85-102, 1981.
- [68] Janicki G.; Pezouvanis A.; Mason B.; Ebrahimi K. M.: *Turbine Blade Vibration Measurement Methods for Turbochargers*, American Journal of Sensor Technology, Vol. 2, S. 13-19, 2014.
- [69] Japikse D.: *Centrifugal compressor design and performance*, Wilder, Vt. Concepts ETI, ISBN: 0-933283-03-2, 1996.
- [70] Jousselin O.: *Development of Blade Tip Timing Techniques in Turbo Machinery*, Dissertation, University of Manchester, 2013.
- [71] Kaiser E.: *Schaufelschwingungsmessungen an Radialturbinen eines Abgasturboladers*, Maschinenbautechnik, Vol. 21, 1972.
- [72] Kammerer A.; Abhari R.: *Experimental Study on Impeller Blade Vibration during Resonance Part 2: Blade Damping*, ASME Paper GT2008-50467, 2008.
- [73] Kammerer A.; Abhari R.: *Experimental Study on Impeller Blade Vibration During Resonance Part 1: Blade Vibration Due to Inlet Flow Distortion*, ASME Paper GT2008-50466, 2008.
- [74] Kawakubo T.: *Unsteady Rotor-Stator Interaction of a Radial-Inflow Turbine with Variable Nozzle Vanes*, ASME Paper GT2010-23677, 2010.
- [75] Kühhorn A.; Maywald T.; Winter T.: *Mistuning und Dämpfung von Radialturbinenrädern II*, FVV-ProYeoekt IGF-Nr. 17451 BR/1, 2014.

- [76] Klauke T.: *Schaufelschwingungen realer integraler Verdichterräder im Hinblick auf Verstimmung und Lokalisierung*, Dissertation, Brandenburgische Technische Universität Cottbus, Zusammenarbeit mit Rolls-Royce Deutschland Ltd. and Co. KG, 2007.
- [77] Klaus M.: *Strömungsinduzierte Schaufelschwingungen in Radialturbinen mit beschaukeltem Spiralgehäuse*, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2007.
- [78] Konishi K.; Yoshiki H.; Tashiro S.: *Performances of Radial Inflow-Turbines for Exhaust Gas Turbochargers Under Nonsteady Flow Conditions*, International Gas Turbine Congress, Yokohama, Paper: 91-YOKOHAMA-IGTC- 65, 1987.
- [79] Kovachev N.; Waldherr C. U.; Mayer J. F.; Vogt D. M.: *Prediction of Aerodynamically Induced Blade Vibrations in a Radial Turbine Rotor Using the Nonlinear Harmonic Approach*, ASME Paper GT2018-76814, 2018.
- [80] Kraetschmer S.; Leweux J.; Netzhammer S.; Vogt D. M.: *Turbine for an Exhaust Gas Turbocharger*, Daimler AG, European Patent Office, Publication Number: DE102016015296A1, 2016.
- [81] Kreuz-Ihli T.; Filsinger D.; Schulz A.; Wittig S.: *Numerical and Experimental Study of Unsteady Flow Field and Vibration in Radial Inflow Turbines*, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 122, S. 247-254, 2000.
- [82] Kreuz-Ihli T.: *Strömungsinduzierte Schaufelschwingungen in leitgitterlosen Radialturbinen*, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2001.
- [83] Krolo A.: *Planung von Zuverlässigkeitstests mit weitreichender Berücksichtigung von Vorkenntnissen*, Dissertation, Universität Stuttgart, 2014.
- [84] Kruse M.; Pierre C.: *Dynamic Response of an Industrial Turbomachinery Rotor*, AIAA Paper 96-2820, 1996.
- [85] Kulkarni A.; LaRue G.: *Vibratory Response Characterization of a Radial Turbine Wheel for Automotive Turbocharger*, ASME Paper GT2008-51355, 2008.
- [86] Lawless P. B.; Fleeter S.: *Active Unsteady Aerodynamic Suppression of Rotating Stall in an Incompressible Flow Centrifugal Compressor with Vaned Diffuser*, 27th Joint Propulsion Conference, AIAA Paper 91-1898, 1991.
- [87] Lawless P. B.; Fleeter S.: *Rotating Stall Initiation and Suppression in a Centrifugal Fan*, International Compressor Engineering Conference, Paper 1039, 1994.
- [88] Lehr E.: *Schwingungstechnik 1*, Springer-Verlag, ISBN: 978-3-662-31876-8, Berlin, 1930.
