

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Energie



aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Abschlussbericht
Forschungsvorhaben FKZ: 03EE5012B

Verbundprojekt: RoboFlex AP 1.3a&b

**Instationärer Betrieb von Niederdruckdampfturbinen-
Endstufen**

Zeitraum: 01.01.2020 – 31.12.2024

Projektleitung: Dr. J. Aschenbruck, Prof. Tekn. Dr. Damian Vogt

Bearbeiter: S. Schippling, P. Doll

Forschungsstelle: Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Ma-
schinenlaboratorium, Universität Stuttgart

Industriepartner: Siemens Energy Global GmbH & Co. KG

Autoren: L. Stuhldreier, P. Doll

Datum: Juni 2025

Gefördert vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie
aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages

Förderkennzeichen: 03EE5012B

Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren

Inhaltsverzeichnis

1. Einführung	6
1.1 Aufgabenstellung	6
1.2 Voraussetzungen, unter denen das Vorhaben gestartet wurde	8
1.3 Planung und Ablauf des Vorhabens	9
1.3.1 Planung des Vorhabens gemäß Antrag	9
1.3.2 Ablauf des Vorhabens	10
1.4 Wissenschaftlicher und technischer Stand	11
1.5 Zusammenarbeit mit anderen Stellen	19
2. Eingehende Darstellung der Ergebnisse	20
2.1 Versuchsstand	20
2.1.1 Turbinenkonfiguration der Messkampagne	21
2.1.2 Betriebsmesstechnik	22
2.1.3 Schaufelschwingungsmesstechnik	23
2.1.4 Anregungsmechanismen	24
2.1.5 Instationäre Druckmessungen auf Rotorschaufeln	25
2.2 Qualifizierung instationärer Drucksensoren unter Fliehkraftbelastung	27
2.2.1 Prinzip der Qualifizierung	27
2.2.2 Aufbau und Durchführung des Schleuderversuchs	28
2.2.3 Ergebnisse der Qualifizierung	30
2.3 Messung instationärer Schaufeldrücke	31
2.3.1 Messungen im Wuchtbunker: Einfluss der Schaufelverformung	32
2.3.2 Messungen in der Modellturbine	36
2.4 Experimentelle Bestimmung der Aerodämpfung	39
2.4.1 Dämpfungsbestimmung Magnetanregung	39
2.4.2 Dämpfungsbestimmung Piezoanregung	42
2.5 Validierung numerischer Werkzeuge mit Messdaten	49
2.5.1 Numerische Berechnungsmethoden	49
2.5.2 Betriebsgrößen	50
2.5.3 Sondentraversen	54
2.5.4 Dämpfungsbestimmung	61
2.6 Schlussfolgerung und Ausblick	62
3. Die wichtigsten Positionen des zahlenmäßigen Nachweises	64
4. Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit	64
5. Verwertbarkeit der Ergebnisse	64
6. Fortschritt bei anderen Stellen während der Durchführung des Vorhabens	65
7. Erfolgte und geplante Veröffentlichungen	65
Literatur	67

Liste der Abbildungen

Abbildung 1-1: Tatsächlich umgesetzter Projektplan des Vorhabens	11
Abbildung 2-1: Schnittbild Endstufenversuchsstand	20
Abbildung 2-2: Bezeichnung der Ebenen im Schaufelpfad der Modellturbine	22
Abbildung 2-3: Magnet zur Anregung der Endstufenlaufschauflern, stromab der Hinterkante der Endstufenlaufreihe platziert.....	25
Abbildung 2-4: Auf einer Endstufenlaufschaufler applizierter Piezoaktuator.....	25
Abbildung 2-5: Instationärer Drucksensor zur Messung von Schaufeldrücken auf der Endstufenlaufschaufler	26
Abbildung 2-6: Messprinzip zur Bestimmung des tatsächlich am Sensor anliegenden statischen Drucks im stationären Bezugssystem.....	27
Abbildung 2-7: Aufbau des Schleuderversuchs zur Qualifizierung der instationären Drucksensoren unter Fliehkraft.....	28
Abbildung 2-8: Positive Anstellung: Messpunkte sowie quadratische Extrapolationen der Druckdifferenz Sensor-Wand in Abhängigkeit der Drehzahl und des Kammerdrucks (70 mbar bis 700 mbar)	30
Abbildung 2-9: Negative Anstellung: Messpunkte (die Symbole beziehen sich auf unterschiedliche Messtage) sowie lineare Extrapolationen der Druckdifferenz Sensor-Wand in Abhängigkeit der Drehzahl und des Kammerdrucks.....	31
Abbildung 2-10: Magnetanregungssystem im Wuchtbunker: Zu sehen ist einer der beiden stromab der Hinterkante der Endstufenbeschaufelung platzierten Elektromagnete	32
Abbildung 2-11: Wasserfalldiagramm eines DMS während einer Anregung des ND-4 der ersten Biegemode	33
Abbildung 2-12: Wasserfalldiagramm eines Drucksensors während einer Anregung des ND-4 der ersten Biegemode	34
Abbildung 2-13: Wasserfalldiagramm eines DMS während einer Anregung des ND-6 der zweiten Biegemode	35
Abbildung 2-14: Wasserfalldiagramm eines Drucksensors während einer Anregung des ND-6 der zweiten Biegemode	35
Abbildung 2-15: Definition der Betriebspunkte im Kennfeld zur Messung instationärer Schaufeldrücke	36
Abbildung 2-16: Frequenzsweeps mit Magnetanregung am Betriebspunkt A: Wasserfalldiagramme des instationären Drucksensors (Saugseite) für ND-2, ND-4 und ND-6 der F1 Mode. Die roten Ellipsen markieren die Resonanzstelle.	37
Abbildung 2-17: Frequenzsweeps mit Magnetanregung am Betriebspunkt 3.2: Wasserfalldiagramme des instationären Drucksensors (Saugseite) für ND-2 und ND-4 der F1 Mode. Die roten Ellipsen markieren die Resonanzstelle.	38
Abbildung 2-18: Frequenzsweeps mit Magnetanregung an BP A und BP 3.2: Wasserfalldiagramme des DMS auf der Schaufel des Drucksensors.....	38
Abbildung 2-19: Definition der Betriebspunkte im Kennfeld zur Magnetanregung....	39
Abbildung 2-20: Gesamtdämpfungen für ND-2 bis ND-8 aus Magnetanregung für $Ma = 0.3$, der hellblaue Bereich markiert die mechanische Dämpfung aus den Wuchtbunkermessungen	40
Abbildung 2-21: Gesamtdämpfungen für ND-2 bis ND-8 aus Magnetanregung für $Ma = 0.5$, der hellblaue Bereich markiert die mechanische Dämpfung aus den Wuchtbunkermessungen	41
Abbildung 2-22: Experimentell bestimmte Aerodämpfungen für ND-2 bis ND-8 für die Abströmmachzahlen $Ma=0.3$ und $Ma=0.5$	42

Abbildung 2-23: Aufbau der Piezo-Anregung mit der Leistungsversorgung	43
Abbildung 2-24: Definition der Betriebspunkte im Kennfeld zur Piezoanregung	44
Abbildung 2-25: Wasserfalldiagramme der drei Piezoschaufeln während eines diskreten Frequenzsweeps, Piezo auf Schaufel 0 aktiv	45
Abbildung 2-26: Versuchsreihe zur gezielten Einstellung eines IBPA: Wasserfalldiagramme und Zeitsignale der drei Piezoschaufeln bei Vorgabe verschiedener Phasenwinkel in der Piezoansteuerung	46
Abbildung 2-27: Schwebung zwischen zwei benachbarten Schaufeln bei Piezoanregung mit leicht unterschiedlichen Frequenzen ($\Delta f = 0.2 \text{ Hz}$)	47
Abbildung 2-28: Per Piezoanregung bestimmte Frequenzgänge der Schaufel 0 für die Knotendurchmesser -11 bis +11	48
Abbildung 2-29: Numerisches Setup für die Real- und Idealgasrechnungen	49
Abbildung 2-30: Abgleich zwischen Numerik und Messung für vier 1D-Größen an vier Betriebspunkten	51
Abbildung 2-31: Links: Zeitlicher Verlauf der Arraydrucke, rechts: Boxplotdarstellung der 10 Messstellen eines Arrays	52
Abbildung 2-32: Vergleich der Array Wanddrucke in den Ebenen 31/32 zwischen CFD (magenta) und Experiment (Boxplots)	53
Abbildung 2-33: Vergleich der Array Wanddrucke in den Ebenen 31/32 zwischen CFD (magenta) und Experiment (Boxplots) an drei Betriebspunkten bei $Ma=0.3$	54
Abbildung 2-34: Vergleich der Array Wanddrucke in den Ebenen 31/32 zwischen CFD (magenta) und Experiment (Boxplots) bei $Ma=0.3$ und $Ma=0.5$	54
Abbildung 2-35: Betriebspunkte im Kennfeld, an denen Sondentraversen durchgeführt wurden	55
Abbildung 2-36: Numerische Berechnung des Gierwinkels (Ebene 30, BP 3.8'), links: Konturplot auf der Auswerteebene, rechts: radiale Verläufe an vier Umfangspositionen (farbig) sowie umfangsgemittelter Verlauf (schwarz)	56
Abbildung 2-37: Ebene 30, Betriebspunkt 3.2': Vergleich Experiment (schwarze Punkte) zu CFD (schwarze Linie) für den radialen Verlauf von statischem Druck, Totaldruck, Axialmachzahl, Nickwinkel und Gierwinkel. Die schattierten Flächen stellen die Streubereiche der CFD unter Berücksichtigung verschiedener Umfangspositionen dar.	57
Abbildung 2-38: Ebene 30, Betriebspunkt 3.8': Vergleich Experiment (schwarze Punkte) zu CFD (schwarze Linie) für den radialen Verlauf von statischem Druck, Totaldruck, Axialmachzahl, Nickwinkel und Gierwinkel. Die schattierten Flächen stellen die Streubereiche der CFD unter Berücksichtigung verschiedener Umfangspositionen dar	58
Abbildung 2-39: Ebene 32, Betriebspunkt 3.2': Vergleich Experiment (schwarze Kreise Sonde im Oberteil, graue Kreise Sonde im Unterteil) zu CFD (schwarze Linie) für den radialen Verlauf von statischem Druck, Totaldruck, Axialmachzahl, Nickwinkel und Gierwinkel. Die schattierten Flächen stellen die Streubereiche der CFD unter Berücksichtigung verschiedener Umfangspositionen dar	59
Abbildung 2-40: Ebene 32, Betriebspunkt 3.8': Vergleich Experiment (schwarze Kreise Sonde im Oberteil, graue Kreise Sonde im Unterteil) zu CFD (schwarze Linie) für den radialen Verlauf von statischem Druck, Totaldruck, Axialmachzahl, Nickwinkel und Gierwinkel. Die schattierten Flächen stellen die Streubereiche der CFD unter Berücksichtigung verschiedener Umfangspositionen dar	60

Abbildung 2-42: Dämpfungskurven der numerischen Berechnungen für verschiedene Ansätze (orange: TRACE HB, lila: linTRACE) und Vergleich mit experimentellen Ergebnissen (blau)	61
---	----

1. Einführung

1.1 Aufgabenstellung

Mit dem 2018 verabschiedeten 7. Energieforschungsprogramm hat die Bundesregierung neue Grundlinien für die Energieforschungspolitik eingeführt. Die Kernziele aus dem vorhergehenden 6. Energieforschungsprogramm sind jedoch unverändert gültig: Bis zum Jahr 2050 soll der Primärenergieverbrauch gegenüber 2008 halbiert werden, der Anteil der erneuerbaren Energien soll bei 60 Prozent des Bruttoendenergieverbrauchs liegen. Darüber hinaus muss die Energiewirtschaft durch nahezu vollständige Dekarbonisierung dazu beitragen, dass Deutschland bis 2050 weitgehend treibhausgasneutral ist.

Das durchgeführte Vorhaben ist Teil einer gemeinsamen Anstrengung von Hochschulen und Industrie zur Bereitstellung von robusten Turbomaschinen für den flexiblen Einsatz (RoboFlex). Hierbei ist das Vorhaben dem Arbeitspaket 1 (Turbinenbetrieb im Verbund mit Erneuerbaren) innerhalb des RoboFlex-Projektrahmens zugeordnet. Vor allem moderne konventionelle Kraftwerke werden als Garant einer umweltfreundlichen und kontinuierlich verfügbaren Energieumwandlung zunehmend in der Verantwortung stehen. Bedingt durch Witterungseinflüsse ändert sich der Anteil der ins Netz eingespeisten Windkraft bzw. Photovoltaik in der Regel schnell. Deshalb müssen Kraftwerke zukünftig hohe Laständerungsgeschwindigkeiten realisieren können und für einen flexiblen Betrieb bei stark erweiterten Betriebsbereichen ausgelegt sein. Die eingesetzten fossil befeuerten Kraftwerke sollen im gesamten Betriebsbereich mit hoher Effizienz den Brennstoff verstromen können, d. h. zusätzlich zu den Anforderungen durch einen flexiblen Betrieb bei erweiterten Betriebsbereichen muss auch der Forderung nach verbesserten Teillastwirkungsgraden Rechnung getragen werden.

Die Notwendigkeit des Ausgleichs von kurzfristigen Einspeiseschwankungen regenerativer Energien führt zu höheren erforderlichen Leistungsdichten der eingesetzten Dampfturbinen und damit auch zu höheren Dampfmassenströmen. Wird dabei die Abströmfläche beibehalten, erhöht sich folglich die Massenstromdichte. Alternativ wird die Schaufellänge der letzten Laufschaufelreihe vergrößert, um die Abströmfläche zu erhöhen. Beide Optionen ergeben höhere relative Strömungsgeschwindigkeiten im Spitzenbereich der Laufschaufeln, wo eine trans- bzw. supersonische Relativströmung auftritt. Die dadurch bedingte Schaufelprofilgebung und die für lange Schaufeln notwendigen neuen Technologien und Leichtbauweisen führen zu verstärkten aeroelastischen Effekten und dynamischen Lasten. Daraus resultiert eine signifikant erhöhte Wahrscheinlichkeit für das Auftreten zwangs- und selbsterregter Schwingungen, welche Schaufelschäden und dadurch den Stillstand kompletter Kraftwerksanlagen verursachen können. Um den Marktanforderungen bezüglich gesteigerter Betriebsflexibilität und des damit einhergehenden erhöhten Risikos von Schaufelschwingungen Rechnung zu tragen, ist die Entwicklung von neuen, kombiniert aerodynamisch und aeroelastisch optimierten Schaufelprofilen insbesondere im Niederdruckbereich von Dampfturbinen notwendig.

Eine weitere Motivation für die Neuentwicklung optimierter Dampfturbinenendstufen ist, dass die Energiewandlungskette zur Bereitstellung des elektrischen Stroms in Zukunft trotz des zunehmenden Einsatzes von alternativen Konzepten im Wesentlichen ähnlich der heutigen sein wird. D.h., dass in thermischen Kraftwerken nach wie vor die Dampfturbine das wichtigste Arbeitspferd mit der höchsten insgesamt installierten

Leistung und somit der größten Bedeutung sein wird. Dies gilt auch für den Fall, dass die Bundesregierung der Empfehlung der Kohlekommission folgt und einen Ausstieg aus der Kohleverstromung bis 2038 beschließt, da die dadurch entstehende Lücke in der Kraftwerkskapazität sinnvollerweise mit Hilfe von modernen GuD-Anlagen (auf Erdgas und/oder Wasserstoffbasis) geschlossen werden müsste. Aus diesem Grund haben Verbesserungen der Energiewandlung in Dampfturbinen eine enorme Hebelwirkung auf die kraftwerksbedingten CO₂-Emissionen und die Schonung von Primärenergieressourcen.

Wirkungsgradoptimierte Beschaukelungen als zentrales Bauelement der Dampfturbine können insbesondere dann wirtschaftlich sinnvoll eingesetzt werden, wenn sie eine ausreichende Verfügbarkeit aufweisen, d.h. so robust ausgeführt sind, dass sie eine geringe Schadensanfälligkeit haben. Die vorhandene Technologie bietet diese Verfügbarkeit vor allem im Nennbetriebsbereich. Die modernen Kraftwerkskonzepte der Zukunft verlangen nun eine vergleichbare Verfügbarkeit über einen wesentlich weiteren Betriebsbereich bei einer gleichzeitig höheren Anforderung an die Startzahlen der Kraftwerksturbinen. Das durchgeführte Projekt soll eine geeignete Wissensbasis für die Auslegung von neuen robusten Endstufenlaufschaufeln zu schaffen, indem die aerodynamischen Anregungen sowie die Dämpfung der Laufschaufeln im erweiterten Betriebsbereich bestimmt werden. Damit trägt das Projekt direkt dazu bei, die Sicherheit der Energieversorgung zu gewährleisten und die Energiewende weiter voranzubringen.

Für die enorm komplexe Auslegung von Endstufenlaufschaufeln ist der Einsatz von numerischen Methoden zur gekoppelten Fluid- und Struktursimulation unverzichtbar. Dabei treten gerade bei Niederdruck-Dampfturbinen Zustände auf, für welche die heutigen Methoden in Bezug auf ihre Genauigkeit und Zuverlässigkeit an ihre Grenzen stoßen. Als Beispiele hierfür sind das Auftreten von Kondensation oder das Vorhandensein von trans- und supersonischer Strömung zu nennen, zumal die Auswirkung dieser Phänomene auf die Schwingungsanregung der Schaufeln nur bei stationärer Betrachtung sichtbar wird. Daraus resultieren vergleichsweise hohe Anforderungen an die Modellbildung ebenso wie an die notwendigen Rechenkapazitäten.

Damit der Aufwand für die Auslegung und Berechnung von aerodynamisch und aeroelastisch optimierten Beschaukelungen von Niederdruck-Endstufen auf ein sinnvoll anwendbares Niveau begrenzt werden kann, müssen umfangreiche numerische Untersuchungen durchgeführt werden. Hierdurch lässt sich das Verständnis der Vorgänge in den Endstufen bei der Durchströmung und deren Wechselwirkung mit der Strukturdynamik voranbringen. Ziel ist es dabei hinreichend exakte Korrelationen und Methoden zu erarbeiten, die im Auslegungsprozess praktisch handhabbar sind. Gleichzeitig müssen die numerischen Ergebnisse umfassend durch experimentelle Daten verifiziert werden, um die korrekte Abbildung der physikalischen Phänomene durch die Simulationen zu gewährleisten. Die Bereitstellung von qualitativ hochwertigen und belastbaren Messdaten ist – insbesondere im Hinblick auf die in Niederdruck-Dampfturbinen herrschenden Bedingungen – nach wie vor eine schwierige und herausfordernde Aufgabenstellung.

Die zentralen Ziele des Vorhabens lassen sich somit wie folgt zusammenfassen:

- Erzeugung einer umfangreichen experimentellen Datenbasis hinsichtlich aerodynamischer Dämpfungen und Anregungen für den erweiterten Betriebsbereich der letzten Stufen einer Niederdruckdampfturbine.

- Verifizierung und Optimierung der numerischen Rechenverfahren für die genaue Vorhersage der aerodynamischen Anregungen und Dämpfungen anhand der zuvor experimentell ermittelten Datenbasis.

Zur Schaffung der experimentellen Datenbasis wird dabei auf einer Methode zur Bestimmung der aerodynamischen Dämpfung aufgebaut, welche im Rahmen des vorangegangenen Vorhabens COOREFLEX-Turbo 4.1.1 „Niederdruckdampfturbinen-Endstufen für erweiterte Betriebsbereiche“ (FKZ: 03ET7070E) entwickelt wurde. Zusätzlich sollen umfassende Messdaten zur Charakterisierung des zeitlich instationären Strömungsfeldes gewonnen werden.

1.2 Voraussetzungen, unter denen das Vorhaben gestartet wurde

Notwendige Voraussetzung zur Erreichung der Ziele in diesem Projekt sind Versuche an einem dampfbetriebenen, rotierenden Modellturbinenversuchsstand, um realitätsnahe Daten für die Validierung und Modellverifizierung zu erhalten. Dies erfüllt der Endstufenversuchsstand des Instituts für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium (ITSM) der Universität Stuttgart. Dieser Versuchsstand stellt eine skalierte Abbildung einer Originalturbine dar und hat den Vorteil, dass das gesamte System von rotierenden Stufen inklusive Abdampfsystem untersucht werden kann.

Im Rahmen des vorangegangenen Projekts COOREFLEX-Turbo 4.1.1 „Niederdruckdampfturbinen-Endstufen für erweiterte Betriebsbereiche“ (FKZ: 03ET7070E) wurden Systeme zur Magnet- und Piezoanregung der Laufschaufeln qualifiziert, welche auch in diesem Projekt zum Einsatz kommen. Die untersuchte Turbinenkonfiguration ist bereits vorhanden und wurde von Siemens Energy zur Verfügung gestellt.

Der Versuchsstand war bereits zu Beginn des Projektes gut instrumentiert, sowohl in Bezug auf Strömungs- und Performancemessungen als auch im Hinblick auf die Schaufelschwingungsmessung. Zudem sind umfangreiche Erfahrungen mit berührender und berührungsloser Schwingungsmesstechnik sowohl bei Siemens Energy als auch beim ITSM vorhanden. Aus diesen Gründen ist der Versuchsstand am ITSM für die vorgesehenen Untersuchungen bestens geeignet.

Mehrere in den letzten Jahren durchgeführte Forschungsvorhaben und Entwicklungsarbeiten haben sich u.a. mit der Erfassung der Strömungsvorgänge und Schaufelschwingungsphänomene in Niederdruckdampfturbinen befasst, so dass entsprechende Erfahrung vorliegt. Darüber hinaus besteht auf dem Gebiet der experimentellen Untersuchung von ND-Teilturbinen eine langjährige Zusammenarbeit zwischen Siemens Energy und dem ITSM.