- [89] Liu H.; Romagnoli A.; Martinez-Botas R.; Rajoo S.; Padzillah M. H.: *Multi-Injection Turbine Housing: A Novel Concept for Tip-Leakage Improvement in Radial Turbines*, ASME Paper GT2017-63975, 2017.
- [90] Liu H.; Romagnoli A.; Muhammad I. I.; Martinez-Botas R.; Padzillah H.; Rajoo S.: *Multi-Injection Turbine Housing: A Novel Concept For Performance Improvement in Radial Turbines*, IMechE Paper, 2018.
- [91] Liu Y.; Yang C.; Ma C.; Lao D.: *Forced Responses on a Radial Turbine with Nozzle Guide Vanes*, Journal of Thermal Science Vol. 23, No. 2, S. 138-144, 2014.

- [92] Ma C.; Huang Z.; Qi M.: *Investigation on the Forced Response of a Radial Turbine Under Aerodynamic Excitations*, Journal of Thermal Science, Vol. 25, No. 2, S. 130–137, 2016.
- [93] Matsuo E.; Yoshiki H.; Nakazawa N.; Inoue M.; Furukawa M.; Utsumi, R.: *Influence of the Blade Count Ratio on Aerodynamic Forcing - Part I: Highly Loaded Transonic Compressor*, Trans. JSME Ser.B, Vol. 62, S. 3635-3641, 1995.
- [94] Mayorca M. A.; De Andrade J.; Vogt D. M.; Mårtensson H.; Fransson T. H.: *Effect of Scaling of Blade Row Sectors on the Prediction of Aerodynamic Forcing in a Highly-Loaded Transonic Compressor Stage*, ASME Paper GT2009-59601, 2009.
- [95] Mayorca M. A.; Vogt D. M.; Martensson H.; Fransson T. H.: *Numerical Tool for Prediction of Aeromechanical Phenomena in Gas Turbines*, Paper ISABE-2009-1250, 2009.
- [96] Mayorca M. A.; Vogt D. M.; Martensson H.; Fransson T. H.: *Prediction of Turbomachinery Aeroelastic Behavior from a Set of Representative Modes*, ASME Paper GT2011-46690, 2011.
- [97] Mayorca M.: *Numerical Methods for Turbomachinery Aeromechanical Predictions*, Dissertation, Royal Institute of Technology (KTH), Stockholm, Sweden, 2011.
- [98] Mayorca M.; Vogt D. M.; Fransson T.; Martensson H.; Andersson C.; Fransson T.H.: *Uncertainty of Forced Response Numerical Predictions of an Industrial Blisk - Comparison with Experiments*, ASME Paper GT2014-69534, 2012.
- [99] Miller E. C.; L'Ecuyer M. R.; Benisek E. F.: *Flow Field Surveys at the Rotor Inlet of a Radial Inflow Turbine*, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 110, S. 552-561, 1988.
- [100] Müller M.; Streule T.; Sumser S.; Hertweck G.; Knauss A.; Küspert A.; Nolte A.; Schmid W.: *The Asymmetric Twin Scroll Turbine for Daimler Heavy Duty Engines*, 13. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2008.
- [101] Müller M.; Streule T.; Sumser S.; Hertweck G.; Nolte A.; Schmid W.: *The Asymmetric Twin Scroll Turbine for Exhaust Gas Turbochargers*, ASME Paper GT2008-50614, 2008.
- [102] Müller M.; Sumser S.: *Brennkraftmaschine mit Abgasturbine und Abgasrückführung*, DaimlerChrysler AG, Deutsche Patentanmeldung, ID-Nr. DE102007011508A1, 2007.
- [103] Müller T. R., Vogt D. M., Vogel K.; Phillipsen B. A.; Hönisch P.: *Influence of Detailing on Aerodynamic Forcing of a Transonic Axial Turbine Stage and Forced-Response Prediction for Low-Engine-Order (LEO) Excitation*, ASME Paper GT2017-64502, 2017.
- [104] Mössle A.: *Messung der Schaufeleigenfrequenz und Vorbereitung zur Messung der Schaufelspannung an einem befeuerten Nutzfahrzeug Abgasturbolader*, Diplomarbeit, Hochschule Ravensburg-Weingarten, Daimler AG, 02.2011.
- [105] Naidu A. D.: *Aerodynamic Forcing And Damping Computations in a Transonic Axial Turbine of a Turbocharger using Time And Frequency Domain Flow Transformation Techniques*, Master Thesis, Royal Institute of Technology (KTH), Stockholm, Sweden, 2016.