1.3 Planung und Ablauf des Vorhabens

1.3.1 Planung des Vorhabens gemäß Antrag

Zur Erreichung der definierten Ziele waren folgende Arbeitspakete entsprechend dem Projektplan vorgesehen:

- AP 0: Projektadministration
- AP 1a: Applikation der instationären Drucksensoren auf die freistehende Endstufen-Laufschaukel
- AP 1b: Qualifizierung der instationären Drucksensoren unter Drehzahl
- AP 2a: Instationäre CFD Analysen
- AP 2b: Numerische Untersuchung der Turbinenkonfiguration I
- AP 3a: Auslegung einer Endstufe mit innovativem Dämpfungskonzept
- AP 3b: Entwicklung eines robusten Verfahrens zur Berechnung der instationären Strömungsarbeit
- AP 4a: Festlegung des Versuchsprogramms und Bewertung/Dokumentation der Ergebnisse
- AP 4b: Modellturbinenuntersuchung Konfiguration I
- AP 5b: Modellturbinenuntersuchung Konfiguration II
- AP 6b: Dokumentation der Ergebnisse und Bewertung

Für die ersten Arbeitspakete sollten zunächst die instationären Drucksensoren auf den Laufschaukeln der Turbinenkonfiguration I appliziert werden. Nach einer Marktrecherche und Beschaffung als geeignet erscheinender Sensoren waren diese mechanischen Arbeiten bei Siemens Energy in Mülheim und ein Wuchten des Rotors im Wuchtbunker von Siemens Energy in Nürnberg vorgesehen. Parallel dazu sollte der für die Qualifizierung der Drucksensoren unter Drehzahl notwendige Schleuderversuch konzipiert und am ITSM aufgebaut werden, um die entsprechenden Einflüsse auf die Drucksensoren zu quantifizieren. Nach erfolgreicher Qualifizierung und Wuchtung des Rotors sollte dieser am Endstufenprüfstand in Stuttgart eingebaut werden, um im Rahmen der Messkampagne „Konfiguration I“ umfangreiche Versuche zur Messung instationärer Schaufeldrücke durchzuführen. Anregungsversuche mit den beiden aus dem Vorgängerprojekt bekannten Anregungsmechanismen, den Elektromagneten und Piezoaktuatoren, waren zudem für die Bestimmung der Aerodämpfung geplant.

Anschließend war eine zweite Messkampagne vorgesehen („Messkampagne II“), die sich im Vergleich zur ersten Messkampagne durch ein innovatives Dämpfungskonzept unterscheiden sollte, welches im Rahmen des Projekts von Siemens Energy ausgelegt werden sollte. Dadurch sollte die Wirkung der dämpfenden Elemente beurteilt werden.

Parallel zu den beiden experimentellen Messkampagnen waren im Projekt auch numerische Arbeitspakete vorgesehen. Neben stationären CFD-Berechnungen und deren Validierung mit experimentellen Betriebsgrößen sowie Strömungsfeldmessungen sollten instationäre Ideal- und Realgasrechnungen für die aerodynamische Dämpfung durchgeführt werden. Die numerischen Methoden zur Dämpfungsrechnung sollten

ebenfalls mit den zuvor genannten experimentell bestimmten Dämpfungen validiert werden. Abschließend war die Entwicklung eines robusten Verfahrens zur Bestimmung der instationären Schaufelarbeit als Ziel gesetzt.

Der Abschluss des Projektes stellte die Dokumentation und Interpretation der erhaltenen Ergebnisse dar.

1.3.2 Ablauf des Vorhabens

Gemäß des ursprünglichen Projektplans, wurde zu Projektstart im Januar 2020 mit der Entwicklung des Prüfstands für den Schleuderversuch begonnen, welche zur Qualifizierung der instationären Drucksensoren benötigt wurde. Aufgrund von massiven Lieferengpässen im Rahmen der COVID Pandemie konnten die Schleuderscheiben erst im Herbst 2022 vom Hersteller geliefert werden, was den Aufbau des Prüfstands stark verzögerte.

Die Applikation der instationären Drucksensoren auf den Laufschaufeln des Rotors für die erste Messkampagne konnte bei Siemens Energy weitestgehend im dafür vorgesehene Zeitrahmen durchgeführt werden, sodass im August 2021 der vollständig instrumentierte Endstufenrotor im Wuchtbunker bereitstand. Bei den Wuchtfahrten kam es allerdings zum Verlust sämtlicher Drucksensoren, sodass die komplette Instrumentierung des Rotors repariert bzw. erneut durchgeführt werden musste. Die aus dem Schaden abgeleiteten Maßnahmen zur Verbesserung erwiesen sich als zielführend, sodass im zweiten Anlauf und mit circa 12 Monaten Verzögerung der instrumentierte und erfolgreich gewuchtete Rotor am ITSM angeliefert werden konnte. Anschließend erfolgte der Aufbau der Modellturbine am Prüfstand in Stuttgart und nach ersten Wuchtfahrten konnten die Versuche der Messkampagne I im März 2023 beginnen. Schon zu diesem Zeitpunkt war absehbar, dass das Projekt nicht wie ursprünglich vorgesehen zum 31.12.2023 abgeschlossen werden würde. Entsprechend wurde eine kostenneutrale Verlängerung um 12 Monate beim Projektträger beantragt und auch genehmigt.

Bereits am ersten Versuchstag der Messkampagne I wurde festgestellt, dass etwa die Hälfte der Drucksensoren den ersten Betriebsstunden unter Dampf nicht standhalten konnten und keine plausiblen Daten mehr lieferten. Als Ursache wurden defekte Lötstellen zwischen Kabel und Sensor identifiziert, während die eigentlichen Sensoren noch als funktionsfähig bewertet wurden. Dies führte zu einer erneuten Reparatur, welche zu weiteren vier Monaten Verzögerung führte, auch wenn die Reparatur weitestgehend im montierten Zustand durchgeführt werden konnte. Im September 2023 wurde dann der Versuchsbetrieb wiederaufgenommen und es konnten zumindest kurzzeitig instationäre Schaufeldrücke im Betrieb auf den Endstufenlaufschaufeln gemessen werden. Aufgrund der fortgeschrittenen Projektlaufzeit wurde auf eine erneute aufwändige Reparatur verzichtet und der Fokus im Folgenden auf die Versuche zur Magnetanregung und Dämpfungsbestimmung gelegt. Da diese Versuche weitestgehend zuverlässig verliefen, fand für die verbleibende Projektlaufzeit eine Mittelumwidmung statt. Die Messkampagne II, welche einen erneuten Umbau des kompletten Prüfstands erfordert hätte, wurde nicht durchgeführt. Stattdessen wurde die Messkampagne I um das Arbeitspaket „Erweiterte Messkampagne I“ ergänzt. Ziel dieser Erweiterung war die Gewinnung weiterer Dämpfungsdaten an zusätzlichen Betriebspunkten sowie mehr Versuchszeit für die noch ausstehenden Versuche mit der Piezoanregung. Diese Ziele konnten anschließend im dafür vorgesehenen Zeitraum umgesetzt werden,

sodass auch die erweiterte Messkampagne im Dezember 2024 erfolgreich abgeschlossen werden konnte. In Abbildung 1-1 ist der tatsächlich umgesetzte Projektplan unter Berücksichtigung der kostenneutralen Verlängerung und Mittelumwidmung dargestellt.

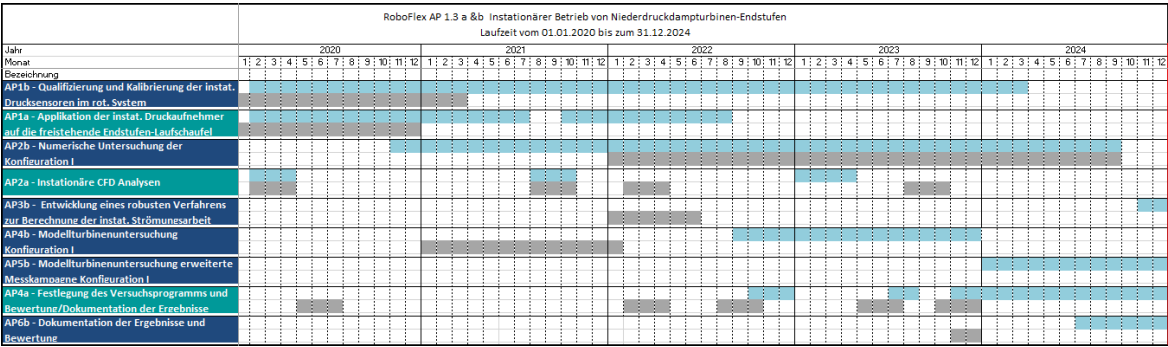


Abbildung 1-1: Tatsächlich umgesetzter Projektplan des Vorhabens

1.4 Wissenschaftlicher und technischer Stand

Der zuverlässige und wirtschaftliche Betrieb von Kraftwerken hängt von der Lebensdauer und der Betriebssicherheit der rotierenden Komponenten ab. Diese wiederum werden beeinflusst durch die statischen und dynamischen mechanischen Beanspruchungen, denen die einzelnen Bauteile, wie beispielsweise Rotoren, Scheiben oder Laufschaukeln, ausgesetzt sind.

Die statischen Kräfte, die hauptsächlich durch Temperaturgradienten und Fliehkraft hervorgerufen werden sind relativ gut abschätzbar und beherrschbar. Im Gegensatz dazu sind die dynamischen Belastungen wesentlich komplexer, da es eine Vielzahl von verschiedenen Anregungsmechanismen gibt, die sich teilweise gegenseitig beeinflussen. Im Falle der Laufschaukeln sind die beiden Hauptmechanismen für die Anregung von Schaufelschwingungen im netzsynchronen Betrieb die Fremderregung und das Schaufelflattern. Diese werden im Folgenden kurz erläutert.

Die Fremderregung wird z.B. verursacht durch periodische Schwankungen in der Anströmung, wie beispielsweise Nachlaufdellen von Leiträdern oder Stützrippen, durch Druckschwankungen auf Grund von Potenzialeffekten oder durch die Übertragung von Schwingungen durch den Rotor. Die Frequenzen dieser Anregung sind drehzahlharmonisch. Das bedeutet, dass sie als Vielfache der Drehfrequenz des Rotors (auch als Ordnung bezeichnet) ausgedrückt werden können. Im Falle einer Resonanz, d.h. wenn eine der Eigenfrequenzen einer Schaufel oder eines Schaufelverbandes mit einer Ordnung zusammenfallen, kann es zu hohen dynamischen Schaufelbeanspruchungen kommen, die im schlimmsten Fall zum Schaufelversagen führen.

Es sind auch Fremderregungen denkbar, die asynchron wirken wie z.B. eine pulsierende Störung hervorgerufen durch Strömungsablösungen. Ein bekanntes Beispiel für nicht synchrone Anregungen ist der sogenannte „Rotating Stall“. Diese Strömungsinstabilität tritt bei tiefer Teillast auf und wird durch eine oder mehrere in Umfangsrichtung rotierende Zellen verursacht.

Die numerische Berechnung der Durchströmung von Turbinenstufen bei diesen Verhältnissen ist nach wie vor eine Herausforderung und aktuell Gegenstand der Forschung [1],[2],[3]. Wegen des großen Risikos für ein Schaufelversagen durch Fremderregung bei diesen Zuständen wird darüber hinaus versucht, die rotierenden Instabilitäten aktiv zu unterbinden [4].

Im Gegensatz zur Fremderregung, die durch äußere Kräfte hervorgerufen wird, werden selbsterregte Schwingungen in Turbomaschinenbeschaufelungen als Flattern bezeichnet. Hierbei kommt es zu einer Interaktion von Schaufelschwingung und -umströmung, die eine Verstärkung der Schaufeleigenschwingung zur Folge hat. Dadurch kann es, wie bei der Fremderregung, zu sehr großen Schaufelschwingungsamplituden kommen. Allerdings ist das Auftreten von Flattern nicht daran gebunden, dass eine Ordnung der Rotordrehzahl getroffen wird oder nicht. Grundsätzlich werden drei verschiedene Arten von Flattern unterschieden [5]:

- Potenzialtheoretisches Flattern: Hierbei spielen Viskositätseffekte in der Strömung keine Rolle. Die Schaufelschwingung wird durch periodisch instationäre Gaskräfte, die durch die Phasenlage zwischen zwei benachbarten Schaufeln entstehen, angefacht.
- Ablöse-Flattern: Hierbei ist die Wechselwirkung zwischen Schaufelschwingung und periodischer Strömungsablösung entscheidend. Diese Flatterart kann zum einen im Teillastbereich bei starker Fehlanströmung und zum anderen bei transonisch durchströmten Beschaufelungen auf Grund von Stoß / Grenzschicht-Wechselwirkungen auftreten.
- Stoß-Flattern: Hierbei geht die Schwingungsanregung auf das Zusammenspiel zwischen Schaufelschwingung und periodischer Stoßoszillation innerhalb einer Schaufelteilung. Diese Art von selbsterregter Schwingung kann nur in transonisch und supersonischen durchströmten Beschaufelungen auftreten.

Bis vor einiger Zeit war die dynamische Schaufelbeanspruchung durch Flattern hauptsächlich ein Problem, das in den vorderen Stufen von Verdichtern, speziell in Flugtriebwerken, auftrat. Dies hängt vor allem mit der schlanken Geometrie von Verdichterschaukeln und dem großen Höhen/Seiten-Verhältnis der Schaufeln in den vorderen Stufen zusammen, woraus entsprechend niedrige Eigenfrequenzen für die ersten Schwingungsmoden resultieren. Daher beschäftigt sich auch ein Großteil der Literatur, speziell aus den 1980-er Jahren, als die Aeroelastizität von Turbomaschinen stärker in den Fokus der Forschung rückte, mit Geometrien von Verdichterschaukeln. Beispielsweise untersuchten Jutras und Stallone [6] experimentell den Einfluss der reduzierten Geschwindigkeit, des Teilungsverhältnisses und der Eintrittsbedingungen auf die Entstehung von Ablöse- und Stoßflattern in Abhängigkeit der Anströmmachzahl. Eine analytische Studie zum Einfluss der Modenform, der mechanischen Dämpfung und der aerodynamischen Kopplung wurde von Srinivasan und Fabunmi vorgestellt [7]. Sie weisen darauf hin, dass die Modenform entscheidenden Einfluss auf die Flatternneigung von Schaufeln hat. Kielb und Kaza [8] untersuchen ebenfalls analytisch den Einfluss der Schaufelneigung auf das Entstehen von Flattern. Obwohl die Abbildung der Schaufelneigung in die verwendeten analytischen Modelle nicht vollkommen gelingt, können sie doch zeigen, dass die Stabilität gegenüber Flattern für Torsionsmoden verbessert wird, während die Gefahr des Flatterns in Biegemoden zunimmt. Darüber hinaus stellen sie fest, dass Schaufeln mit einem Neigungswinkel von 30° und mehr deutlich weniger stabil sind als ungeneigte.

Durch die Verlagerung des Forschungsschwerpunktes bei der Turbinenentwicklung (Dampfturbinen und Gasturbinen) von der Erhöhung der spezifischen Arbeit hin zu besseren Wirkungsgraden Ende der 1980-er Jahre wurde auch die Schaufelgeometrie der Turbinenschaufeln überarbeitet. Speziell im Bereich der Dampfturbinen, wo die

Reduktion der Auslassverluste durch die Vergrößerung der Abströmfläche eine große Bedeutung hat, resultieren daraus stark verwundene Schaufeln mit sehr großem Höhen/Seiten-Verhältnis. Da die Laufschaufelmasse und dadurch auch die Schaufellänge durch die auftretenden Fliehkraftspannungen beschränkt ist, wurden freistehende Endstufenlaufschaufeln entwickelt, um durch die Einsparung eines Deckbandes längere Schaufeln realisieren zu können. So gelang es, Stahlschaufeln mit einer Länge von bis zu 1200 mm einzusetzen [9], [10]. Durch verbesserte Auslegungs- und Berechnungsverfahren und die Verwendung anderer Werkstoffe sind gekoppelte Endstufenlaufschaufeln mit Schaufellängen von über 1500 mm für volltourige 50 Hz-Anwendungen verfügbar [11]. Durch diese Entwicklung erhöhte sich auch die Flatterneigung der ND-Laufschaufeln auf Grund der schlankeren Geometrie, des großen Höhen/Seiten-Verhältnisses und der hohen, teils supersonischen Umfangsmachzahlen.

Der Schwerpunkt der Beiträge zum Thema Flattern von Turbinenschaufeln liegt wiederum auf dem Bereich der Fluggasturbinen, da diese im Gegensatz zu Kraftwerksturbinen über einen wesentlich größeren Drehzahl- und Leistungsbereich operieren müssen und daher die Gefahr des Auftretens von Flatterphänomenen wesentlich größer ist. In [12], [13], [14], [15] werden numerische Ansätze für die Berechnung der Stabilität von beschauelten Scheiben gegenüber Potenzialflattern vorgestellt. Panovsky und Kielb [13] zeigen dabei, dass der Haupteinfluss für die Entstehung von Flattern bei einer Schaufel von dieser selbst sowie von den beiden benachbarten Schaufeln ausgeht. Kielb und Abhari [16] stellen eine experimentelle Studie der aerodynamischen und mechanischen Dämpfungseigenschaften einer Turbinenstufe in Originalgröße bei Rotation vor. Dabei zeigt sich, dass der Beitrag der mechanischen Dämpfung an der Gesamtdämpfung um eine Größenordnung kleiner ist als der Beitrag der aerodynamischen Dämpfung. Dies gilt sowohl für den ersten Torsions- als auch für den zweiten Biegemode.

Durch den gestiegenen Anteil erneuerbarer Energien, ist es notwendig moderne Gas- und Dampfkraftwerke flexibler und über ein breiteres Leistungsspektrum zu betreiben, um die Schwankungen bei der Erzeugung der erneuerbaren Energien auszugleichen. Durch den vergrößerten Betriebsbereich hin zu höheren Massenstromdichten ist auch das Risiko von Schaufelflattern erheblich gestiegen, was sich auch in der Zunahme der Forschungspublikationen in diesem Arbeitsfeld spiegelt. So führen Cinella et al. [17] 2D- und McBean et al. [18] 2D- und 3D-Strömungssimulationen mit Fluid/Struktur-Kopplung für eine Gitterkaskade durch. Beide Studien rechnen sowohl auf Basis der Euler-Gleichungen als auch reibungsbehaftet unter Verwendung der Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen und validieren ihre Ergebnisse mit Messdaten von Bölcs und Fransson [19]. Dabei wird deutlich, dass Euler-Codes zur Berechnung der korrekten Phasenwinkel der instationären Schaufeldrücke bei Strömungen mit Ablösungen nicht geeignet sind. Die Bestimmung der Phasenwinkel ist jedoch für die Vorhersage von Flattern unabdingbar. Des Weiteren zeigen McBean et al., dass sich dreidimensionale Effekte sowohl in der Amplitude als auch in der Phase der instationären Druckverteilung bemerkbar machen. Ähnlich wie Srinivasan und Fabunmi [7] weisen auch Montgomery et al. [20] darauf hin, dass die Modenform einen erheblichen Einfluss auf die Flatterneigung von Beschauelungen hat. Ergänzend dazu wird auch die Rolle der Profilform diskutiert, die ebenfalls Auswirkungen auf die Ausbildung von selbsterregten Schwingungen haben kann. Beide Faktoren sind in den üblichen empirischen Formulierungen für die Vorhersage bzw. Vermeidung von Schaufelflattern im Allgemeinen nicht berücksichtigt.

In jüngster Zeit haben beispielsweise Waite und Kielb [21] oder Peeren und Vogeler [22] auf den Zusammenhang zwischen Schaufelbelastung bzw. Profilgebung und der Stabilität gegenüber Flattern hingewiesen. Aus der Untersuchung von Waite und Kielb geht hervor, dass die Schaufelbelastung hauptsächlich die Stoßlage innerhalb der Schaufelpassage beeinflusst, welche wiederum eine starke Rückwirkung auf die Entstehung von selbsterregten Fluid-Struktur-Wechselwirkungen hat. Dieser Einfluss ist allerdings nicht monoton. Vielmehr treten sprunghafte Änderungen in Bezug auf die Stabilität auf. Peeren und Vogeler haben eine Profilstudie durchgeführt und berichten, dass diejenigen Profile, welche die beste aerodynamische Performance zeigen, die höchste Flatterneigung zeigen. Daraus zeigt sich direkt die Notwendigkeit, Schaufelprofile im Rahmen der Auslegung nicht nur auf die aerodynamische Qualität hin zu optimieren, sondern vielmehr von Beginn an auch eine Bewertung der aeroelastischen Eigenschaften vorzunehmen.

Huang et al. [23] sind die ersten, die nicht nur eine Schaufelreihe sondern auch eine komplette Turbinenstufe simulieren. Dabei gelingt es ihnen zu zeigen, dass das Leitrad einen signifikanten Einfluss auf die aerodynamische Dämpfung hat, die zudem noch eine Funktion des Axialspalts zwischen Stator und Rotor zu sein scheint.

Diese Erkenntnisse werden von Chen et al. [24], [25] in einer numerischen Untersuchung zur Zwangsanregung von Dampfturbinen-Laufschaukeln bestätigt.

Mit der Verfügbarkeit von immer besseren Rechnern mit höherer Kapazität sind auch vermehrt Publikationen zu gekoppelten fluid- und strukturdynamische Simulationen von Turbinenstufen verfügbar, beispielsweise von Rice et al. [26] oder Petrie-Repar et al. [27]. Wie der Vergleich von Messdaten mit den numerischen Ergebnissen bei Rice et al. jedoch zeigt, ist die genaue Bestimmung der aerodynamischen Dämpfung mit Hilfe der Numerik schwierig. Dieses für die zuverlässige Berechnung von fremd- und zwangserregten Schwingungen zentrale Problem besteht nach wie vor, wie beispielsweise der Arbeit von Holzinger et al. [28] zu entnehmen ist. Aktuell gibt es wohl kein Ergebnis einer gekoppelten fluid- und strukturdynamischen Simulation von Strömungsmaschinen, welches durchgängig eine korrekte Bestimmung der aerodynamischen Dämpfung zeigt. Dieses Problem wurde auch bereits im Rahmen des FUTURE-Projekts der EU aufgezeigt [29].

Bei der Betrachtung von Niederdruck-Dampfturbinen kommt erschwerend hinzu, dass Dampf bzw. Nassdampf als Arbeitsfluid keine Idealgaseigenschaften hat, sondern als Realgas modelliert werden muss. Zum Einfluss der Realgaseffekte, vor allem auf die Anregung von selbsterregten Schwingungen, gibt es bislang nur wenige Untersuchungen, deren Ergebnisse jedoch darauf hindeuten, dass durchaus eine Rückwirkung auf Grund des Auftretens von Unterkühlung und schlagartig einsetzender Kondensation zu erwarten ist [30], [31]. Wegen der supersonischen Abströmung im Bereich der Schaufelspitze müssen darüber hinaus generell nicht-reflektierende Randbedingungen im Strömungslöser implementiert sein [27].

Neben der Untersuchung der Mechanismen, die Schaufelflattern verursachen, beschäftigt sich die Forschung seit langem auch mit der Frage, wie dieses entweder vermieden oder zumindest abgeschwächt werden kann. Ein Ansatz dafür ist die Identifikation der Betriebsbereiche einer Maschine, innerhalb derer die verschiedenen Flatterarten mit großer Wahrscheinlichkeit auftreten. Bemerkenswert ist hier der Ansatz von Khalak [32], der mit Hilfe von vier dimensionslosen Parametern versucht, eine allgemein gültige Eingrenzung der Bereiche erhöhter Flatterneigung herzuleiten.