- [106] Neri P, Peeters B.: *Non-Harmonic Fourier Analysis for Bladed Wheels Damage Detection*, Journal of Sound and Vibration, Vol. 356, S. 181-194, 2015.
- [107] Netzhammer S.: *Bewertung von Schaufelschwingungen an der Turbine von Nutzfahrzeugturboladern hinsichtlich High Cycle Fatigue (HCF)*, Master Thesis, Universität Stuttgart, Kooperationsarbeit mit Daimler AG, 2014.
- [108] Netzhammer S.; Vogt D. M.; Krätschmer S.; Leweux J.; Köngeter A.: *Aerodynamic Excitation Analysis of Radial Turbine Blades Due to Unsteady Flow from Vaneless Turbine Housings*, ASME Paper GT2017-6446, 2017.
- [109] Palenschat T.; Newton P.; Martinez-Botas R.; Müller M.; Leweux J.: *3-D Computational Loss Analysis of an Asymmetric Volute Twin-Scroll Turbocharger*, ASME Paper GT2017-64190, 2017.
- [110] Panning L.: *Auslegung von Reibelementen zur Schwingungsdämpfung von Turbinenschaufeln*, Dissertation, Universität Hannover, 2005.
- [111] Philipsen B.: Leitung Turbinenentwicklung ABB Turbo Systems, Gespräch über Anwendung der Patentanmeldung (Anmeldnr. EP19920116080), 17.06.2016, Konferenzzentrum, Seoul, Südkorea.
- [112] Pötting S.: *Lebensdauerabschätzung im High Cycle Fatigue Bereich*, Dissertation, Technische Universität Clausthal, 2003.
- [113] Pucher H.; Zinner K. A.: *Aufladung von Verbrennungsmotoren – Grundlagen Berechnungen Ausführungen*, Springer-Verlag, ISBN: 978-3-642-28989-7, 2012.
- [114] Rao, S. S.: *Mechanical Vibrations*, Second Edition, Addison-Wesley Publishing Company, 1990.
- [115] Rayleigh; J. W. S.: *The Theory of Sound*, Vol.1, Macmillan and Co., 1894.
- [116] Sanadgol D.: *Active Control of Surge in Centrifugal Compressors using Magnetic Tip Clearance Actuation*, Dissertation, University of Virginia, USA, 2008.
- [117] Sato W.; Yamagata A.; Hattori H.: *A Study of Aerodynamic Excitation Forces on a Radial Turbine Blade Due to Rotor-Stator Interaction*, IHI Engineering Review, Vol. 50 Nr. 2, 2017.
- [118] Schwitzke M.: *Aerodynamische Anregung resonanter Schaufelschwingungen in Radialturbinen*, Dissertation, Karlsruher Institut fuer Technologie (KIT), Karlsruhe, 2015 .
- [119] Schwitzke M.; Schulz A.; Bauer H.-J.: *Prediction of High-Frequency Blade Vibration Amplitudes in a Radial Inflow Turbine with Nozzle Guide Vanes*, ASME Paper GT2013-94761, 2013.
- [120] Seume J.; Lechner C.: *Stationäre Gasturbinen*, Springer-Verlag, ISBN: 978-3-540-92787-7, 2010.
- [121] Simpson A., Spence S. W. T.; Early J.: *A Numerical and Experimental Study of the Rotor Inlet Flow Fields of Radial Turbines Using Vaned and Vaneless Stators* ASME Paper GT2009-59998, 2009.

- [122] Smith S. W.: *The Scientist and Engineer's Guide to Digital Signal Processing*, California Technical Publishing, ISBN: 0-9660176-7-6, 1997.
- [123] Smith W.; Wilkins C.; Sirakov B.: *An Improved Approach to HCF Development for Vaneless Turbine Stages*, IMechE Paper C6231-164, 2016.
- [124] Spakovszky Z. S.; Paduano J. D.; Larssonneur R.; Traxler A.; Bright M. M.: *Tip-Clearance Actuation with Magnetic Bearings for High-Speed Compressor Stall Control*, ASME Paper 2000-GT-0528, 2000.
- [125] Srinivasan A. V.: *Flutter and Resonant Vibration Characteristics of Engine Blades*, ASME Paper 97-GT-533, 1997.
- [126] Suhrmann J. F.: *Entwicklung und numerische Verifizierung von Methoden zur optimalen Gestaltung von Radialturbinen*, Technische Universität Berlin, 2014.
- [127] Suhrmann J. F.; Peitsch D.; Gugau M.; Heuer T.: *Development of models for optimum wheel flow inlet angles of small size radial turbines*, IGTC Paper 0162-1, 2011.
- [128] Suhrmann J. F.; Peitsch D.; Gugau M.; Heuer T.: *On the Effect of Volute Tongue Design on Radial Turbine Performance*, ASME Paper GT2012-69525, 2012.
- [129] Sun E. Q.: *Shear Locking and Hourglassing in MSC Nastran, ABAQUS, and ANSYS*, MSC Software Corporation 2006 Americas Virtual Product Development Conference: Evolution to Enterprise Simulation, S. 17-19, 2006.
- [130] Tabakoff W.; Sheoran Y.; Kroll K.: *Flow Measurements in a Turbine Scroll*, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 102., S. 290-296, 1980.
- [131] Tabakoff W.; Vittal B. V. R.; Wood B.: *Three-Dimensional Flow Measurements in a Turbine Scroll*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 106, S. 516-522, 1984.
- [132] Thomas D. L.: *Standing Waves in Rotationally Periodic Structures*, Journal of Sound and Vibration, Vol. 37, S. 288-290, 1974.
- [133] Torvik, P. J.: *On Estimating System Damping from Frequency Response Bandwidths*, Journal of Sound and Vibration, Vol. 330, S. 6088-6097, 2011.
- [134] Traupel W.: *Thermische Turbomaschinen – strömungstechnische Berechnung*, Springer-Verlag, ISBN: 978-3-642-17469-8, 2001.
- [135] Vahdati M.; Breard C.; Simpson G.; Imregun, M.: *Forced Response Assessment Using Modal Based Indicator Functions* ASME Paper GT2008-50306, 2008.
- [136] Waldherr C.; Blackburne J.: *Vergleich multi-harmonischer Anregungseffekte im Zeit- und Frequenzbereich*, Interner technischer Bericht, ITSM, Universität Stuttgart, 2019.
- [137] Waldherr C.; Müller T.: *FVV-Projekt Schaufelkräfte*, Interner technischer Bericht, ITSM, Universität Stuttgart, BMWi/AiF 18568, 2015.
- [138] Waldherr C.; Müller T.: *Charakterisierung der aerodynamischen Anregung von Schaufelschwingungen in einer Radialturbine mit variabler Leitschaufelgeometrie mit Hilfe der Simulation des Strömungsfeldes*, FVV-Projekt: Schaufelkräfte, Vorhaben Nr. 1189, Abschlussbericht 1156, Frankfurt am Main, 2018.

-
- [139] Weigl H. J.; Paduano J. D.; Frechette L. G.; Epstein A. H.; Greitzer E. M.; Bright M. M.; Strazisar A. J.: *Active Stabilization of Rotating Stall and Surge in a Transonic Single Stage Axial Compressor*, ASME Paper 97-GT-411, 1997.
- [140] Whitehead D. S.: *Effect of Mistuning on the Vibration of Turbomachine Blades Induced by Wakes*, Journal of Mechanical Engineering Science, Vol.: 8(1), S. 15-21, 1966.
- [141] Wöhr M.: *Entwicklung eines variablen Turbolader-Verdichters für schwere Nutzfahrzeugmotoren*, Dissertation, Technische Universität Dresden, Dresden, 2015.
- [142] Wildheim S. J.: *Excitation of Rotationally Periodic Structures*, ASME Journal of Applied Mechanics, Vol. 46, S. 878–882, 1979.
- [143] Wilson A.; Utengen T.: *Turbine Blade Dynamics and Blade-Vane Interaction in a Radial Inflow Turbine*, AGARD-CP-537, Paper 35, 1993.
- [144] Yokoyama T.; Hayashi Y.; Osako K.; Komatsu Y.: *Numerical and Experimental Study of Turbine Blade Vibration in Variable Geometry Turbochargers* SAE 2005-01-1855, 2015.
- [145] Zielinski M.; Ziller G.: *Noncontact Crack Detection on Compressor Rotor Blades to Prevent Further Damage after HCF-Failure* Paper 19, NATO, MTU Aero Engines GmbH, 2005.
- [146] Zinner K. A.: *Aufladung von Verbrennungsmotoren*, Springer-Verlag, ISBN: 978-3-662-11204-5, 1975.
- [147] Zou Z.; Wang S.; Liu H.; Zhang W.: *Axial Turbine Aerodynamics for Aero-engines: Flow Analysis and Aerodynamics*, Springer-Verlag, ISBN: 978-981-10-5749-6, 2018.