Die wohl bekannteste und meistpraktizierte Methode zur Verringerung der Flatterneigung – insbesondere bei freistehenden Schaufeln – ist das sogenannte Mistuning oder Verstimmen. Dieses beruht auf der Tatsache, dass jede Schaufel, trotz theoretisch gleicher Eigenschaften, Eigenfrequenzen und -formen hat, die mehr oder weniger stark von denen anderer Schaufeln gleicher Geometrie abweichen. Dies geschieht aufgrund von kleinen Abweichungen bei der Fertigung, beispielsweise durch Werkzeugverschleiß, oder auch durch minimale Unterschiede im Schaufelwerkstoff. Dies bedeutet, dass man ohne enorme zusätzliche Anstrengungen („Tuning“) niemals eine Schaufelreihe erhalten wird, bei der ausnahmslos alle Schaufeln absolut gleiche Eigenfrequenzen und -formen haben. Dadurch wird die Stabilität der Schaufelreihe gegen Flattern deutlich erhöht, was in einer Vielzahl von Studien bestätigt wurde. So haben Kaza und Kielb [33] die Auswirkungen von Mistuning auf die Stabilität gegen Potenzialflattern untersucht und sind zu dem Schluss gekommen, dass moderates Mistuning das Problem des Flatterns bei freistehenden Schaufeln mindern kann. Nagai et al. [34], [35] haben den Effekt von Mistuning sowohl bei Ablöse-Flattern als auch bei Potenzialflattern untersucht. Sie bestätigen die Aussage von Kaza und Kielb, allerdings vertreten sie die These, dass das Mistuning, in diesem Fall durch die alternierende Anordnung von Schaufeln mit hoher und niedriger Eigenfrequenz in der Torsionsmode, so groß wie möglich ausfallen soll.

Der Nachteil von Mistuning liegt darin, dass unter bestimmten Umständen die Schwingungsamplitude von einzelnen Schaufeln des Verbandes bei Fremderregung, also beispielsweise beim Durchfahren eines Resonanzgebietes, wesentlich verstärkt werden kann. Whitehead hat in mehreren Publikationen [36], [37], [38] analytisch ermittelt, dass unter bestimmten Symmetriebedingungen bei der Verteilung der verstimmten Schaufeln der maximale Verstärkungsfaktor V gegenüber der Amplitude eines unverstimmten Systems für einzelne Drehzahlvielfache bei

$$V = \frac{1}{2}(1 + \sqrt{N})$$

liegen kann, wobei N die Anzahl der Schaufeln ist. Hier ist jedoch anzumerken, dass diese Abschätzung nur für den Fall konstanter Dämpfungsparameter gilt [39]. Tritt neben dem Frequenzmistuning auch ein Dämpfungsmistuning auf, so können wesentlich höhere Amplituden resultieren [40][41].

Auch andere Wissenschaftler haben den Effekt von Mistuning auf das Schwingungsverhalten von beschauelten Scheiben untersucht. Nicht zuletzt um sicher zu stellen, dass die Bestückung der Rotoren mit unvermeidbar verstimmten Schaufeln (z.B. auf Grund von Werkzeugverschleiß bei der Fertigung) in einer Anordnung erfolgt, bei der die Schwingungsanregung im Resonanzfall möglichst gering ausfällt. Die Schwierigkeit bei dieser Aufgabe besteht darin, dass es für die bei Turbomaschinen pro Stufe üblichen Schaufelzahlen sehr viele Möglichkeiten der Anordnung gibt. Daher wurden umfangreiche Studien unter Zuhilfenahme von Monte-Carlo-Verfahren oder speziellen Algorithmen durchgeführt. Neuere Studien zu diesem Thema wurden beispielsweise von Castanier und Pierre [42], Choi et al. [43], Rivas-Guerra und Mignolet [44], Hou und Cross [45] sowie Siewert et al. [46] veröffentlicht.

Feiner und Griffin haben mit dem „Fundamental Mistuning Model“ ein vereinfachtes

Verfahren entwickelt, dass es erlaubt, die Schwingungsamplituden für einzelne Modenfamilien bei verstimmten Systemen mit relativ wenig Aufwand zu berechnen [47]. Dieses Verfahren wurde weiterentwickelt, so dass es nun möglich ist, aus den gemessenen Schaufelschwingungen eines verstimmten Systems auf die Verstimmung der Schaufeln und deren Verteilung auf dem Umfang zu schließen, ohne vorher die einzelnen Eigenfrequenzen der Schaufeln gemessen zu haben [48]. Diese Methode wurde auch experimentell an zwei Verdichterstufen im Stillstand validiert [49].

Wegen der Schwierigkeiten, die mit der genauen und zuverlässigen Berechnung der aerodynamischen Dämpfung einhergehen, sind Messdaten für die Verifizierung der numerischen Ergebnisse unverzichtbar. In den veröffentlichten Studien der jüngeren Vergangenheit zu den Themenstellungen Schaufelflattern und Mistuning fällt auf, dass darunter nur wenige experimentelle Arbeiten sind, die sich darüber hinaus oft nur mit der Untersuchung von einzelnen Schaufelschnitten in Kaskaden beschäftigen [19], [50] [51].

Die Arbeit von Jeffers et al. [52], die von Kielb et al. [53] sowie Kielb und Abhari [16] fortgesetzt wurde, untersucht die mechanischen und aerodynamischen Dämpfungseigenschaften einer Schaufelreihe in einer Turbine bei Betriebsdrehzahlen. Die Schwingungsanregung der Laufschaufeln erfolgt mithilfe von Piezo-Aktuatoren. Mit dem beschriebenen Versuchsaufbau wurden umfangreiche und aussagekräftige Ergebnisse zur Strukturdämpfung und zur aerodynamischen Dämpfung sowohl bei Fremderregung als auch in Bezug auf die Stabilität gegenüber selbsterregten Schwingungen erzielt. Durch den Einsatz von instationären Drucksensoren auf den Laufschaufeln konnte darüber hinaus eine Validierung der numerischen Ergebnisse durchgeführt werden. Die Speisung von Piezo-Aktuatoren im rotierenden System bei gleichzeitiger Übertragung von Messsignalen ist wegen der notwendigen hohen Speisespannungen technisch anspruchsvoll. Die Veröffentlichungen von Goltz et al. [54] und Belz et al. [55] beschreiben aber die erfolgreiche Umsetzung dieses Prinzips für Messungen an zwei verschiedenen Verdichterstufen.

Neben der Schwingungsanregung eignet sich ein solcher Aufbau prinzipiell auch für die aktive Dämpfung von Schwingungen. Diesbezüglich sind jedoch bislang ausschließlich Modellversuche bzw. Experimente an Kaskaden publiziert, z.B. von Duffy et al. [56], Watanabe und Kazana [57] oder Watanabe et al. [58]. Eine weitere Arbeit zur Anregung von rotierenden Strukturen über Piezo-Aktuatoren findet sich bei Filippatos et al. [59]. Hier wurde ein System entwickelt und aufgebaut, bei dem die anregenden Piezoaktuatoren nicht auf der zu untersuchenden Struktur angebracht sind, sondern auf einer parallel dazu angeordneten mitdrehenden Scheibe, wodurch drehzahlabhängige Schwingungsparameter untersucht werden sollen. Die Schwingungen des Rotors im beschriebenen ersten Testfall, der eine einfache metallische Scheibe war, werden mit Laser-Doppler-Anemometer (LDA) gemessen. Die Autoren berichten von den generellen Schwierigkeiten einer Piezo-Anregung aufgrund der benötigten hohen Leistung sowie den beschränkten Möglichkeiten von Schleifringübertragern für die angestrebten hohen Drehzahlen. Zudem sind im bisherigen Aufbau die Piezo-Aktuatoren nicht individuell ansteuerbar.

Von Meinzer [60] wurde die aerodynamische Dämpfung einer einstufigen luftbetriebenen Modellturbine experimentell und numerisch bestimmt. Um eine Reibdämpfung an den Fügestellen zwischen Schaufelfuß und Rotornut auszuschließen und somit ausschließlich die aerodynamische Dämpfung zu bestimmen, wurde die Laufschaufelreihe

als Blisk ausgeführt. Die Anregung der Schaufelreihe erfolgte mit einer akustischen Anregung, mit der gezielt verschiedene Knotendurchmesser angeregt werden können. Die Anregung über einen Frequenzsweep stellte sich als geeignete Methode heraus. Die Schaufelschwingungen wurden mit einem optischen Tip Timing System gemessen. Die experimentellen Ergebnisse zeigen vor allem für positive Knotendurchmesser eine sehr gute Übereinstimmung mit den numerischen Ergebnissen, sodass eine quantitative Bestimmung der Aerodämpfung möglich war.

Für den Bereich der Laufschaufeln von Niederdruck-Dampfturbinen berichten Rice et al. [26] über eine gezielte Anregung der Laufschaufeln in der ersten Biegemode, die mittels eines Magneten erfolgt. Durch Abschalten der Erregung und Messung der Abklingkurve der Schwingung wird hierbei die kombinierte aerodynamische und mechanische Dämpfung bestimmt, wobei die Bestimmung der reinen mechanischen Dämpfung durch eine Extrapolation der bei verschiedenen Drücken gemessenen kombinierten Dämpfung zum Vakuum hin erreicht wird.

Die Bestimmung der Dämpfung einer ND-Beschaufelung einer Dampfturbine über eine Anregung mit einem AC Elektromagneten wird ebenfalls in der Arbeit von Bessone et al. [61] durchgeführt. Es wurde eine Endstufe mit Snubber/Stützflügel bei niedrigen Lasten untersucht und über die Anregung mit dem Elektromagneten zunächst die Gesamtdämpfung bestimmt. Speziell der Einfluss von Drehzahlschwankungen, die direkt zu Schwankungen in der Anregungsfrequenz führen, wurde dabei berücksichtigt und durch aufwändige messtechnische Maßnahmen weitestgehend unterdrückt. In dieser Arbeit werden zusätzlich CFD-Daten zum Vergleich mit den Experimenten herangezogen. Die Autoren konnten zeigen, dass der Anteil der Aerodämpfung an der Gesamtdämpfung, insbesondere der Wert für den Knotendurchmesser mit der höchsten Neigung zum Flattern, mit den Experimenten zufriedenstellend bestimmt werden kann. Allerdings gibt es noch Unterschiede zwischen Experiment und numerischen Ergebnissen wie etwa der Knotendurchmesser, bei dem die Aerodämpfung ihr Minimum erreicht.

Am selben Versuchsstand wurden weitere Untersuchungen an dieser ND-Beschaufelung mit Snubbern/Stützflügeln durchgeführt. Die Experimente werden von Bessone et al. [62] beschrieben, die CFD-Simulationen und ein Vergleich zwischen Experiment und CFD von Pinelli [63]. Es kam ebenfalls die Anregung mittels eines AC-Elektromagneten zum Einsatz. Die Bestimmung der Gesamtdämpfung aus den gemessenen Schaufelantworten erfolgte mit der Wavelet Transform Methode. Die Aerodämpfung wurde nach der Methode von Rice [26] bestimmt. Der Vergleich mit der CFD zeigte, dass sowohl numerisch als auch experimentell die Stabilität gegen Flattern korrekt prognostiziert werden konnte. Auch die über alle Knotendurchmesser auftretende minimale aerodynamische Dämpfung konnte mit hoher Übereinstimmung ermittelt werden. Für andere Knotendurchmesser ist die Abweichung allerdings höher. Eine mögliche Erklärung ist hierbei eine größere Änderung der mechanischen Dämpfung in Abhängigkeit des Knotendurchmessers aufgrund der Reibkontakte in den Snubbern. Es konnten aufgrund Beschränkungen der Hardware nicht für alle Knotendurchmesser Experimente durchgeführt werden, da bei hohen Frequenzen zu viel Wärme vom Magneten erzeugt wurde und Schäden am Magnetsystem durch Überhitzung entstanden wären. Somit ist der experimentell untersuchte Bereich auf Anregungsfrequenzen im niedrigen bis mittleren Frequenzbereich beschränkt.

Auch in der Arbeit von Doll et al. [64] wurde die aerodynamische Dämpfung experimentell bestimmt. Beim untersuchten Versuchsträger handelte es sich um die Beschaukelung der Endstufe einer Modelldampfturbine, die Schwingungsanregung erfolgte über ein Magnetsystem. Allerdings konnte dabei auch nur eine überschaubare Anzahl an Knotendurchmessern erfolgreich angeregt werden. Bei den Versuchen handelte es sich um lineare Frequenzsweeps bei konstanter Drehzahl, aus denen über den Ansatz eines Einmassenschwingers die Dämpfungen ermittelt wurden. Zur verwendeten Methodik findet sich eine ausführliche Untersuchung an generischen Signalen in diesem Bericht.

Andere Arbeiten zur Bestimmung der aerodynamischen Dämpfung und Kopplung nutzen die starke Schwingungsanregung im Resonanzfall aus [65], [66]. Dabei wird der Frequenzgang beim Durchfahren der Resonanzstelle gemessen und für die Bestimmung der Dämpfung und Kopplung herangezogen. Abgesehen von der Tatsache, dass mit dieser Methode nicht alle relevanten Schwingungsformen der Beschaukelung abgedeckt werden können, ist auch die notwendige Änderung der Drehzahl bzw. des Massenstroms nachteilig, da der Betriebspunkt streng genommen nicht konstant bleibt. Darüber hinaus hat auch der Gradient der Drehzahl einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf das dynamische Verhalten der Beschaukelung. Dieser Gradient der Drehzahl stellt die Sweeprate oder Sweepgeschwindigkeit dar. Eine Untersuchung des Einflusses der Geschwindigkeit, mit der der Sweep beim Durchfahren einer Resonanzstelle durchgeführt werden sollte, findet sich bei Hackenberg und Hartung [67]. Anhand eines 1-Freiheitsgradmodells wurde der Einfluss der Sweeprate auf die Höhe der Maximalamplitude, die Dämpfung sowie eine auftretende Frequenzverschiebung untersucht. Die Autoren liefern einen analytischen Zusammenhang für die Bestimmung einer maximalen Sweeprate, die nicht überschritten werden sollte. Zudem wird ein Korrekturverfahren präsentiert, mit dem die Effekte der Sweeprate korrigiert und die tatsächlich vorliegende Dämpfung ermittelt werden kann. Allerdings beschränkt sich die Arbeit auf lineare Strukturen. Effekte bei einem nicht-linearen Verhalten und durch Mistuning müssen noch weiter untersucht werden.

Carassale et al. [68] untersuchten in einer weiteren numerischen Arbeit ebenfalls den Einfluss der finiten Sweeprate sowie von Drehzahlschwankungen. Sie konnten zeigen, dass der Einfluss der Sweeprate durch den Einsatz der Wavelet-Transformation deutlich reduziert werden kann und diese Methode zudem besonders robust gegen Einflüsse durch Rauschen ist, während herkömmliche Strategien zur quantitativen Dämpfungsbestimmung zu einer Überschätzung der Dämpfung führen. Allerdings wurde bei der Analyse die mechanische Kopplung zwischen den einzelnen Schaufeln vernachlässigt.

Um die komplexen instationären Strömungszustände besser zu verstehen, ist es erstrebenswert, neben den aerodynamischen Dämpfungen auch die instationären Schaufeldrücke experimentell zu ermitteln. Aufgrund der Fliehkraftbelastung, der die einzusetzenden instationären Drucksensoren ausgesetzt sind, ist die Bestimmung des instationären Drucks auf rotierenden Schaufeln besonders herausfordernd. Sexton et al. [69] instrumentierten eine Axialverdichterschaukel mit einem piezoresistiven Drucksensor und konnten damit instationäre Schaufeldrücke messen. Aufgrund der Tatsache, dass der Drucksensor bei einem geringen Radius und einer niedrigen Drehzahl von 2400 min⁻¹ angebracht wurde, bestand in den Untersuchungen von Sexton et al. jedoch keine Notwendigkeit, die Fliehkräfte zu korrigieren.

Grant und Lanati [70] untersuchten verschiedene Drucksensortypen sowie Einbaupositionen und zeigten, dass Halbleiterdrucksensoren problemlos Zentrifugalbeschleunigungen von bis zu 85 000 g standhalten. Außerdem zeigten sie, dass sich die Sensitivität von Drucksensoren unter dem Einfluss von Zentrifugalkräften ändert. Eine Alternative zur Anbringung eines herkömmlichen Drucksensors direkt auf der Schaufeloberfläche oder in einem Hohlraum besteht darin, den eigentlichen Chip mit der Halbleitermembran in die Schaufel zu montieren, wie von Ainsworth et. al [71] vorgestellt. Da die Größe dieser Chips weniger als 1 mm im Durchmesser beträgt, können mehr Druckwandler auf demselben Raum installiert werden. Allerdings ist der Aufwand für die Instrumentierung deutlich höher. In Dampfumgebung wurden die instationären Schaufeldrücke von Moser [72] an einer Modell-Niederdruckturbine vermessen. Moser untersuchte dabei den Einfluss von ungleichmäßigen Strömungsverhältnissen auf die Schaufelschwingungen.

1.5 Zusammenarbeit mit anderen Stellen

Die Arbeitsteilung und die daraus resultierende Zusammenarbeit ergibt sich direkt aus den durchgeführten Arbeitspaketen:

- Die Weiterentwicklung des Piezo-Moduls sowie die Integration des Moduls erfolgten durch Siemens Energy. Die Vorversuche zur Piezo-Anregung wurden vom ITSM durchgeführt.
- Die Planung der Versuchskampagnen wurde von Siemens Energy aufgestellt. Die Inhalte der einzelnen Versuchstage wurden mit dem ITSM gemeinsam erarbeitet und abgestimmt.
- Der Umbau auf die verschiedenen Turbinenkonfigurationen wurde vom ITSM vorgenommen.
- Die experimentellen Untersuchungen sowie die Auswertung der Versuche wurden vom ITSM durchgeführt. Unterstützung bei den Versuchsfahrten wurde von Siemens Energy geleistet.
- Zu den Arbeitspaketen fanden wöchentliche Abstimmungen zwischen dem ITSM und Siemens Energy statt.
- Im Rahmen der AG Turbo fanden halbjährlich die Arbeitskreissitzungen statt. Hier fand ein reger Austausch mit den anderen Projekten des Teilverbund-Vorhabens statt. Die AG Turbo organisierte somit eine bewährte Expertenplattform, um die Erfolgsaussichten des Projektes zu fördern.

2. Eingehende Darstellung der Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die Inhalte und Ergebnisse des Projektes im Detail beschrieben. Diese Darstellung ist nach den inhaltlichen Themen gegliedert. Zunächst wird der Versuchsstand und die verwendete Modellturbinenkonfiguration erläutert. Um das Projektziel der Qualifizierung instationärer Drucksensoren unter Fliehkrafteinfluss zu erreichen, wurde ein eigener Prüfstand ausgelegt und aufgebaut. Der Aufbau, das Messkonzept sowie die Ergebnisse der Qualifizierung werden im Detail erläutert. Anschließend werden die Versuche zur Bestimmung der aerodynamischen Dämpfung gezeigt, welche mit der Magnet- sowie der Piezoanregung durchgeführt wurden.

Abschließend werden die Ergebnisse der CFD-Berechnungen aus den numerischen Arbeitspaketen präsentiert und mit den experimentellen Daten validiert.

2.1 Versuchsstand

Der am ITSM vorhandene Endstufenversuchsstand wird für die Untersuchung von ND-Teilturbinen-Beschaufelungen unter realen Dampfbedingungen verwendet. In diesem Versuchsstand können Strömungsfelder durch Sondentraversen, das Schwingungsverhalten der Laufschaufelreihen sowie die Nässeprobleme in modernen Niederdruckdampfturbinen untersucht werden [73]. Aufgebaut wurde der Versuchsstand im Rahmen des Sonderforschungsbereiches 157 „WärmeKraftwerke“. Ein Schnittbild des Versuchsstandes mit den verschiedenen Komponenten ist in Abbildung 2-1 dargestellt.

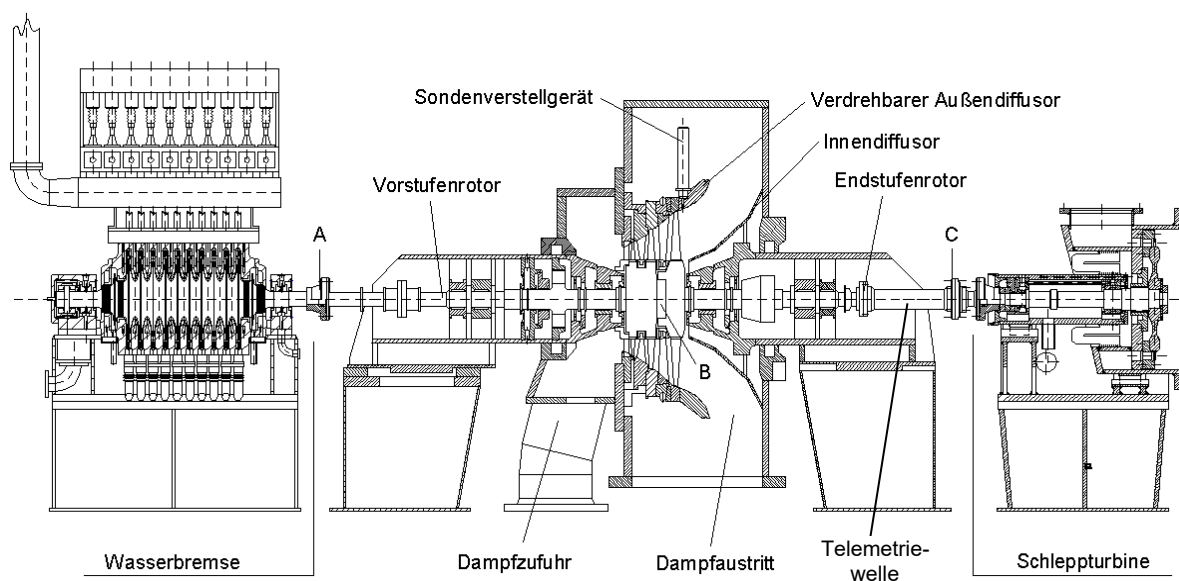


Abbildung 2-1: Schnittbild Endstufenversuchsstand

Die Dampfversorgung des Versuchsstandes erfolgt durch das Heizkraftwerk der Universität. Es wird Dampf mit einem Druck von 70 bar und einer Temperatur von 350 °C zur Verfügung gestellt. Der maximale Dampfmassenstrom beträgt 12,5 kg/s. Um den Dampf auf die geforderten Turbineneintrittsparameter einzustellen, wird der Frischdampf über Drosselung und Kondensateinspritzung konditioniert.

Zur Abführung der Leistung wird eine Wasserreibungsbremse mit einer maximalen Leistung von 5 MW verwendet, die vorstufenseitig an die Turbine angeflanscht ist. Für den Betrieb der Modellturbine in extremer Teillast (Ventilation), in der die Turbine keine Leistung erzeugt, ist eine einstufige Gleichdruckdampfturbine mit einer maximalen Leistung von 1.2 MW installiert, um die Versuchsturbine in diesen Betriebspunkten anzutreiben.

Eine Besonderheit des Versuchsstandes sind die beiden fliegend gelagerten Rotoren (siehe Abbildung 2-1). Die letzte Laufschaufelreihe befindet sich auf einem separaten Rotor, der durch eine biegeeweiche jedoch torsionssteife Kupplung mit den Vorstufen gekoppelt ist. Diese Kupplung kann gleichzeitig zur Drehmomentmessung verwendet werden, sodass die Leistungsaufnahme bzw. -abgabe von den Vorstufen und der Endstufe getrennt bestimmt werden kann.

Zur Übertragung von Messdaten wie Temperaturen und Dehnungen von den Laufschaufeln ins stehende System stehen zwei Telemetriesysteme zur Verfügung. Die Endstufentelemetrie, mit der die Dehnungen der Endstufenlaufschaufeln im Betrieb übertragen werden können, wurde im Rahmen des Vorgängerprojekts neu ausgelegt und aufgebaut. Die Dehnungen der Vorstufenlaufschaufeln werden mit der Vorstufentelemetrie übertragen.

2.1.1 Turbinenkonfiguration der Messkampagne

Im Rahmen des Projektes wurde eine dreistufige Modellturbine untersucht. Die verwendete Konfiguration besteht aus den letzten drei Stufen einer Niederdruckturbine. Während die ersten beiden Stufen (L-2, L-1) jeweils eine deckbandgekoppelte Laufschaufelreihe aufweisen, handelt es sich bei der letzten Stufe (L-0) um eine freistehende Beschaufelung. Im vorherigen Projekt COOREFLEX 4.1.1 (FKZ: 03ET7070E) wurde unter anderem diese Konfiguration bereits hinsichtlich der experimentellen Bestimmung der Aerodämpfung mit Versuchen zur Magnet- und Piezoanregung untersucht. Die Modellturbine inklusive der unterschiedlichen Messebenen ist im Meridionalschnitt in Abbildung 2-2 dargestellt.

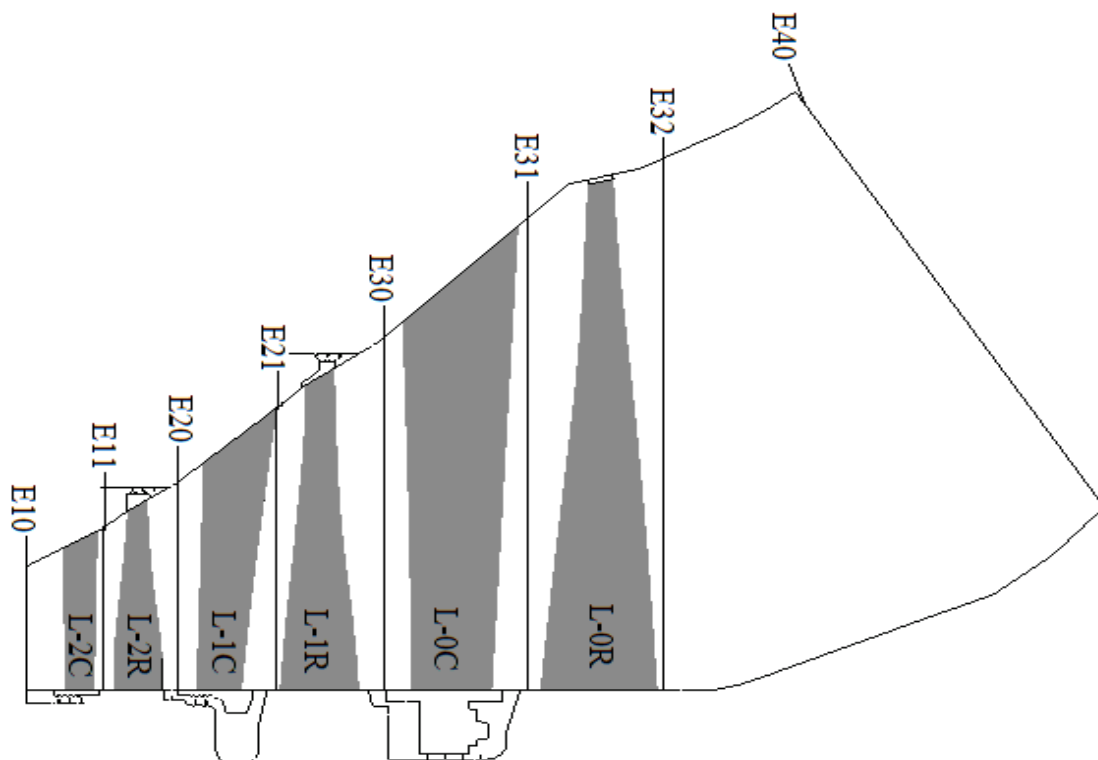


Abbildung 2-2: Bezeichnung der Ebenen im Schaufelpfad der Modellturbinenendstufe

2.1.2 Betriebsmesstechnik

Zur Bestimmung des Betriebszustandes der Turbine ist es notwendig, den thermodynamischen Zustand in allen relevanten Bereichen der Turbine zu erfassen. Um zum Beispiel den Druckabbau über die Stufen oder auch den Wirkungsgrad einer Stufen-Gruppe zu bestimmen, werden Temperatur- und Druckmessstellen an verschiedenen Positionen in der Modellturbinenendstufe benötigt, auf die im Folgenden genauer eingegangen wird. Zusätzlich wird der Massenstrom vor dem Turbineneintritt mit einer Normdüse und die Drehzahl der Turbine gemessen. Anhand dieser Messgrößen wird die Turbinenendstufe betrieben.

Druckmessstellen

Der Totaldruck am Eintritt der Modellturbinenendstufe wird vor dem Leitgitter der Endstufe (L-2C) in Ebene 10 im Bereich des Eintrittsdiffusors erfasst. Zur Bestimmung des Eintrittszustandes sind an drei Umfangspositionen Rechen (ein Rechen im Oberteil, zwei im Unterteil) eingebracht, welche auf ca. 50% der Kanalhöhe sowohl den Totaldruck als auch die Totaltemperatur in der Eintrittsebene messen. Mit den weiteren Druckmessstellen wird der Verlauf der Expansion entlang des Strömungskanals erfasst. Die Stufendrucke werden dabei in jeder Ebene gemessen, in der Eintrittsebene E10, den Ebenen der Turbinenstufen (E11 bis E32) sowie im Diffusor (ED). Die Druckmessung erfolgt am Eintritt in E10 sowie in den Ebenen der Endstufe (E30 bis E32) sowohl an der Wand als auch an der Nabe, in den Ebenen dazwischen lediglich an der Wand. Dabei werden die Stufendrucke über mehrere auf dem Umfang verteilten Bohrungen über eine Ringleitung pneumatisch gemittelt.

Temperaturmessstellen

Zur Messung der Fluidtemperatur werden in verschiedenen Axial- und Umfangspositionen Thermoelemente im Strömungskanal positioniert. Die Thermoelemente in den drei Rechen dienen der Bestimmung des Eintrittszustandes. In den folgenden Stufen L-2 und L-1 gibt es keine weiteren Thermoelemente, erst im Axialspalt zwischen Leit- und Laufrad der letzten Stufe L-0 (Ebene 31) sind wieder Thermoelemente vorhanden. Der Großteil der Thermoelemente befindet sich am Außen- und Innendiffuser, wo in mehreren Ebenen und verschiedenen Umfangspositionen die Temperatur gemessen werden kann und einen detaillierten Einblick in die Temperaturfelder im Diffuser der Turbine ermöglicht.

2.1.3 Schaufelschwingungsmesstechnik

Um die Schwingungsamplituden der Laufschaufeln korrekt erfassen zu können, werden zwei verschiedene Messsysteme eingesetzt. Zum einen werden auf insgesamt 15 Schaufeln Dehnungsmessstreifen verwendet, die direkt auf die Endstufenlaufschaufeln der L-0R appliziert werden. Die Signale der Endstufentelemetrie werden berührungslos mit einer im Vorgängerprojekt entwickelten Telemetrie übertragen. Zum anderen wird ein berührungslos messendes Tip-Timing System eingesetzt. Auf beide Systeme wird im Folgenden näher eingegangen.

Tip-Timing

Das verwendete Tip-Timing System ist ein berührungsloses Schaufelschwingungsmesssystem der Siemens Energy, mit dem die Schwingungsamplituden und -frequenzen aller Schaufeln der Endstufenlaufschaufelreihe L-0R bestimmt werden. Für dieses Messsystem werden Sensoren im Außendiffuser oberhalb der Schaufelspitze positioniert. Bei Rotation der Schaufelreihe wird durch die Sensoren die Ankunftszeit aller Schaufeln bei jeder Umdrehung bestimmt.

Wenn eine Schaufel schwingt, kommt es zu einem zeitlichen Versatz zu der erwarteten Ankunftszeit. Aus dieser zeitlichen Differenz kann wiederum die Auslenkung der Schaufeln berechnet werden. Da pro Sensor nur ein Messwert pro Schaufel und Umdrehung vorliegt, ist das Signal unterabgetastet. Um mehr Messwerte pro Umdrehungen zu erhalten, werden mehrere Sensoren auf dem Umfang eingesetzt. In diesem Fall wurden insgesamt acht Tip-Timing Sensoren eingesetzt. Prinzipiell können zwei verschiedene Sensortypen eingesetzt werden, die unterschiedliche Vor- und Nachteile bei der Bestimmung der Ankunftszeit haben:

- induktive Sensoren: robust gegenüber Nässe in der Endstufe
- optische Sensoren: steilere Flanken vom Rohsignal zum Triggern, sodass die Ankunftszeit exakter bestimmt werden kann, anfällig für Störungen bei Nässe in der Endstufe

In dieser Messkampagne wurden an allen acht Umfangspositionen optische Sensoren eingesetzt. Bei jeder zweiten Umfangsposition handelte es sich um einen Kombisensor, der sowohl einen induktiven als auch einen optischen Sensor beinhaltet. Hierzu muss-

ten die Schaufelspitzen der Endstufe vor der Montage des Oberteils des Leitschaufelträgers magnetisiert werden. Die optischen und die induktiven Sensoren sind jeweils an der identischen Axialposition montiert.

Eine weitere Besonderheit stellt der Liniensensor dar, der an einer der acht Umfangspositionen eingebaut wurde. Dieser verfügt über vier äquidistante optische Fasern, von denen die zweite Faser dieselbe Axialposition wie die anderen sieben Sensoren aufweist. Die zusätzlichen Fasern werden je nach Drehzahl und Betriebspunkt nicht immer von der Hinterkante der La-0 überstrichen. Dadurch liefern die Signale dieser Fasern Informationen über die exakte Position der Hinterkante im Betrieb. Dies ist unter anderem für einen ausreichenden Abstand zwischen den Elektromagneten und der Hinterkante wichtig um ein Anstreifen unter allen Umständen zu vermeiden.

Dehnungsmessstreifen

Für die Schaufelschwingungsmessung mithilfe von Dehnungsmessstreifen (DMS) wurden 15 Schaufeln der La-0 mit je einem DMS bestückt. Auf den Vorstufenlaufschaufern gibt es vier Schaufeln, die je einen DMS im oberen Bereich der Saugseite tragen. Die instrumentierten Schaufeln wurden zum einen möglichst gleichmäßig über den Umfang verteilt, zum anderen wurde darauf geachtet, dass die besonders interessanten Schaufeln (da zusätzlich mit Piezoaktuatoren oder stationären Drucksensoren versehen) mit einem DMS ausgestattet wurden. Die mit den DMS gemessenen Dehnungen dienen hauptsächlich zur Validierung der mit den Tip-Timing System gemessenen Schwingungsamplituden. Die DMS-Signale der Reihe L-1R werden über die separate Vorstufentelemetrie übertragen, die DMS der Reihe L-0R über die Endstufentelemetrie.

2.1.4 Anregungsmechanismen

Um fremderregte Schwingungen der Endstufenlaufschaufern zu erzielen, verfügt der Prüfstand über zwei Anregungsmechanismen, die im Rahmen des Vorgängerprojekts entwickelt worden waren.

Magnetanregung

Zur magnetischen Anregung der Endstufenlaufschaufern sind zwei AC-Elektromagnete im Außendiffusor in einem definierten Abstand stromab der Schaufelhinterkante eingebaut wie in Abbildung 2-3 gezeigt. Somit befindet sich der Anregungsmechanismus im stationären System während sich die anzuregenden Schaufeln rotieren. Bei diesem Mechanismus ist daher eine Anregung des kompletten Schaufelkranzes möglich. Unter Berücksichtigung der Umrechnung der Anregungsfrequenz aus dem stationären ins rotierende System (siehe Wildheim [74]) können somit gezielt Knotendurchmesserschwingungen angeregt werden.



Abbildung 2-3: Magnet zur Anregung der Endstufenlaufschaufeln, stromab der Hinterkante der Endstufenlaufreihe platziert

Piezoanregung

Bei der Anregung über piezoelektrische Aktuatoren befindet sich dagegen der Anregungsmechanismus im rotierenden System. Die Piezoaktuatoren werden dazu direkt auf den Schaufeln im Bereich des Schaufelfußes appliziert, eine Umrechnung der Anregungsfrequenz ist nicht nötig. Für eine vollständige Anregung des Schaufelkranzes sowie die Einstellung eines gezielten Knotendurchmessers müssten alle Schaufeln der Reihe mit einem Piezoaktor ausgestattet werden. Da eine derart umfangreiche Instrumentierung unter anderem aus Platz- und Ansteuerungsgründen momentan nicht möglich ist, wurden lediglich fünf benachbarte Schaufeln mit Piezoaktuatoren ausgestattet, von denen mit dem aktuellen Ansteuerungsmodul die drei mittleren Aktuatoren verwendet werden können. Einer der auf der Endstufenlaufschaufel applizierter Piezoaktor ist in Abbildung 2-4 zu sehen.



Abbildung 2-4: Auf einer Endstufenlaufschaufel applizierter Piezoaktor

2.1.5 Instationäre Druckmessungen auf Rotorschaufeln

Im Rahmen des Vorhabens sollten instationäre Schaufeldrücke auf den Rotorschaufeln der Endstufe vermessen werden. Dazu applizierte Siemens Energy instationäre Drucksensoren auf die Schaufeln. Ziel war es sowohl auf der Druck- als auch auf der Saugseite die instationären Schaufeldrücke zu messen. Daraus ergeben sich je nach Seite zwei unterschiedliche Einbaulagen der Sensoren. Die Drucksensoren wurden „upside down“ eingebaut. Dies bedeutet, dass zum Beispiel für eine Messung des Drucks auf der Saugseite der Sensor auf der Druckseite der Schaufel ins Schaufelblatt

eingebraucht wird. In der Schaufel befindet sich eine Bohrung, über die der Druck der Saugseite auf den Sensor übertragen wird. Dies hat den Vorteil, dass die Druckmessung in dem Schaufelkanal durch die Leitungen der Drucksensoren nicht gestört wird. In Abbildung 2-5 ist ein eingebauter Drucksensor zur Messung von instationären Schaufeldrücken auf der Saugseite zu sehen.



Abbildung 2-5: Instationärer Drucksensor zur Messung von Schaufeldrücken auf der Endstufenlaufschaufel

Durch die im Betrieb auftretenden Belastungen wird die Messgenauigkeit der instationären Drucksensoren stark beeinflusst. Dabei liegen die folgenden beiden Einflüsse vor:

- Einfluss der Zentrifugalbeschleunigung: An der Radialposition des Sensors liegen bei Nenndrehzahl der Modellturbine radiale Beschleunigungen bis zu 85000 g vor. Aufgrund der aus dieser Beschleunigung resultierenden Fliehkraft kommt es zu einer Nullpunktabweichung der Kennlinie des Sensors. Zusätzlich tritt durch die Versteifung der Sensormembran eine Änderung der Sensitivität auf.
- Einfluss der Schaufelbewegung und -verformung: Beim Betrieb der Turbine werden die Schaufeln des Rotors zum Schwingen angeregt. Die Schaufelschwingung führt zu einer zusätzlichen Bewegung des Sensors im rotierenden Bezugssystem, welche ebenfalls eine Krafteinwirkung auf die Membran zur Folge hat. Zusätzlich sorgt die Schaufelschwingung für zusätzliche Spannungen im Sensor aufgrund der starren Verbindung zwischen Sensor und Schaufelblatt.

Um die im Versuch gemessenen Daten hinsichtlich dieser Einflüsse zu korrigieren, ist es notwendig, die Einflüsse dieser Belastungen zu quantifizieren. Die Qualifizierung der instationären Drucksensoren hinsichtlich Fliehkraftbelastungen sowie der Einsatz in der Modellturbine wird in Kap. 2.2 und 2.3 dargelegt.

2.2 Qualifizierung instationärer Drucksensoren unter Fliehkraftbelastung

Im Betrieb sind die instationären Drucksensoren auf den rotierenden Schaufeln hohen Fliehkräften ausgesetzt. Diese Fliehkräfte beeinflussen die Steifigkeit der Sensormembran, was wiederum eine Änderung der Sensitivität, d. h. eine Änderung des Zusammenhangs zwischen Eingangsgröße (Druck) und Ausgangsgröße (elektrische Spannung), hervorruft. Dementsprechend muss der Einfluss der Fliehkraft auf die Sensitivität der instationären Drucksensoren vorab untersucht und quantifiziert werden. So können die im späteren Modellturbinenversuch erhaltenen Messdaten korrigiert werden. Zur Ermittlung der Einflüsse von Zentrifugalbeschleunigungen im Betrieb wurde dazu ein Schleuderversuch konzipiert und in einem eigenen Prüfstand realisiert. Das Konzept, der Prüfsandaufbau sowie die Ergebnisse der Qualifizierung sind in den folgenden Abschnitten dargelegt

2.2.1 Prinzip der Qualifizierung

Zur Untersuchung des Fliehkrafteinflusses auf die Sensitivität der instationären Drucksensoren wurde ein Schleuderversuchskonzept erarbeitet, dessen Prinzip in Abbildung 2-6 dargestellt ist. Dabei sind die instationären Drucksensoren in einer rotierenden Scheibe montiert und somit einer Fliehkraftbelastung ausgesetzt. Da das Signal des Drucksensors im rotierenden Referenzsystem aufgrund des Rotationseinflusses nicht den tatsächlichen Druck widerspiegelt muss der auf den instationären Drucksensor wirkende Druck anderweitig als Referenz bestimmt werden. Dazu lässt sich folgender Effekt ausnutzen: Eine rotierende Scheibe über einer stehenden Wand wirkt wie ein Radialkompressor auf das Fluid dazwischen. Die rotierende Scheibe beschleunigt das Fluid in Radial- und Umfangsrichtung, was zu Isobaren führt, die nahezu senkrecht zu Scheibe und Wand stehen. Dies bedeutet, dass die Drücke auf Wand und Scheibe bei einem bestimmten Radius nahezu identisch sind. Infolgedessen kann der statische Druck, der auf die instationären Drucksensoren wirkt, im stationären Referenzsystem auf der feststehenden Wand bestimmt werden. Dieses Konzept wurde mittels einer CFD-Simulation validiert, was ebenfalls in Abbildung 2-6 dargestellt ist. In

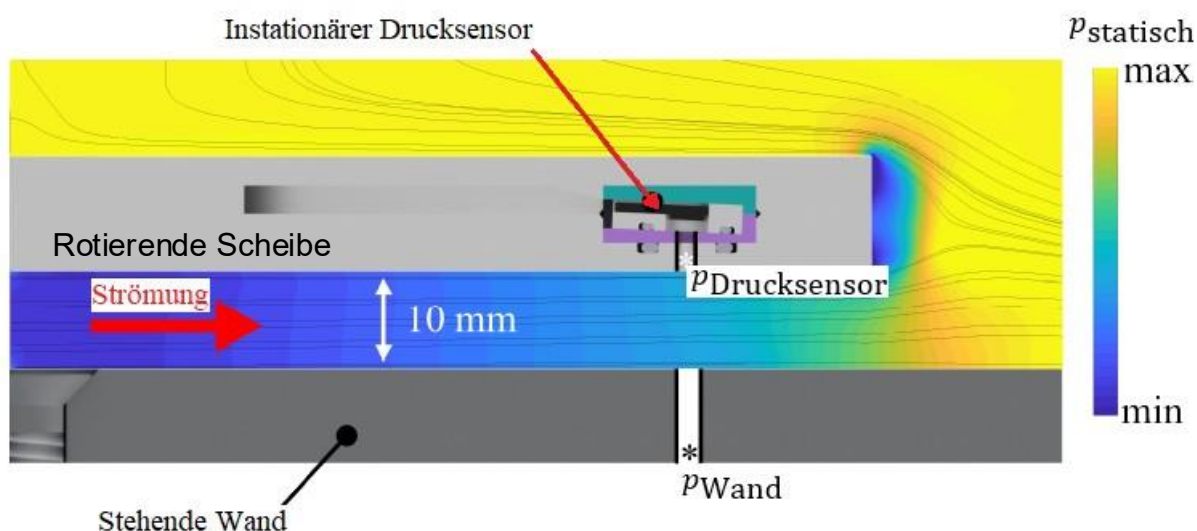


Abbildung 2-6: Messprinzip zur Bestimmung des tatsächlich am Sensor anliegenden statischen Drucks im stationären Bezugssystem

der Abbildung verlaufen die Isobaren nahezu senkrecht zu den Wänden, und die statischen Drücke an der Druckmessbohrung an der Wand und am instationären Drucksensor sind gemäß CFD ($p_{\text{Drucksensor,CFD}}/p_{\text{Wand,CFD}} = 1$) identisch.

2.2.2 Aufbau und Durchführung des Schleuderversuchs

Der Schleuderversuch zur Bestimmung des Einflusses der Zentrifugalbeschleunigung auf die instationäre Druckmessung wird mit Luft als Fluid durchgeführt. Der Versuchsaufbau wird im Folgenden detailliert dargestellt. Abbildung 2-7 zeigt eine Schnittansicht des Aufbaus.

Im Zentrum des Prüfstands befindet sich eine teilbare Aluminiumscheibe mit einem Außendurchmesser von $d = 690$ mm. Die Scheibe verfügt über zwei gegenüberliegende Hohlräume, in denen jeweils ein instationärer Drucksensor montiert werden kann. Der Winkel zur Rotationsachse kann durch austauschbare Platten an die jeweilige Einbausituation auf dem Schaufelblatt der Modellturbine angepasst werden. Insgesamt werden drei Winkel untersucht. Die angestellten Winkel entsprechen dabei der Einbaulage der instationären Drucksensoren auf Druck- bzw. Saugseite der Laufschaufeln. Die Hohlräume unter den instationären Drucksensoren, in denen der anliegende Druck gemessen wird, sind durch eine kleine Bohrung mit der Umgebung verbunden. Ein Telemetriesystem dient der Speisung der Aufnehmer sowie der Datenübertragung vom rotierenden zum stationären Referenzsystem. Der Wanddruck bzw. Referenzdruck im stationären System wird über vier über den Umfang verteilte Druck-

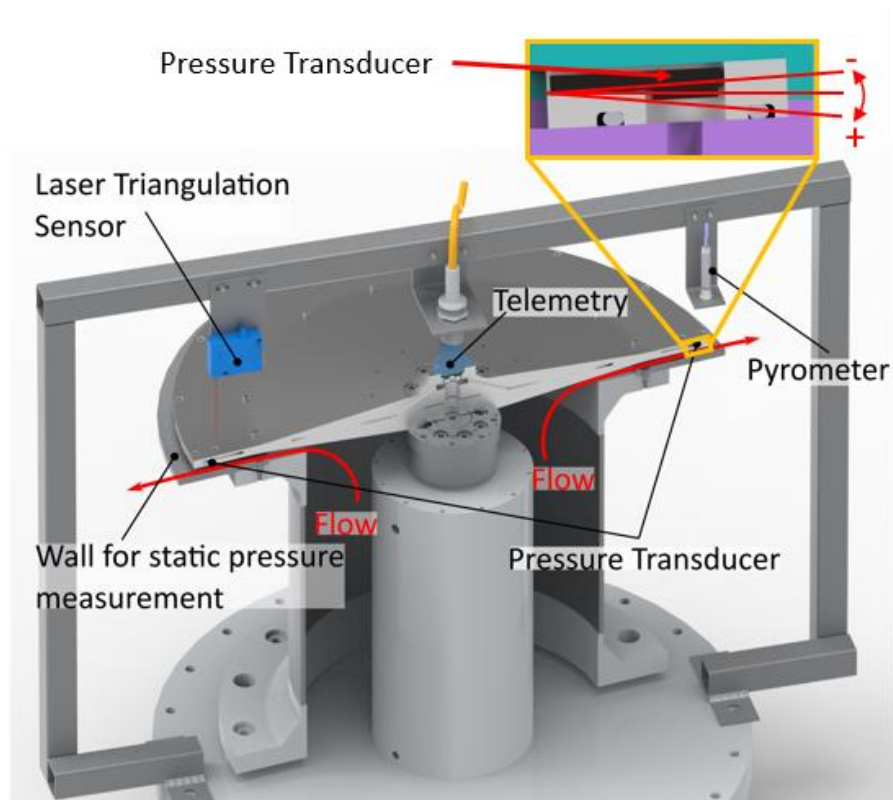


Abbildung 2-7: Aufbau des Schleuderversuchs zur Qualifizierung der instationären Drucksensoren unter Fliehkraft

messbohrungen direkt gegenüber der Bohrung des rotierenden instationären Drucksensors gemessen. Der aus den vier Druckmessbohrungen umfangsgemittelte Wanddruck dient sowohl als Referenz für die Regelung des Drucks im Behälter als auch die Auswertung der Ergebnisse und damit der Qualifizierung der instationären Sensoren.

Ein Elektromotor treibt die Scheibe mit einer maximalen Drehzahl von 14850 min⁻¹ an. Aufgrund von Kompromissen bei der Auswuchtung der Anordnung ist die Drehzahl jedoch auf 10000 min⁻¹ begrenzt. Höhere Drehzahlen können nur durch eine Verringerung der Wuchtgüte bei niedrigen Drehzahlen erreicht werden. Um einen sicheren Betrieb und ausreichend schwingungstolerante Betriebspunkte zu gewährleisten, wird die maximale Drehzahl begrenzt und Beschleunigungen von bis zu $a = 45000\text{ g}$ erreicht. Im Post-Processing werden die Daten anschließend auf die gewünschten Beschleunigungen extrapoliert. Zusätzlich misst ein Pyrometer die Oberflächentemperatur der Scheibe und die vertikale Schwingung der Scheibe wird mit einem Lasertriangulationssensor überwacht. Außerdem sind zwei Schwingungssensoren am Lagergehäuse angebracht, um die Wellenschwingung zu überwachen. Um den Fliehkrafteinfluss auf das gemessene Drucksignal bewerten zu können, muss auch der tatsächlich vorliegende statische Druck am Sensor gemessen werden. Da dessen Messung im rotierenden System zusätzliche Herausforderungen mit sich bringt, wird der statische Druck am Sensor im stationären System gemessen werden, wie zuvor in Abschnitt 2.2.1 beschrieben.

Der gesamte in Abbildung 2-7 dargestellte Aufbau befindet sich in einem großen Behälter mit einer Höhe und einem Durchmesser von ca. 2,5 m. Dieser Behälter kann auf einen Druck von 700 Pa evakuiert werden. Da piezoresistive Drucksensoren temperaturabhängig sind, erfolgt die Kalibrierung der Aufnehmer durch Variation von Druck und Temperatur. Diese Kalibrierung erfolgt in situ, wobei die gesamte Messkette und die Drucksensoren in der rotierenden Scheibe installiert sind. Die rotierende Scheibe wird durch ein Widerstandsheizelement beheizt und die Temperatur wird mit demselben Pyrometer überwacht, welches auch während des Betriebs eingesetzt wird.

Um den Einfluss der Zentrifugalbeschleunigung zu untersuchen, wird die Drehzahl bei konstantem Wanddruck und konstantem Neigungswinkel schrittweise erhöht. Der konstante Wanddruck gewährleistet eine gleichmäßige, durch den Druck induzierte Kraft auf den Sensor. Somit ist jede Änderung des Ausgangssignals des Sensors eine Folge der Zentrifugalbeschleunigung. Um einen möglichen Einfluss auf die Sensitivität zu untersuchen, wird das Verfahren bei unterschiedlichen Wanddrücken wiederholt. Insgesamt werden Messungen bei sechs Wanddrücken im Bereich von 7000 Pa bis 70000 Pa und drei Einbaulagen der Sensoren durchgeführt.

Die Scheibe wird durch ein Widerstandsheizelement beheizt, und die Temperatur wird mit demselben Pyrometer überwacht, welches auch während des Betriebs eingesetzt wird.

Um den Einfluss der Zentrifugalbeschleunigung zu untersuchen, wird die Drehzahl bei konstantem Wanddruck und konstantem Neigungswinkel schrittweise erhöht. Der konstante Wanddruck gewährleistet eine gleichmäßige, durch den Druck induzierte Kraft auf den Sensor. Somit ist jede Änderung des Ausgangssignals des Sensors eine Folge der Zentrifugalbeschleunigung. Um einen möglichen Einfluss auf die Sensitivität zu untersuchen, wird das Verfahren bei unterschiedlichen Wanddrücken wiederholt. Insgesamt werden Messungen bei sechs Wanddrücken im Bereich von 7000 Pa bis 70000 Pa und beiden Einbaulagen der Sensoren durchgeführt.

2.2.3 Ergebnisse der Qualifizierung

Es wurden zwei Messreihen mit Anstellwinkeln von $+2,6^\circ$ und $-2,6^\circ$ durchgeführt. Abbildung 2-7 zeigt die Definition einer positiven und einer negativen Neigung. Bei einer positiven Neigung wirkt die Zentrifugalbeschleunigung in die gleiche Richtung wie die Druckkraft, sodass das Signal einen höheren Druck als den tatsächlich anliegenden anzeigt. Bei einer negativen Neigung hingegen wird ein niedrigerer Druck gemessen.

Positive Anstellung

Abbildung 2-8 zeigt die Ergebnisse der Variation der Drehzahl für verschiedene Drücke mit einem positiv angestellten Drucksensor. Die Symbole entsprechen den tatsächlichen Messpunkten, wobei unterschiedliche Symbole gleicher Farbe die unterschiedlichen Messläufe kennzeichnen. Die Kurven sind das Ergebnis einer parabolischen Extrapolation auf die Drehzahl, die der bei den Messungen in der Dampfturbine vorliegenden Beschleunigung entspricht. Das Regressionsmodell zeigt eine hervorragende Übereinstimmung mit den Messdaten über alle Druckniveaus hinweg. Die Bestimmtheitsmaße R^2 liegen bei allen Kurven über 99%. Darüber hinaus zeigen die Messungen eine hohe Reproduzierbarkeit mit einer Streuung von $<\pm 50$ Pa.

Alle Ergebnisse zeigen die erwartete parabolische Abhängigkeit zwischen der Druckdifferenz Wand zu Sensor und der Drehzahl für alle untersuchten Drücke. Diese Abhängigkeit lässt sich gut mit der Ursache der Druckdifferenz erklären: Die Zentrifugalkraft wirkt in dieser Konfiguration in die gleiche Richtung wie die Druckkraft und ist quadratisch von der Rotationsgeschwindigkeit abhängig, was zu positiven Druckdifferenzen und der parabolischen Form führt.

Während die Kurven zwischen 700 mbar und 300 mbar noch gut übereinanderliegen, verringert sich mit sinkendem Druck im Behälter ab 200 mbar die Druckdifferenz. Dies zeigt die Druckabhängigkeit der Sensitivität (mV/mbar) des Sensorsignals. Wäre die Sensitivität unabhängig vom anliegenden Druck, würden sich alle Kurven überlappen. Der Nullpunktversatz ist für dynamische Druckmessungen irrelevant. Die Änderung der Sensitivität verändert jedoch auch die Amplitude des Drucksignals und hat somit

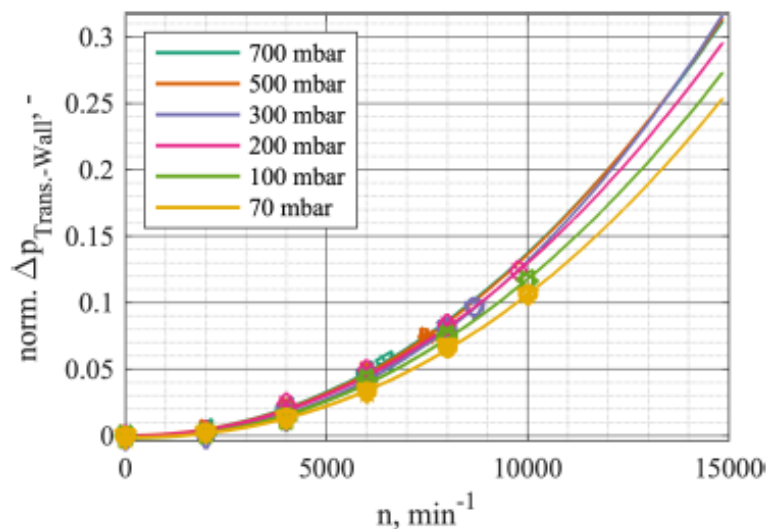


Abbildung 2-8: Positive Anstellung: Messpunkte sowie quadratische Extrapolationen der Druckdifferenz Sensor-Wand in Abhängigkeit der Drehzahl und des Kammerdrucks (70 mbar bis 700 mbar)

einen erheblichen Einfluss auf die Messgenauigkeit. Daher muss die Druckabhängigkeit der Sensitivität berücksichtigt werden.

Negative Anstellung

Dieselben Messungen wurden mit einem negativ angestellten Drucksensor durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 2-9 dargestellt. Wie die Messungen mit positiver Anstellung zeigen auch die Messungen mit negativer Anstellung eine sehr gute Reproduzierbarkeit mit einer Streuung von $< \pm 50$ Pa. Im Vergleich zu den Messungen mit positiver Anstellung zeigen die Ergebnisse mit negativer Anstellung ein deutlich anderes Verhalten. Bei dieser Konfiguration wirkt die Zentrifugalkraft der Druckkraft entgegen, was zu einer negativen Druckdifferenz für alle untersuchten Druckniveaus führt. Eine Ausnahme liegt bei 700 mbar vor, wo kein signifikanter Einfluss der Zentrifugalkräfte besteht. Mit abnehmendem Wanddruck nimmt der Einfluss und damit die Druckdifferenz zu, was auf eine starke Änderung der Sensitivität hindeutet. Die größte normalisierte Druckdifferenz wird bei 70 mbar mit -33% bei maximaler Rotationsgeschwindigkeit beobachtet. Dies deutet darauf hin, dass der Einfluss vergleichbar groß ist wie bei einem positiv geneigten Drucksensor. Der Einfluss ist jedoch linear und nicht parabolisch von der Drehzahl abhängig. Analog zu den Ergebnissen von Drucksensoren mit positiver Anstellung müssen auch die Ergebnisse von Drucksensoren mit negativer Anstellung um den Einfluss der Zentrifugalkraft auf die Sensitivität korrigiert werden.

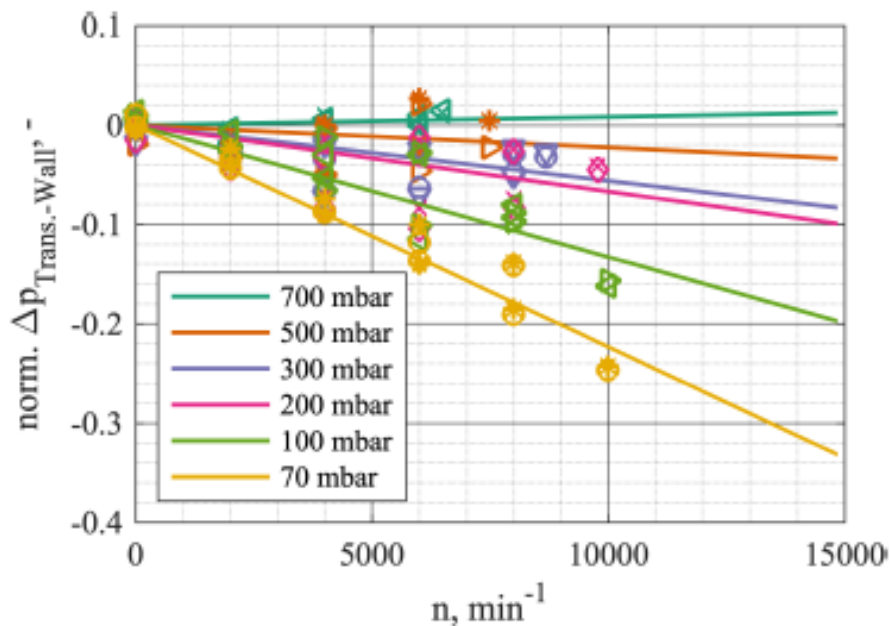


Abbildung 2-9: Negative Anstellung: Messpunkte (die Symbole beziehen sich auf unterschiedliche Messtage) sowie lineare Extrapolationen der Druckdifferenz Sensor-Wand in Abhängigkeit der Drehzahl und des Kammerdrucks

2.3 Messung instationärer Schaufeldrücke

In diesem Abschnitt werden die Messungen mit den instationären Drucksensoren auf dem Rotor präsentiert. Zunächst wurden Messungen im Wuchtbunker durchgeführt, um den Einfluss der Schaufelverformung infolge der Schaufelschwingung auf den Sen-

vor zu untersuchen. Nach erfolgreichem Wuchten des Rotors konnten am Modellturbinenprüfstand unter Dampfatmosfera und Drehzahl Messdaten aufgenommen werden.

2.3.1 Messungen im Wuchtbunker: Einfluss der Schaufelverformung

Um die Auswirkungen von Schwingungen und Verformungen infolge der externen Anregung auf die Drucksensoren zu untersuchen, wurden Messungen im Wuchtbunker bei Siemens Energy durchgeführt. Diese Versuche wurden unter Vakuumbedingungen durchgeführt, um jegliche aerodynamische Belastung zu eliminieren und somit ausschließlich die Auswirkungen der Schaufelschwingungen und -verformungen auf den Drucksensor zu untersuchen. Im Wuchtbunker wurde der Endstufenrotor der Modellturbine hydrodynamisch gelagert und von einem Elektromotor angetrieben. Alle Messungen wurden bei konstanter Nenndrehzahl mit sehr geringen Schwankungen von $\Delta n = \pm 0,07$ Hz durchgeführt. Der Rotor war mit demselben Telemetriesystem ausgestattet, welches auch für die Messungen unter Dampf eingesetzt wurde. Um eine bestimmte Eigenfrequenz und einen bestimmten Knotendurchmesser (ND) anzuregen, wurde das im Vorgängerprojekt entwickelte Magnetanregungssystem bestehend aus zwei Wechselstrom-Elektromagneten im Wuchtbunker aufgebaut (siehe Abbildung 2-10). Die beiden Wechselstrom-Elektromagnete waren dabei um 180° in Umfangsrichtung versetzt. Da im Projekt aufgrund der nötigen hohen elektrischen Leistung nur ein Leistungsverstärker zur Verfügung stand, konnten generell nur gerade Knotendurchmesser angeregt werden.

Anregungsversuche wurden mit der ersten und zweiten Biegemode für jeweils einen ND durchgeführt. In früheren Messkampagnen wurde gezeigt, dass für die erste Biegemode der ND -4, für die zweite Biegemode der ND -6 mit ausreichend hohen Amplituden angeregt werden konnten. Daher wurden diese ND auch für die Wuchtbunkermessungen ausgewählt.



Abbildung 2-10: Magnetanregungssystem im Wuchtbunker: Zu sehen ist einer der beiden stromab der Hinterkante der Endstufenbeschaufelung platzierten Elektromagnete

Die Anregung der Knotendurchmesser erfolgte analog zum Vorgängerprojekt in linearen Frequenzsweeps. Detaillierte Ausführungen zum Anregungssystem sowie der Anregung der ND finden sich bei Doll et al. [64]. Im Folgenden werden für die beiden angeregten Moden die Ergebnisse präsentiert:

F1 ND-4

Abbildung 2-11 zeigt das Wasserfalldiagramm eines DMS-Signals einer Schaufel während eines Frequenzsweeps. Die Frequenzachse ist dabei auf die erste Eigenfrequenz der Schaufel normiert. Es lassen sich zwei Linien mit ausgeprägten Amplituden erkennen: Die obere Linie, die bei einer normierten Frequenz von $f / f_{\text{nat}} = 1,05$ zum Zeitpunkt $t = 34$ s beginnt, ist auf eine Interferenz des DMS-Signals mit dem magnetischen Erregersystem zurückzuführen. Die magnetische Erregerfrequenz überlagert sich mit einer Drehzahlharmonischen. Da die Frequenz dieser Interferenz zu keinem Zeitpunkt im Bereich der angeregten Schaufel eigenfrequenz liegt, muss sie bei der Auswertung nicht weiter berücksichtigt werden. Die zweite Linie ergibt sich aus der tatsächlichen Schaufelschwingung. Nähert sich die Erregerfrequenz der Eigenfrequenz, beginnt die Schaufel mit zunehmender Amplitude zu schwingen. Dies ist bei etwa $t = 100$ s zu beobachten. Sobald die Anregungsfrequenz der Eigenfrequenz entspricht, ist die Resonanz und damit die maximale Auslenkung erreicht. Nach Erreichen der Resonanzbedingung nimmt die Schaufelschwingungsamplitude mit weiter zunehmender Anregungsfrequenz ab.

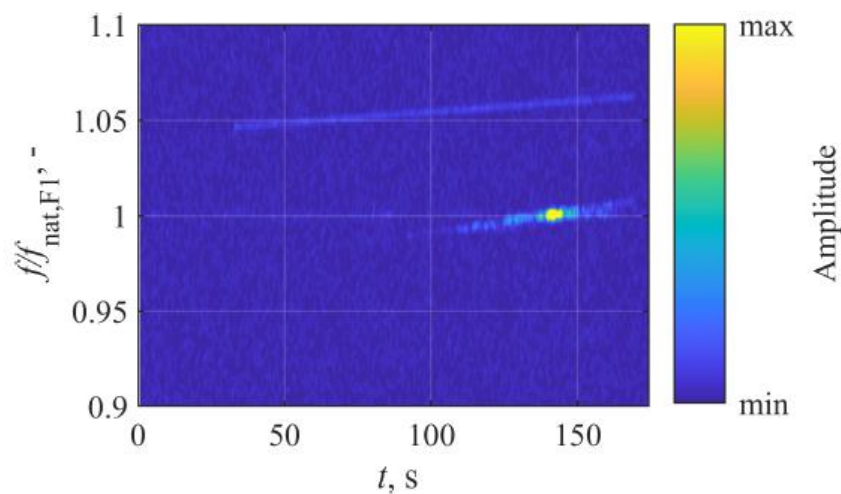


Abbildung 2-11: Wasserfalldiagramm eines DMS während einer Anregung des ND-4 der ersten Biegemode

Abbildung 2-12 zeigt das Wasserfalldiagramm eines stationären Drucksensors für denselben Frequenzsweep. Dabei ist zu beachten, dass der Drucksensor auf einer anderen Schaufel als der zuvor gezeigte DMS montiert ist. Da die Eigenfrequenzen der beiden Schaufeln nicht identisch sind, werden die Maxima bei den jeweiligen Eigenfrequenzen zu unterschiedlichen Zeitpunkten erreicht. Ähnlich wie bei den Daten des DMS, wurden Störungen des magnetischen Anregungssystems festgestellt. Eine starke Störung beginnt bei der normierten Frequenz von $f / f_{\text{nat}} = 1,05$, eine zweite bei der normierten Frequenz von $f / f_{\text{nat}} = 0,91$. Da der Drucksensor auf einem größeren Radius als der DMS und damit räumlich näher an der magnetischen Anregung angebracht ist, ist das auf den Drucksensor wirkende Magnetfeld stärker. Dies führt zu stär-

keren Störungen. Die tatsächliche Reaktion des Drucksensors auf die Schaufelschwingungen und -verformungen beginnt bei $t = 92$ s und erreicht das Maximum bei der Eigenfrequenz der Mode. Da die Messungen unter nahezu Vakuumbedingungen ($p < 2$ kPa) durchgeführt werden, resultiert diese Druckantwort ausschließlich aus der Schwingung und Verformung des Schaufelblatts.

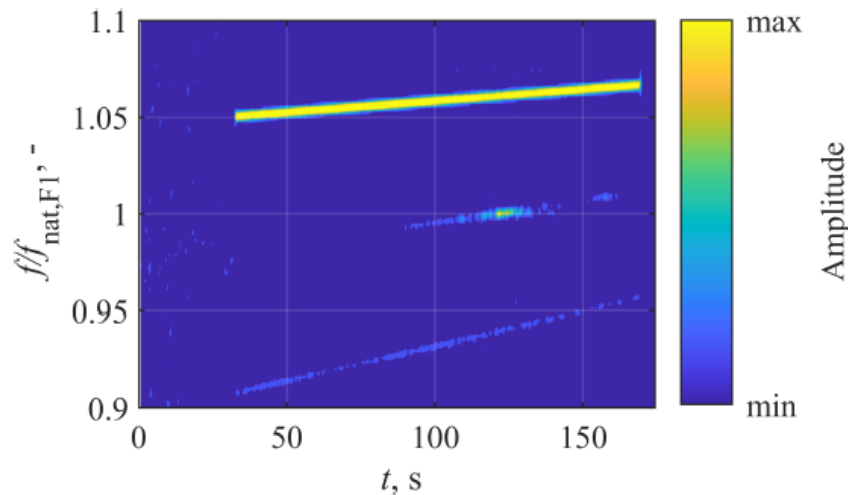


Abbildung 2-12: Wasserfalldiagramm eines Drucksensors während einer Anregung des ND-4 der ersten Biegemode

F2 ND-6

Die gleichen Versuche wie für die erste Biegemode wurden auch für die zweite Biegemode, allerdings für den Knotendurchmesser $ND = -6$ durchgeführt. Abbildung 2-13 zeigt das Wasserfalldiagramm der Schaufelamplitude während eines Frequenzsweeps, gemessen mit einem auf der Schaufel angebrachten DMS. Auch hier sind zwei Linien mit erhöhten Amplituden erkennbar. Die Gerade bei einer normierten Frequenz von $f / f_{nat} = 0,95$ kann der dritten Drehzahlharmonischen zugeordnet werden. Die zweite Linie zeigt die Reaktion der Schaufel auf die kontrollierte Anregung. Die ersten erhöhten Schwingungsamplituden treten bei $t = 50$ s auf und erreichen ihr Maximum bei $t = 93$ s, wenn die Anregungsfrequenz der Eigenfrequenz der zweiten Biegemode der Schaufel entspricht. Mit zunehmender Anregungsfrequenz wird die Resonanz verlassen und die Schwingungsamplitude nimmt ab.

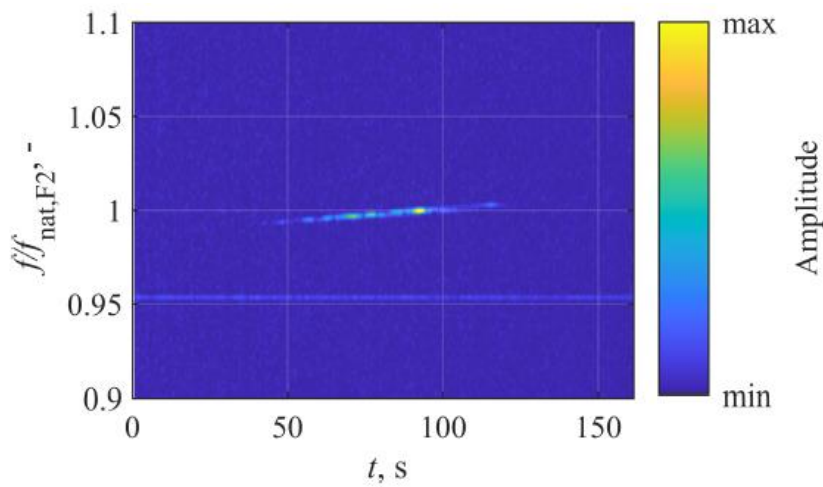


Abbildung 2-13: Wasserfalldiagramm eines DMS während einer Anregung des ND-6 der zweiten Biegemode

Bei Anregung des ND-6 zeigt das Signal des Drucksensors ein vergleichbares Muster wie bei Anregung des ND-4 (siehe Abbildung 2-14). Neben den erhöhten Amplituden aufgrund der Schaufelschwingung sind mehrere Interferenzen erkennbar. Die erhöhten Amplituden, beginnend bei $t = 35$ s und ihr Maximum bei $t = 85$ s erreichend, zeigen die Reaktion des Drucksensors auf die Schaufelschwingung und -verformung. Da sich Dehnungsmessstreifen und Druckmessumformer an unterschiedlichen Schaufeln befinden und die Eigenfrequenzen unterschiedlich sind, treten auch für die zweite Biegemode die Amplitudenmaxima zu unterschiedlichen Zeitpunkten auf. Die signifikanteste Störung tritt bei einer normierten Frequenz von $f / f_{\text{nat}} = 1,08$ auf und kann einer Störung aufgrund des elektrischen Netzes zugeordnet werden.

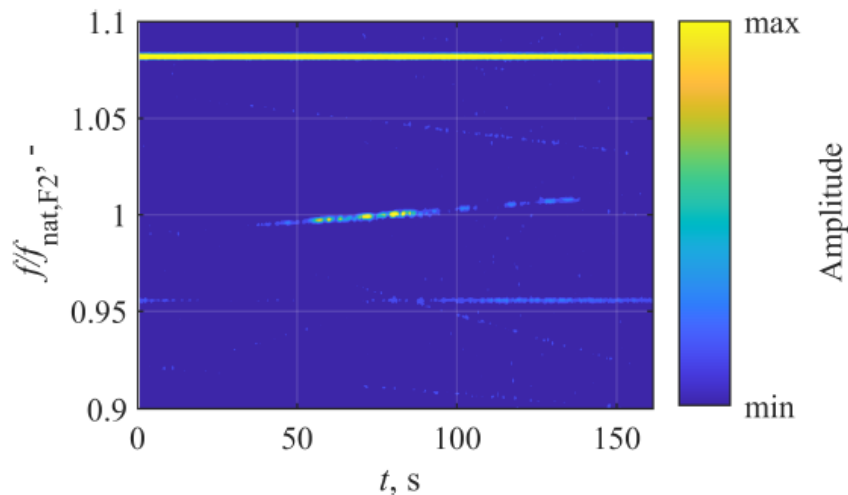


Abbildung 2-14: Wasserfalldiagramm eines Drucksensors während einer Anregung des ND-6 der zweiten Biegemode

Die zweite Gerade bei $f / f_{\text{nat}} = 0,95$ entspricht der dritten Drehzahlharmonischen. Die anderen steigenden bzw. fallenden Geraden stellen Überlagerungen der Anregungsfrequenz mit einer Drehzahlharmonischen dar. Da die Schaufel des Sensors nicht mit einem Dehnungsmessstreifen ausgestattet ist, ist eine Korrelation der Druckreaktion

mit der Schaufelbewegung nicht möglich. Daher können die gezeigten Daten nur genutzt werden, um die Unsicherheit des instationären Drucksignals aufgrund von Schaufelschwingungen und -verformungen für die Untersuchungen im Dampfturbinenprüfstand zu quantifizieren.

2.3.2 Messungen in der Modellturbine

Im Anschluss an die Qualifizierung der Drucksensoren im Schleuderversuch wurden Versuche mit den auf der Laufbeschaufelung der Modellturbine aufgebrachten Drucksensoren durchgeführt. Am ersten Versuchstag mit dem neu instrumentierten Rotor wurden Versuchsfahrten in der Teillast durchgeführt. Bereits nach kurzer Zeit ließ sich in der Online-Überwachung der Sensoren erkennen, dass einige Drucksensoren keine plausiblen Signale mehr sendeten. Nach dem Versuchstag wurde die Endstufentelemetriewelle ausgebaut und die Widerstände der Vollbrücken der Sensoren gemessen. Dabei musste festgestellt werden, dass lediglich die Widerstände des Sensors auf einer Schaufel die erwarteten Werte aufwiesen. Sämtliche Leitungen der anderen Sensoren zeigten deutliche Abweichungen. Ob ein Defekt an der Sensorleitung vorlag oder der Sensor selbst beschädigt worden war, wurde nicht überprüft. Hierfür wäre eine zeitintensive Demontage des Prüfstands notwendig gewesen. Für die folgenden Versuchstage war somit davon auszugehen, dass nur noch das Messsignal des Sensors auf der Saugseite einer Schaufel zuverlässige Werte lieferte.

Für vier Frequenzsweeps (Betriebspunkt A, siehe Abbildung 2-15) sind die Wasserfalldiagramme dieses Drucksensors in Abbildung 2-16 zu sehen:

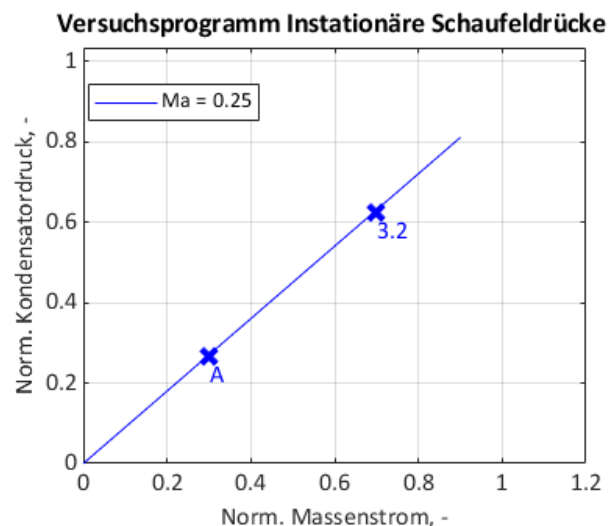


Abbildung 2-15: Definition der Betriebspunkte im Kennfeld zur Messung instationärer Schaufeldrücke

Im Bereich um die Resonanzfrequenz tritt die Anregungslinie klar im Spektrum hervor. Beim Durchfahren der Resonanzstelle treten die höchsten Amplituden auf, die hier in der Größenordnung von etwa 0.15 mbar (Peak-to-Peak) liegen. Beim Vergleich der beiden Sweeps des F1ND-2 ergibt sich eine sehr gute Reproduzierbarkeit der Anregung. Anhand der Diagramme für F1ND-4 und F1ND-6 wird ersichtlich, dass auch hier eine Schaufelanregung erzielt werden konnte und sich entsprechend eine erhöhte Druckamplitude am Sensor feststellen lässt. Da die Magnetfrequenz für zunehmend

negative Knotendurchmesser der F1 Mode betragsmäßig immer größer wird, verschieben sich die Überlagerungen der Magnetfrequenz mit den Drehzahlharmonischen tendenziell immer weiter hin zu höheren Frequenzen.

Deshalb ist die Anzahl der Überlagerungen bei höheren ND geringer als beim ND-2, welcher von den geraden ND die niedrigste Magnetfrequenz besitzt.

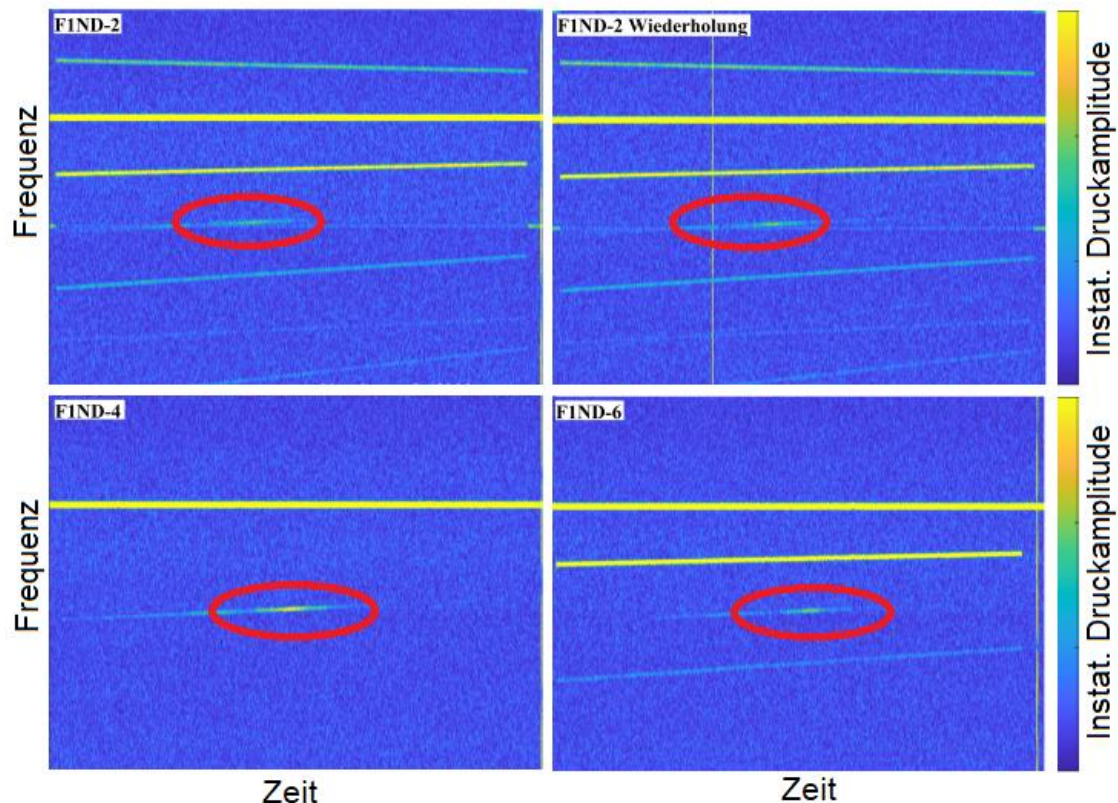


Abbildung 2-16: Frequenzsweeps mit Magnetanregung am Betriebspunkt A: Wasserfalldiagramme des instationären Drucksensors (Saugseite) für ND-2, ND-4 und ND-6 der F1 Mode. Die roten Ellipsen markieren die Resonanzstelle.

Zusätzlich wurde noch der Betriebspunkt 3.2 angefahren. Dort konnten aufgrund von Problemen mit der Magnetanregung sowie der begrenzten Versuchszeit nur Frequenzsweeps der Knotendurchmesser ND-2 und ND-4 durchgeführt werden. Die entsprechenden Wasserfalldiagramme sind in Abbildung 2-17 dargestellt. Auffallend ist dort die deutlich erhöhte Anzahl an Störungen, die bei beiden Sweeps auftreten. Trotz der Störungen lässt sich auch hier die Anregungslinie sowie die Resonanzstelle deutlich erkennen. Allerdings sind die erzielten Druckamplituden im relevanten Frequenzbereich deutlich geringer im Vergleich zum Betriebspunkt A aus Abbildung 2-16.

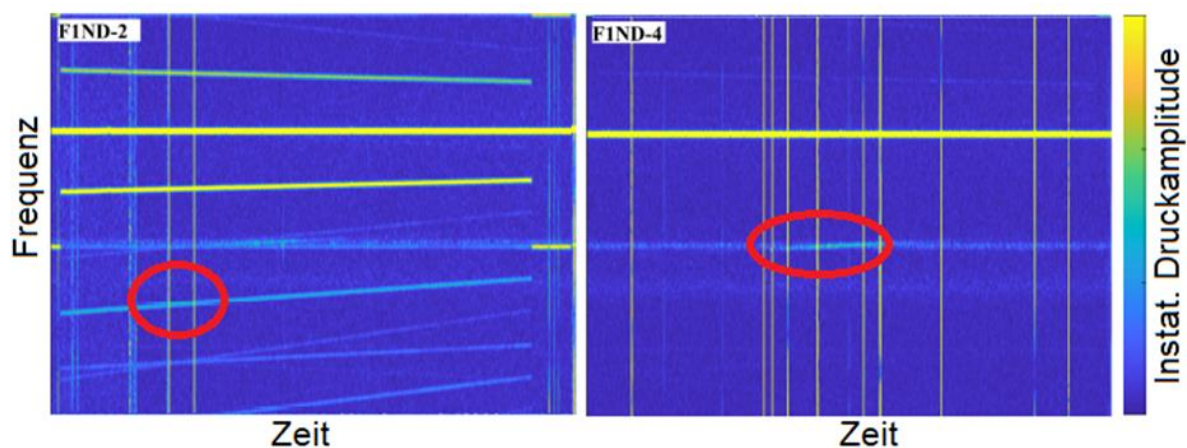


Abbildung 2-17: Frequenzsweeps mit Magnetanregung am Betriebspunkt 3.2: Wasserfalldiagramme des instationären Drucksensors (Saugseite) für ND-2 und ND-4 der F1 Mode. Die roten Ellipsen markieren die Resonanzstelle.

Um diese Reduzierung der instationären Druckamplitude genauer zu untersuchen, sind im Folgenden die Wasserfalldiagramme des DMS auf derselben Schaufel in Ab-

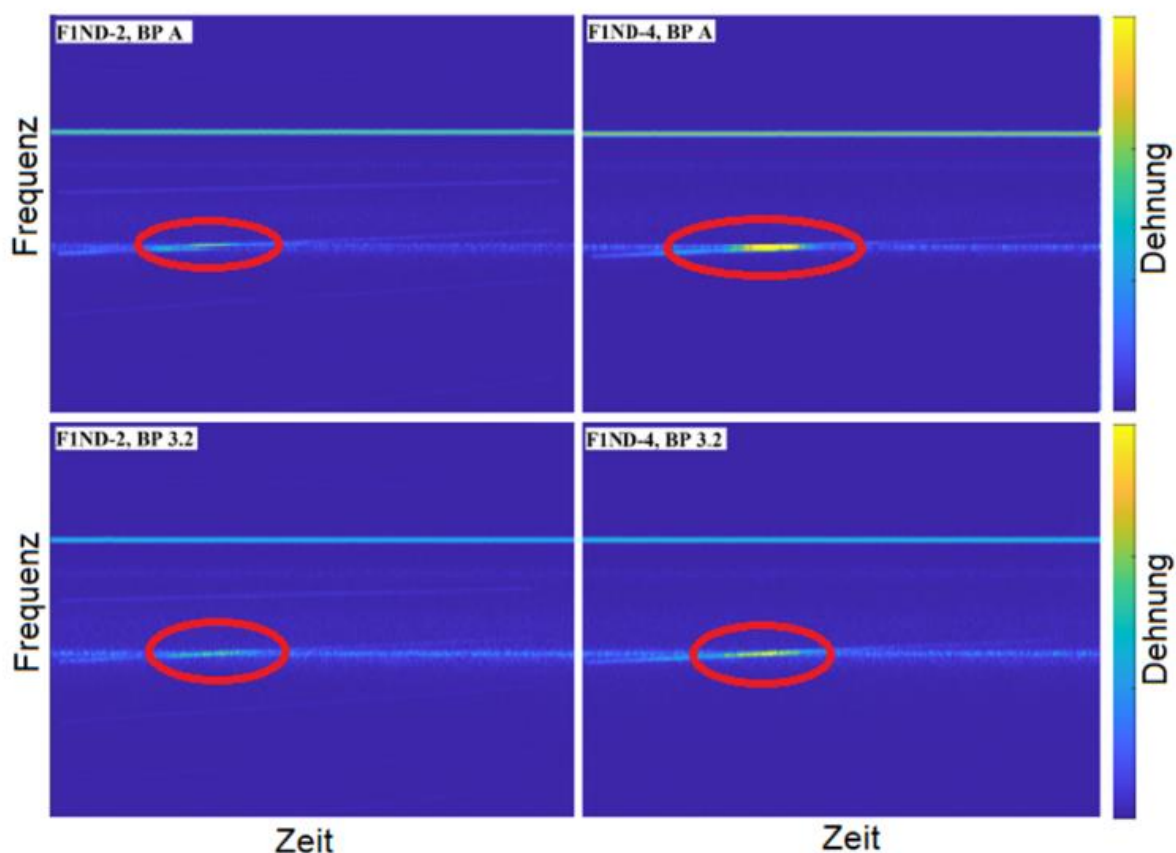


Abbildung 2-18: Frequenzsweeps mit Magnetanregung an BP A und BP 3.2: Wasserfalldiagramme des DMS auf der Schaufel des Drucksensors für ND-2 und ND-4 der F1 Mode. Die roten Ellipsen markieren die Resonanzstelle.

bildung 2-18 für ND-2 und ND-4 zu sehen. Beim Vergleich der beiden Knotendurchmesser zeigt sich, dass die Schaufel beim ND-4 an beiden Betriebspunkten höhere Schwingungsamplituden erreicht als beim ND-2. Für den Einfluss des BP zeigt sich ebenfalls für beide ND eine Reduzierung der Schwingungsamplituden. Zumindest für diese Schaufel lässt sich somit das Folgende festhalten: Wie zu erwarten führt eine stärkere Schaufelschwingung dazu, dass auch die instationären Drücke auf der Schaufeloberfläche zunehmen. Dies ist konsistent zu den Messungen aus dem Wuchtbunker, denn eine höhere Schwingungsamplitude führt zu einer höheren Beschleunigungsamplitude. Aufgrund der Unsicherheiten hinsichtlich der Funktionsfähigkeit der Sensoren auf den anderen Schaufeln ließen sich diese Zusammenhänge nur mit dem Sensor einer Schaufel überprüfen. Eine signifikante Anregung aus der Strömung konnte während der Versuche nicht festgestellt werden. Bei den Versuchen aus der Magnetanregung resultieren die gemessenen Druckamplituden maßgeblich aus den Schaufelschwingungen.

2.4 Experimentelle Bestimmung der Aerodämpfung

Zur Bestimmung der Aerodämpfung werden am Endstufenversuchsstand Versuche mit zwei verschiedenen Anregungsmechanismen durchgeführt. Die Laufschaufeln der Endstufe können entweder aus dem stationären System über Elektromagnete oder im rotierenden System selbst über Piezoaktuatoren angeregt werden. Die beiden Systeme wurden im Vorgängerprojekt entwickelt und erstmals eingesetzt, eine detaillierte Beschreibung ist im entsprechenden Abschlussbericht zu finden [75]. Im Folgenden werden die Anregungsversuche mit beiden Varianten sowie deren Ergebnisse vorgestellt.

2.4.1 Dämpfungsbestimmung Magnetanregung

Zunächst soll auf die Anregungsversuche mit der Magnetanregung eingegangen werden. In Abbildung 2-19 sind sämtliche Betriebspunkte eingezeichnet, an denen die geraden Knotendurchmesser -2, -4, -6 und -8 mit den AC-Elektromagneten angeregt

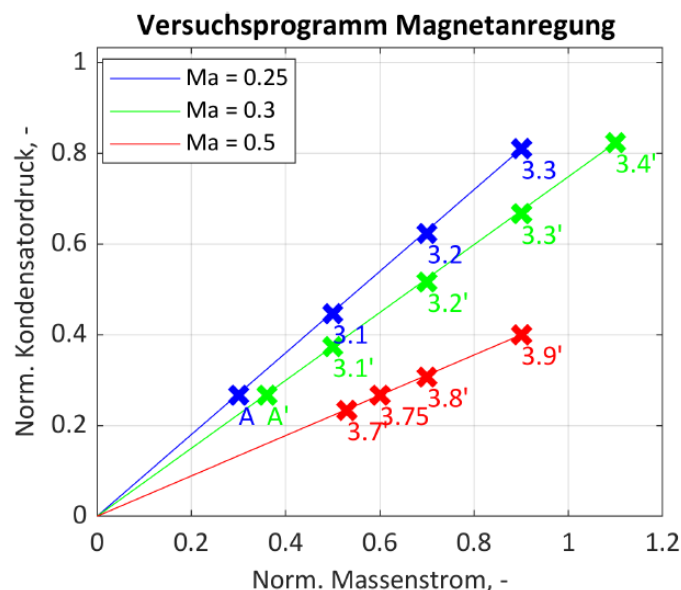


Abbildung 2-19: Definition der Betriebspunkte im Kennfeld zur Magnetanregung

wurden. Die Anregung erfolgte dabei wie gewohnt über lineare Frequenzsweeps, bei denen ein festes Frequenzfenster um die Eigenfrequenz der F1 Mode bei konstanter Nenndrehzahl durchfahren wurde. Die gewählten Betriebspunkte liegen auf drei Linien konstanter Machzahl (0.25, 0.3, 0.5). Der maximale normierte Massenstrom, der erreicht werden konnte, betrug 1.1 am Betriebspunkt 3.4'. Dieser maximale Massenstrom war ursprünglich auch bei einer Machzahl von 0.5 vorgesehen, konnte allerdings aufgrund zu hoher Lagertemperaturen nicht erreicht werden.

Im zuvor erwähnten Abschlussbericht des Vorgängerprojekts wurde intensiv auf die Herausforderungen bei der Bestimmung der Gesamtdämpfung mittels Einmassenschwingermodellen (SDOF) eingegangen [75]. Deren Verwendung führte aufgrund der schaufelindividuellen Betrachtung zu starken Streuungen in den ermittelten Dämpfungswerten und demzufolge zu hohen Unsicherheiten.

Um einen anderen Ansatz zu verfolgen, wurden im Rahmen dieses Projekts sämtliche Frequenzsweeps mit einem von Siemens Energy zur Verfügung gestellten Tool ausgewertet, welches auf einer Analyse des Gesamtsystems beruht. Entsprechend war diese Auswertung nur für die Tip-Timing Daten möglich, da nur dort die Schwingungen aller Schaufeln der Laufreihe enthalten sind. Als Ergebnis der Systemanalyse ergibt sich ein einziger gemittelter Dämpfungswert. Da Drehzahlschwankungen einen direkten Einfluss auf die Anregungsfrequenz haben [74] und teilweise der gewünschte Knotendurchmesser nicht ausreichend dominant vorlag, mussten einige Sweeps im Nachgang als ungeeignet aussortiert werden. In Abbildung 2-20 und Abbildung 2-21 sind für die beiden Machzahlen 0.3 und 0.5 die aus den Frequenzsweeps ermittelten Gesamtdämpfungen für alle vier untersuchten Knotendurchmesser über dem Massenstrom aufgetragen. Als Einheit für die Dämpfung wurde das logarithmische Dekrement Λ gewählt. Jedes schwarze Kreuz entspricht dabei dem Gesamtdämpfungswert einer Wiederholung, die roten Kreuze entsprechen dem Median aus allen Wiederholungen an diesem Betriebspunkt. Die blauen horizontalen Linien geben die Grenzen des Bereichs der mechanischen Dämpfung aus den zuvor im Rahmen der Qualifizierung der Drucksensoren durchgeführten Wuchtbunkermessungen an. Hierbei ist zu beachten,

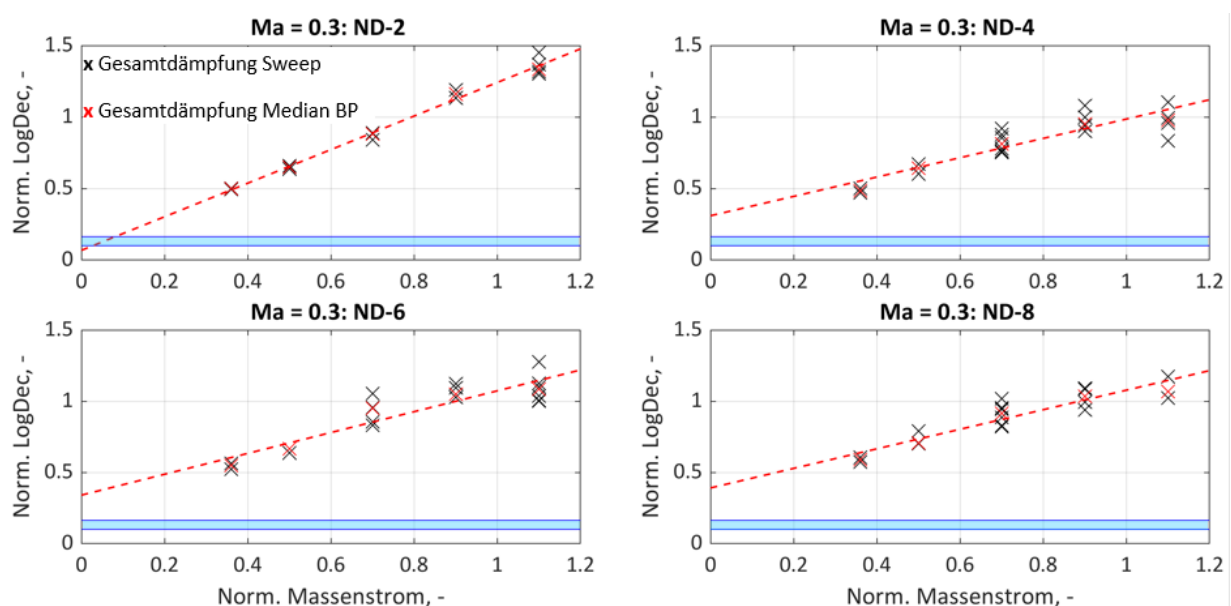


Abbildung 2-20: Gesamtdämpfungen für ND-2 bis ND-8 aus Magnetanregung für $Ma = 0.3$, der hellblaue Bereich markiert die mechanische Dämpfung aus den Wuchtbunkermessungen

dass die Dämpfungen aus dem Wuchtbunker nicht anhand von Tip-Timing- sondern DMS-Daten ermittelt wurden. Da das Tip-Timing System im Wuchtbunker nicht aufgebaut worden war, konnten diese Dämpfungen auch nicht mit den Tools von Siemens Energy bestimmt werden. Stattdessen wurden SDOF-Fits verwendet. Aus dem Wuchtbunker sind nur Magnetanregungsdaten zum ND-4 der F1 Mode vorhanden. Da davon ausgegangen werden kann, dass die mechanische Dämpfung stärker von der Mode als vom Knotendurchmesser abhängt wurde dieser mechanische Dämpfungswert für alle vier Knotendurchmesser angesetzt. Diese Annahme wurde bereits bei vorherigen Untersuchungen getroffen und zumindest für die Knotendurchmesser -2 bis -8 als gerechtfertigt bewertet [64].

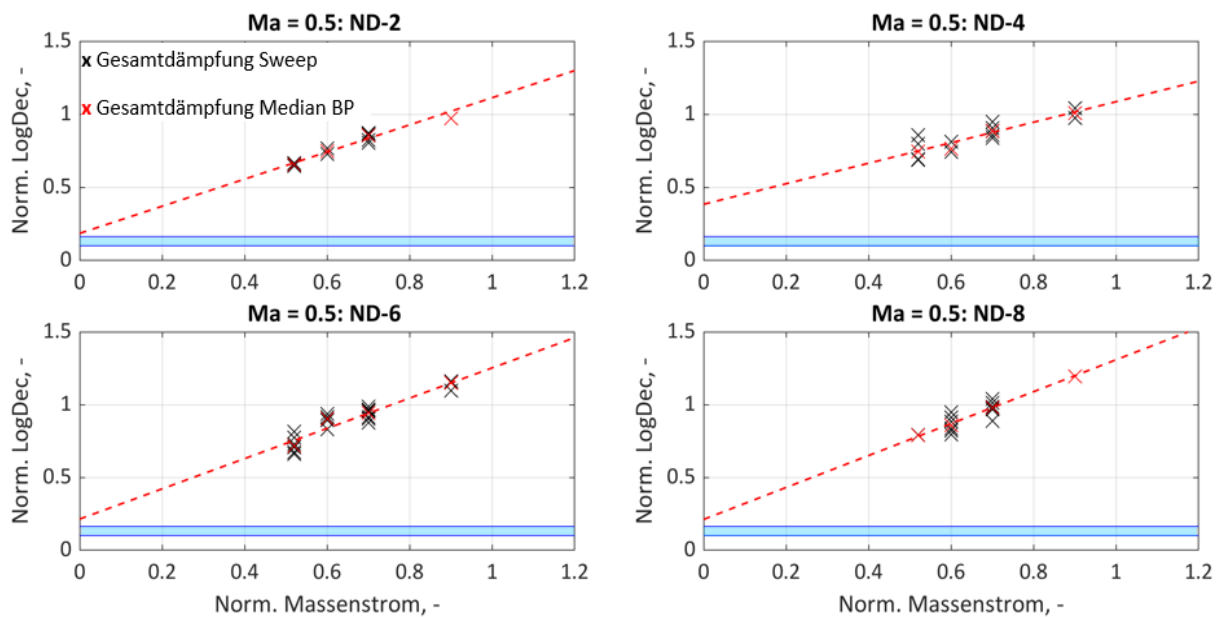


Abbildung 2-21: Gesamtdämpfungen für ND-2 bis ND-8 aus Magnetanregung für $Ma = 0.5$, der hellblaue Bereich markiert die mechanische Dämpfung aus den Wuchtbunkermessungen

Um im Folgenden aus den Gesamtdämpfungen den aerodynamischen Anteil bestimmen zu können, wurde ein linearer Least-Square Fit durch die schwarzen Kreuze gelegt. Da nicht an jedem Betriebspunkt dieselbe Anzahl an Wiederholungen vorliegt, wurde dasselbe Verfahren für die jeweiligen Mediane durchgeführt. Die mittels Least Square Fit bestimmten Geraden finden sich in den Diagrammen der Abbildung 2-20 und Abbildung 2-21.

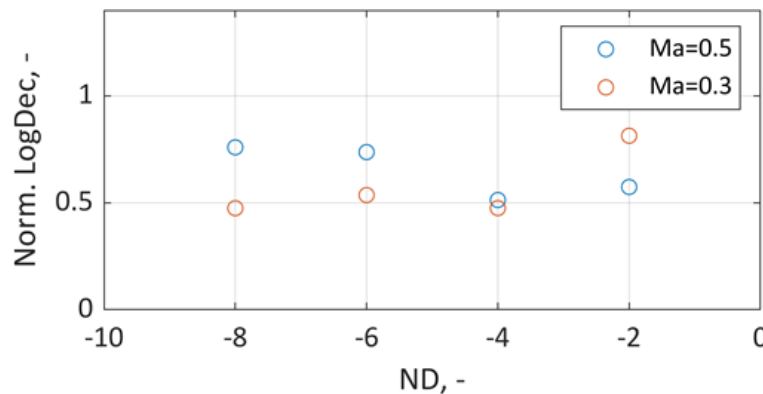


Abbildung 2-22: Experimentell bestimmte Aerodämpfungen für ND-2 bis ND-8 für die Abströmmachzahlen $Ma=0.3$ und $Ma=0.5$

In allen acht Diagrammen ist ersichtlich, dass zwischen Gesamtdämpfung und Massenstrom ein starker linearer Zusammenhang besteht. Das Bestimmtheitsmaß der Fits liegt bei allen Geraden über 99%. Bei Betrachtung des y-Achsenabschnitts der Geraden zeigt sich, dass die mechanische Dämpfung bis auf wenige Ausnahmen ($Ma = 0.5$, ND-4) gut getroffen wird und zumindest die Größenordnung zwischen Wuchtbunkermessung und linearem Fit zufriedenstellend übereinstimmt. In Abbildung 2-22 sind nun die Aerodämpfungen für die vier Knotendurchmesser aufgetragen, die sich aus der vertikalen Differenz zwischen der Geraden durch die Mediane und der mechanischen Dämpfung aus dem Wuchtbunker ergeben. Wie schon die positive Steigung der Geraden zuvor verdeutlichte liegt für alle vier Knotendurchmesser eine positive Aerodämpfung vor. Das bedeutet, dass sich mit zunehmendem Massenstrom auch die Dämpfung der Schaufeln verstärkt und den Schaufelkranz stabilisiert. Für beide Machzahlen ergibt sich die geringste Aerodämpfung beim Knotendurchmesser -4.

2.4.2 Dämpfungsbestimmung Piezoanregung

Auch bei der Piezoanregung handelt es sich um einen Anregungsmechanismus, der im Rahmen des Vorgängerprojekts entwickelt wurde. Im Vorgängerprojekt war die Piezoanregung entwickelt und erstmal in Betrieb genommen worden. Dabei konnten die Schaufel erfolgreich angeregt werden. Bei der Anregung handelte es sich um Anregungsversuche einzelner Schaufeln, die mit Piezoaktuatoren bestückt worden waren. Eine Dämpfungsbestimmung konnte zwar erfolgreich über Abklingkurven realisiert werden, die Dämpfungswerte entsprachen allerdings nicht der Dämpfung eines Knotendurchmessers. Dies lag daran, dass die Einstellung eines IBPA nicht getestet werden konnte, da die Piezoaktuatoren bei Versuchen in Teillast beschädigt worden waren. Dadurch konnten keine weitergehenden Versuche durchgeführt werden, weshalb die Einstellung eines gezielten IBPA eines der Ziele dieses Projekts war.

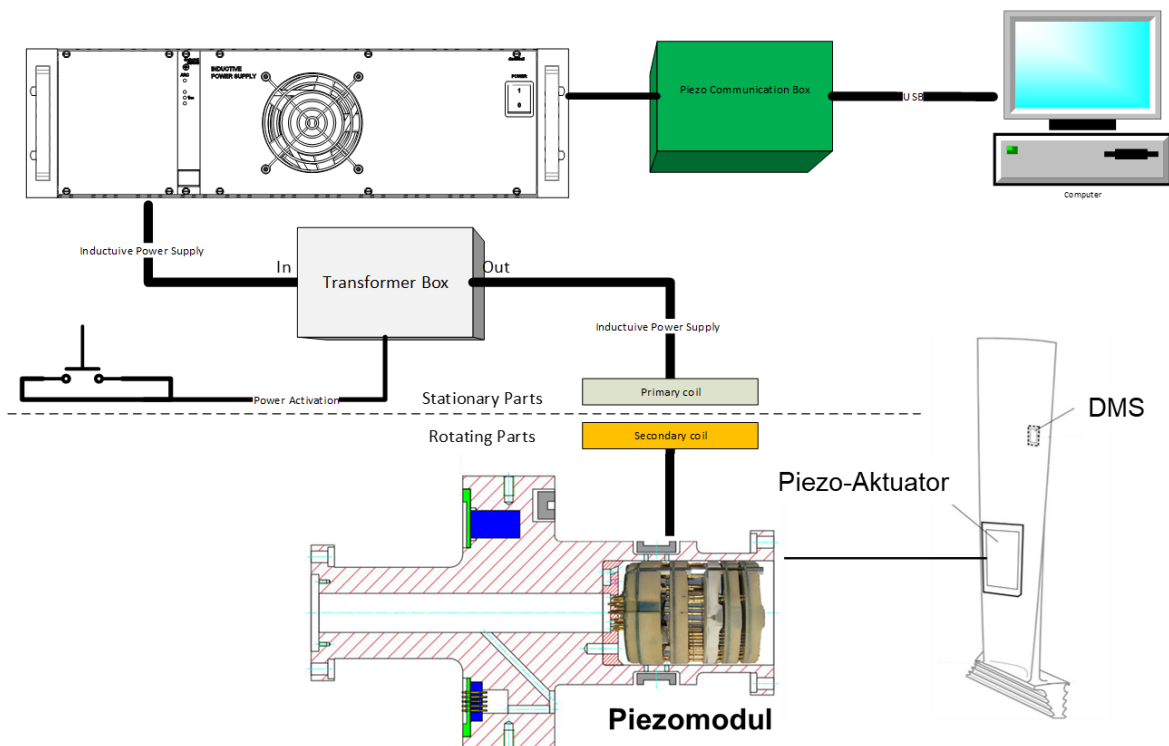


Abbildung 2-23: Aufbau der Piezo-Anregung mit der Leistungsverorgung

Am grundsätzlichen Aufbau, welcher nochmals in Abbildung 2-23 dargestellt ist, haben sich nur unwesentliche Dinge geändert. Das Piezo-Modul, welches in die Telemetrie-welle eingebaut wurde, kann bis zu fünf auf den Laufschaufeln montierten Piezo-Aktuatoren ansteuern, um die bestückten Schaufeln gezielt mit einer vorgegebenen Frequenz, Amplitude und Phasenlage anzuregen. Das Modul besteht aus mehreren Platinen, die geschichtet, vergossen und anschließend als eine Einheit in die Telemetrie-welle eingebaut wurde. Auf einer Platine befindet sich ein Mikrokontroller für die Steuerung der Aktuatoren sowie die Kommunikation. Auf den anderen Platinen sind für jeden Piezo-Aktuator separate Leistungsmodule. Die Datenübertragung zur Ansteuerung der Aktuatoren erfolgt durch Modulation der Versorgungsleistung. Für die Versuchsdurchführung in der Modellturbine wurde ein Programm entwickelt, in dem die Frequenz, Amplitude und Phasenlage der fünf Piezo-Aktuatoren separat vorgegeben werden kann.

Bei den Anregungsversuchen in der Modellturbine standen nur drei der fünf Piezo-Aktuatoren zur Verfügung, da nur drei der Platinen für die Ansteuerung einsatzbereit waren. Hierbei handelte es sich um Aktuatoren auf drei benachbarten Schaufeln, welche auch zusätzlich jeweils mit einem DMS ausgestattet waren. Die applizierten Piezo-Aktuatoren konnten im Betrieb der Modellturbine einzeln angesteuert und somit die Schaufeln gezielt mit der vorgegebenen Frequenz angeregt werden. Die Position der Aktuatoren auf den Schaufeln ist bei allen Schaufeln identisch. Nachdem zunächst die grundsätzliche Funktionalität des Anregungsmechanismus im Stillstand überprüft und erste Testreihen durchgeführt worden waren, wurden ähnlich wie bei den Magnetversuchen Betriebspunkte definiert, an denen die Piezoanregung zum Einsatz kommen sollte. Diese sind in Abbildung 2-24 zu sehen. Aus Zeitgründen wurden nur zwei Machzahlen untersucht ($Ma = 0.3$ und $Ma = 0.5$), für $Ma = 0.5$ war das Versuchspro-

gramm zudem auf lediglich zwei Betriebspunkte reduziert worden. Für alle Betriebspunkte, an denen die Piezoanregung durchgeführt wurde, liegen auch Dämpfungen aus der Magnetanregung vor.

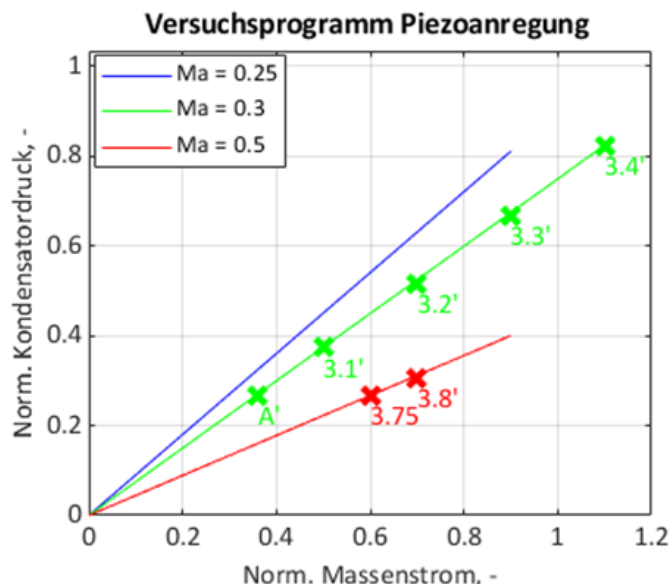


Abbildung 2-24: Definition der Betriebspunkte im Kennfeld zur Piezoanregung

Um die generelle Funktionalität des Piezomoduls unter Drehzahl zu testen, wurden erste Versuche am Betriebspunkt A' durchgeführt. Zunächst wurde lediglich der Piezo-Aktuator auf der mittleren Schaufel (im Folgenden als Schaufel 0 bezeichnet) aktiviert und bei der Eigenfrequenz der F1 Mode mit maximaler Amplitude angesteuert. Dabei konnten im Online-Monitoring der DMS signifikante Schwingungsamplituden beobachtet werden. Da mit dem Piezomodul aufgrund der festen Frequenzvorgabe im Gegensatz zur Magnetanregung keine kontinuierlichen Frequenzsweeps möglich sind, wurden mit der Piezoanregung diskrete Frequenzsweeps in einem festen Frequenzfenster um die Eigenfrequenz der Schaufel durchgeführt, bei denen die Frequenz des Piezo-aktors ca. alle 30s um 0.1Hz erhöht wurde. Die Wasserfalldiagramme für die drei Piezoschaufeln sind in Abbildung 2-25 zu sehen.

Die im Folgenden verwendete Schaufelnummerierung bezieht sich dabei auf die jeweilige Position der Schaufel bezogen auf die mittlere Piezo-Schaukel (Schaufel 0), in (positiv) bzw. entgegen (negativ) der Drehrichtung der Turbine.

Als erste Ergebnisse der Sweeps lässt sich festhalten, dass die Piezoanregung auch unter Drehzahl funktioniert und sich die Resonanzfrequenz der Piezoschaukel sehr genau bestimmen lässt. Zusätzlich interessant ist, dass auch die Nachbarschaufeln +1 und -1 über die Kopplung der Schaufeln über die Nabe sowie über das Fluid etwas von der Anregung der schwingenden Schaufel in ihrer Mitte mitbekommen und ebenfalls erhöhte Schwingungsamplituden zeigen, obwohl deren Piezos hier noch nicht aktiv sind. Vereinzelt lässt sich dies auch auf einzelnen Schaufeln feststellen, die auf dem Schaufelkranz deutlich weiter von der angeregten Piezoschaukel entfernt sind. Das Ziel des Projekts ist die Dämpfungsbestimmung bei verschiedenen Knotendurchmessern. Zur Erzeugung der Schwingung eines einzelnen Knotendurchmessers, ist es notwendig, einen exakten Phasenversatz zwischen den Schaufeln einzustellen. Inwiefern diese exakte Einstellung möglich ist, war zunächst unklar.

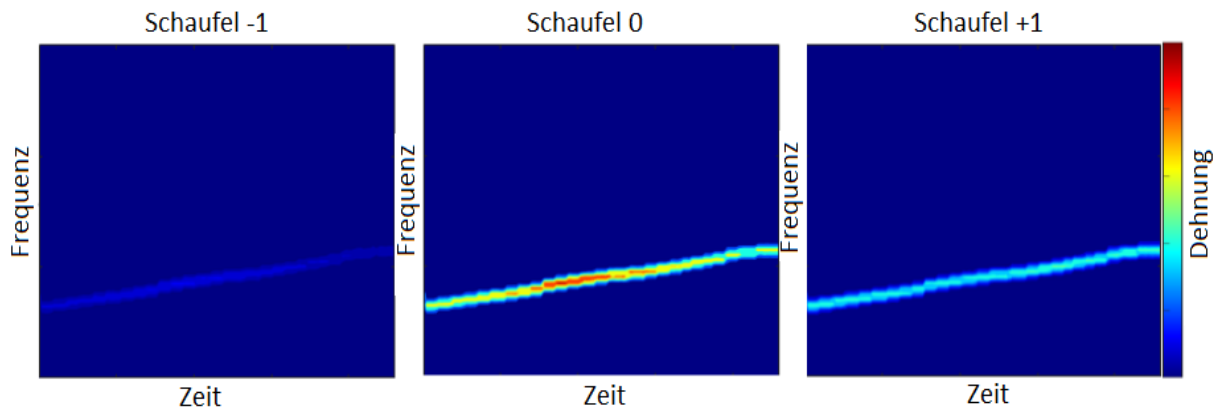


Abbildung 2-25: Wasserfalldiagramme der drei Piezoschaufeln während eines diskreten Frequenzsweeps, Piezo auf Schaufel 0 aktiv

In der Ansteuerung der Piezos kann zusätzlich zur Stärke der Anregungsamplitude ein Phasenwinkel in Grad vorgegeben werden. Um diese Funktion zu überprüfen, wurde anschließend zusätzlich der Piezoaktuator auf Schaufel -1 aktiviert und für die Piezoaktuatoren auf Schaufel 0 und Schaufel -1 verschiedene Kombinationen aus Phasenwinkeln bei konstanter Anregungsfrequenz vorgegeben. Als identische Anregungsfrequenz wurde der Mittelwert der beiden Schaufeleigenfrequenzen gewählt. Für drei beispielhafte Kombinationen aus dieser Versuchsreihe zeigt Abbildung 2-26 die zugehörigen Wasserfalldiagramme der drei Piezoschaufeln sowie deren bandpassgefilterte Zeitsignale.

Jede der drei Zeilen in Abbildung 2-26 steht dabei für einen Versuch. Ganz links sind die jeweils in der Piezoansteuerung vorgegebenen Phasenwinkel der Schaufeln 0 und -1 aufgelistet, mittig die Wasserfalldiagramme der DMS auf den drei Piezoschaufeln, rechts die bandpassgefilterten Zeitsignale der DMS. Die Farben der Zeitsignale entsprechen dabei den Farben der Spaltenüberschriften.

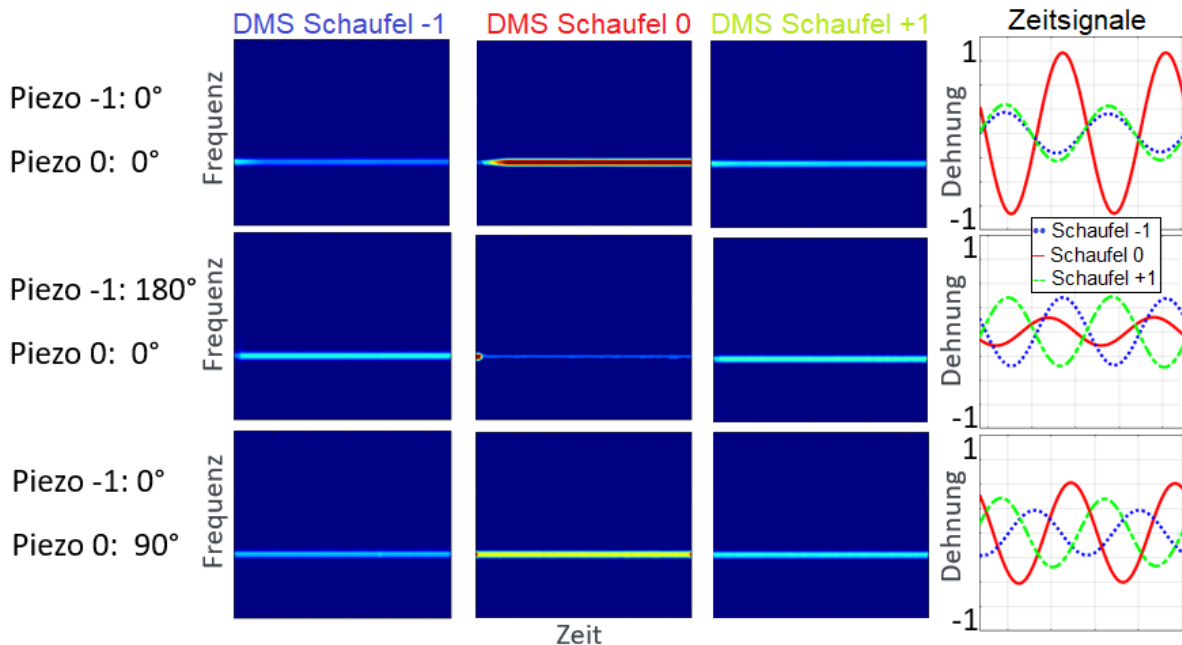


Abbildung 2-26: Versuchsreihe zur gezielten Einstellung eines IBPA: Wasserfalldiagramme und Zeitsignale der drei Piezoschaufeln bei Vorgabe verschiedener Phasenwinkel in der Piezoansteuerung

Bei Betrachtung der Wasserfalldiagramme fällt zunächst auf, dass nach Einstellung eines Phasenwinkels die Dehnungsamplituden konstant bleiben und keinen zeitlichen Schwankungen unterliegen. Dies ist wichtig für das Einstellen eines konstanten Phasenwinkels zwischen den Schaufeln (IBPA). Allerdings fällt beim Vergleich der Zeitsignale auf, dass diese nicht den vorgegebenen Phasen entsprechen. So tritt zum Beispiel im Zeitsignal der ersten Kombination (rechts oben) zwischen rotem und blauem Signal ein Phasenversatz von knapp 180° auf, obwohl beide Piezos mit der Phasenvorgabe 0° aktiviert wurden. Auch für die zweite und dritte Kombination ändert sich zwar mit anderen vorgegebenen Phasenwinkeln auch der Phasenversatz in den Zeitsignalen, jedoch stimmen Phasenvorgabe und IBPA in keinem Fall überein. Interessanterweise ändern sich mit anderer Phasenvorgabe auch die Höhe der Dehnungsamplituden auf den Schaufeln, obwohl Amplitudenstärke der Anregung nicht variiert wurde, sondern konstant auf 100% lief. Dieser Effekt ist insofern problematisch, dass es damit nicht möglich ist, einen zeitlich konstanten Phasenwinkel zwischen zwei (oder sogar drei) benachbarten Schaufeln präzise einzustellen. Auch nach einer umfangreichen Versuchsreihe für weitere Phasenvorgaben konnte kein Zusammenhang zwischen vorgegebenem und tatsächlich vorliegendem IBPA ermittelt werden. So konnte jedoch gezeigt werden, dass sich jedem IBPA eine reproduzierbare Amplitudenhöhe zuordnen lässt. Wenn nun im Umkehrschluss jede Amplitudenhöhe einem unterschiedlichen IBPA entspricht, könnte über eine zeitliche Variation der erzielten Amplitudenhöhe auch der IBPA variiert werden. Dies führt zwar nicht zu einer stationären Einstellung eines IBPA, jedoch könnte bei ausreichend langsamer Änderung der Amplitude der IBPA ausreichend lange vorliegen. Damit wurde die Hypothese aufgestellt, dass sich die gewünschten IBPA über eine Schwebung zwischen zwei benachbarten Piezoschaufel einstellen lassen. Prinzipiell tritt eine Schwebung auf, wenn zwei Signale zeitlich konstanter Amplitude mit ähnlicher aber leicht unterschiedlicher Frequenz interferieren. In diesem Fall überlagern sich die Signale zu einem Signal mit

einer resultierenden Überlagerungsfrequenz f_R , deren Amplitude allerdings nicht mehr zeitlich konstant ist, sondern mit der Schwebungsfrequenz f_S periodisch ab- und zunimmt.

Die resultierende Überlagerungsfrequenz wird dabei mit

$$f_R = \frac{f_1 + f_2}{2}$$

bestimmt und die Schwebungsfrequenz berechnet sich über

$$f_S = \left| \frac{f_1 - f_2}{2} \right|.$$

Dieser Effekt konnte mit den Piezoaktuatoren nachgestellt werden, indem zwei benachbarte Piezoschaufeln mit leicht unterschiedlichen Frequenzen ($\Delta f = 0.2 \text{ Hz}$) angeregt wurden, woraus sich nach der obenstehenden Gleichung für die Schwebung eine Periodendauer T_S von 10s ergibt. Diese kann im Zeitsignal exakt so festgestellt werden, wie in Abbildung 2-27 dargestellt.

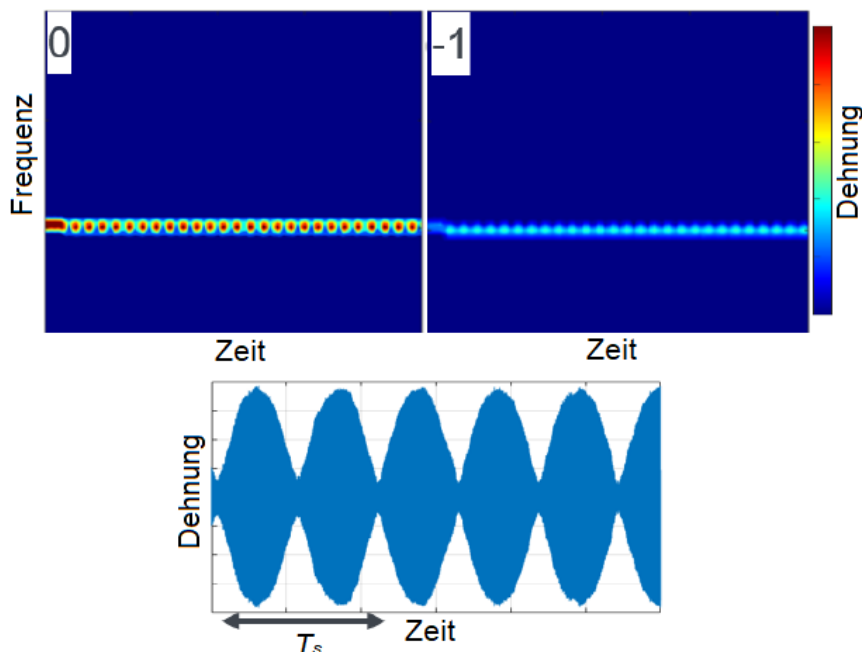


Abbildung 2-27: Schwebung zwischen zwei benachbarten Schaufeln bei Piezoanregung mit leicht unterschiedlichen Frequenzen ($\Delta f = 0.2 \text{ Hz}$)

Sowohl der zeitliche (bandpassgefilterte) Verlauf als auch die Wasserfalldiagramme zeigen deutlich das stetige An- und Abschwellen der Amplitude mit der Schwebungsfrequenz f_S (bzw. der entsprechenden Schwebungsperiodendauer T_S). Da die zuvor beschriebene Testreihe zur Phasendifferenz gezeigt hatte, dass jedem IBPA ein exaktes Amplitudenniveau zugeordnet werden kann, wurde folgendes Vorgehen zur Dämpfungsbestimmung erstellt: Eine möglichst große Periodendauer der Schwebung wird eingestellt und das Signal über einige Sekunden gemessen. Anschließend werden die Piezofrequenzen f_1 und f_2 minimal um die gleiche Frequenz Δf_{Step} schrittweise erhöht und der Versuch wiederholt. Somit kann wie ursprünglich vorgesehen ein Frequenzsweep durch die Resonanzstelle durchgeführt werden. Im Anschluss ist dann für jedes Zeitintervall des Frequenzweeps auszuwerten, zu welchem Zeitpunkt (und damit bei welcher Amplitude) der gewünschte IBPA (respektive Knotendurchmesser) vorlag.

Diese Amplitudenwerte können dann über die jeweils eingestellte Frequenz f_R aufgetragen werden und ergeben damit einen Frequenzgang um den Resonanzbereich der Schaufeleigenfrequenzen, aus welchem sich die Gesamtdämpfung jeder Schaufel für jeden IBPA, respektive Knotendurchmesser, bestimmen lässt. Für die Knotendurchmesser ND -11 bis ND 11 sind die mit dieser Methodik ermittelten Frequenzgänge für die Schaufel 0 in Abbildung 2-28 dargestellt. Die Bestimmung der Gesamtdämpfung aus den Datenpunkten erfolgt dann wieder über einen SDOF-Fit. Aus den Gesamtdämpfungen zweier Betriebspunkte bei identischer Machzahl können dann analog zur Magnetanregung wieder die mechanischen und aerodynamischen Anteile an der Gesamtdämpfung bestimmt werden.

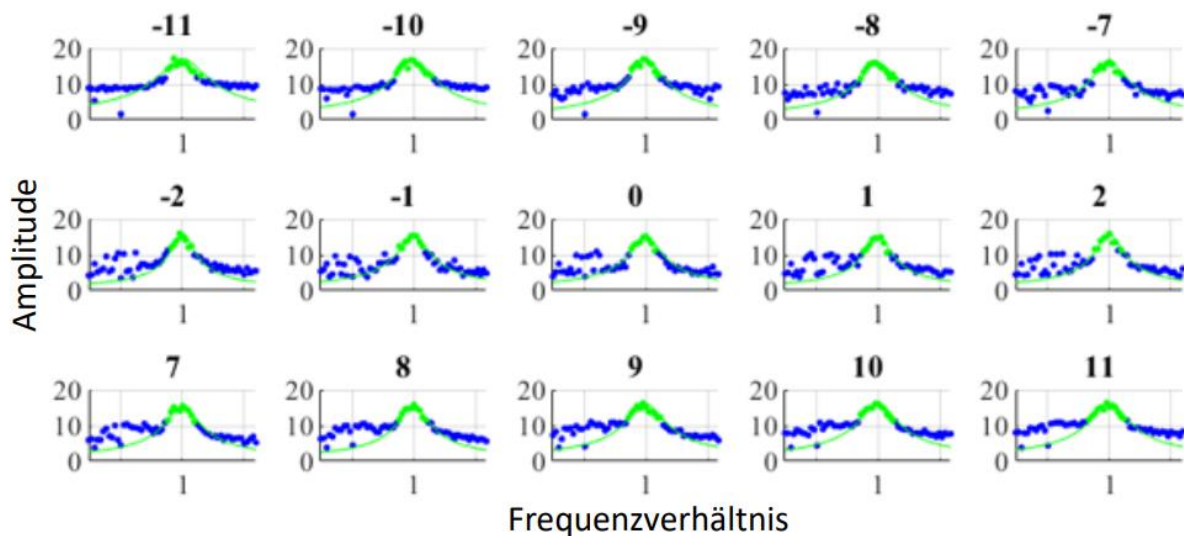


Abbildung 2-28: Per Piezoanregung bestimmte Frequenzgänge der Schaufel 0 für die Knotendurchmesser -11 bis +11

Dies ist nun für alle Knotendurchmesser und nicht nur für den auf wenige ND beschränkten Bereich der Dämpfungskurve möglich. Basierend auf den gezeigten Ergebnissen mit der neuen Anregungsmethodik kann gezeigt werden, dass die Methodik grundsätzlich eine Einstellung sämtlicher IBPA ermöglicht. Aufbauend auf den Ergebnissen dieses Projekts sollen folgende Dinge untersucht werden:

- Vergleich zu den Dämpfungswerten der Magnetanregung für die ND -2 bis ND -8
- Übertragbarkeit der Anregung weniger Schaufeln (Piezo) auf eine Anregung des kompletten Schaufelkranzes (Magnet)
- Einfluss der Sweeprate des „IBPA-Sweeps“ auf die Dämpfung hinsichtlich Stationarität des vorliegenden IBPA

2.5 Validierung numerischer Werkzeuge mit Messdaten

In diesem Abschnitt werden abschließend die numerischen Ergebnisse mit den experimentell gewonnenen Daten validiert. Dazu werden zuerst die Methoden der angewandten numerischen Berechnungen vorgestellt, bevor die Ergebnisse der Numerik mit den gewonnenen Messdaten verglichen werden. Dabei wird zunächst die Übereinstimmung der wichtigsten Betriebsdaten überprüft, um das Vorliegen des korrekten Betriebspunkts nachzuweisen. Anschließend werden die Ergebnisse von durchgeführten Sondentraversen, d. h. detaillierte Messdaten aus dem Strömungsfeld, betrachtet bevor abschließend auf die robuste Dämpfungsbestimmung eingegangen wird.

2.5.1 Numerische Berechnungsmethoden

Im Rahmen der numerischen Arbeitspakete des Projekts wurden Real- und Idealgasrechnungen durchgeführt, welche mit Messdaten aus den Betriebsdaten sowie den Sondentraversen validiert wurden. Weiterhin wurden Dämpfungsrechnungen durchgeführt, deren Ergebnisse mit den experimentell bestimmten Dämpfungen verglichen werden.

Real- und Idealgasrechnungen

Für die Durchführung von Nassdampfsimulationen wurde das in Abbildung 2-29 dargestellte Modell verwendet. Dabei wurden alle drei Stufen der Turbine inklusive des Diffusors modelliert. Als Solver wurde Ansys CFX mit monodisperser NES-Implementierung mit sechs flüssigen Phasen verwendet. Zudem wurde die klassische Nukleationstheorie sowie das Tropfenwachstumsmodell nach Young benutzt. Die Stoffwerte wurden anhand der IAPWS-97 definiert. Die Modellgröße betrug circa zwei Millionen Elemente.

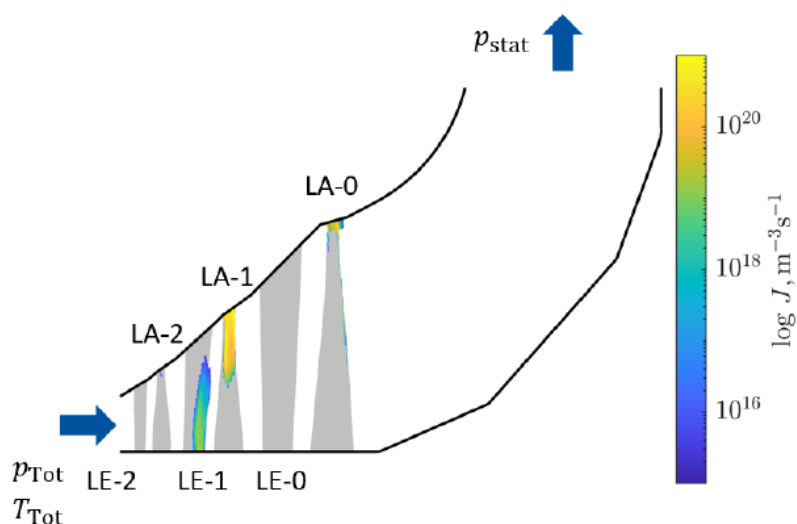


Abbildung 2-29: Numerisches Setup für die Real- und Idealgasrechnungen

Als Randbedingung wurden der Totaldruck und die Totaltemperatur am Eintritt sowie der Kondensatordruck am Austritt des Diffusors vorgegeben. Dabei wurde auf am Prüfstand gemessene Daten zurückgegriffen. Drei Betriebspunkte bei Mach 0.3 und ein Betriebspunkt bei Ma 0.5 wurde anschließend gerechnet, um die berechneten Ergeb-

nisse mit den gemessenen Größen zu validieren. Um über einen langen Zeitraum möglichst stationäre Messdaten vorliegen zu haben wurden Betriebspunkte gewählt, an denen bei den Magnetanregungsversuchen teils mehrere Stunden lang ein stabiler Betriebspunkt eingestellt wurde. Gerechnet wurden entsprechend die Betriebspunkte A', 3.1', 3.2' sowie 3.8' (siehe Definition in Abschnitt 2.4.1).

Dämpfungsrechnungen

Nachdem die stationären Real- und Idealgasrechnungen erfolgreich abgeschlossen und mit den experimentellen Betriebsdaten validiert wurden (siehe Abschnitte 2.5.2 und 2.5.3), konnten exakte Randbedingungen für die instationären CFD-Berechnungen abgeleitet werden. Die Dämpfungsberechnungen sollten vom ITSM sowohl mit ANSYS CFX als auch mit TRACE HB durchgeführt werden. In ANSYS CFX wurde die Einflusskoeffizientenmethode [76] in Verbindung mit URANS verwendet. Bei der Betrachtungsweise der Einflusskoeffizienten wird der Einfluss einer einzelnen schwingenden Schaufel auf die jeweils anderen Schaufeln einer Reihe bestimmt. Dieser Einfluss wird über die Einflusskoeffizienten ausgedrückt, aus welchen sich schließlich die aerodynamischen Dämpfungen aller Knotendurchmesser mittels linearer Superposition berechnen lassen. Somit ist bei der Einflusskoeffizientenmethode nur eine einzige CFD-Rechnung notwendig. Dafür müssen jedoch mindestens drei, im Idealfall alle Passagen, berücksichtigt werden. Als problematisch bei den CFD-Berechnungen mit ANSYS CFX erwiesen sich jedoch Reflektionen an den Randbedingungen am Austritt. Dieses Problem konnte während des Projekts nicht behoben werden, weshalb auf die Verwendung dieser Methode schließlich verzichtet wurde.

Stattdessen wurden die Dämpfungen mit dem Frequenzbereichsverfahren TRACE Harmonic Balance (HB) und in der Betrachtungsweise der Travelling Wave Modes bestimmt. Bei dieser Betrachtungsweise werden die Schaufelschwingungen mit einem Knotendurchmesser direkt vorgegeben. Somit ist jeweils eine Rechnung pro Knotendurchmesser notwendig. Allerdings reicht die Modellierung einer einzelnen Passage aus, da der bei einer Knotendurchmesserschwingung vorherrschende Phasenversatz zwischen zwei benachbarten Schaufeln über die periodischen Ränder der modellierten Passage vorgegeben werden kann.

Zusätzlich wurden von Siemens Energy die Dämpfungen in der Betrachtungsweise der Travelling Wave Modes mit dem zeit-linearisierten Verfahren linTRACE bestimmt. Im Gegensatz zu dem Frequenzbereichsverfahren TRACE-HB werden bei linTRACE keine nicht-linearen Effekte berücksichtigt und höhere Harmonische der Störungen vernachlässigt. Der Vorteil von linTRACE liegt in dem geringen Rechenaufwand und Speicherbedarf im Vergleich zu TRACE-HB, weshalb dieses Verfahren den Industriestandard bei der Bestimmung von aerodynamischen Dämpfungen darstellt.

2.5.2 Betriebsgrößen

Zunächst wurden eindimensionale Größen aus den stationären Rechnungen und Messungen miteinander verglichen. Hierbei wurden die Leistung, der Massenstrom, die axiale Abströmmachzahl in Ebene 32 sowie der statische Druck in Ebene 32 verwendet. Der Vergleich dieser vier Größen bei den vier berechneten Betriebspunkten ist in den Balkendiagrammen in Abbildung 2-30 zu sehen.

Dargestellt ist das Verhältnis aus CFD-Ergebnis und gemessenem Wert. Generell lässt sich feststellen, dass an allen Betriebspunkten für alle 1D-Größen eine sehr gute Übereinstimmung vorliegt. Die numerischen Werte liegen meistens unter den gemessenen Werten, allerdings ist die Abweichung immer geringer als 4%, häufig sogar betragsmäßig geringer als 2%. Betrachtet man zunächst den flächengemittelten statischen Druck p_{32} in Ebene 32 zeigt sich, dass der numerische Wert an allen vier Betriebspunkten geringer ist als der gemessene. In Verbindung mit dem als Randbedingung am Diffusoraustritt fest vorgegebenen Kondensatordruck bedeutet dies, dass die numerische Druckrückgewinnung stärker ausfällt als die gemessene. Somit überschätzt die CFD die Diffusorperformance. Bei der Turbinenleistung stimmen die Daten bei höheren Massenströmen besser überein, der Massenstrom weist bei höheren Lasten größere Differenzen auf. Dennoch ist die Übereinstimmung zufriedenstellend.

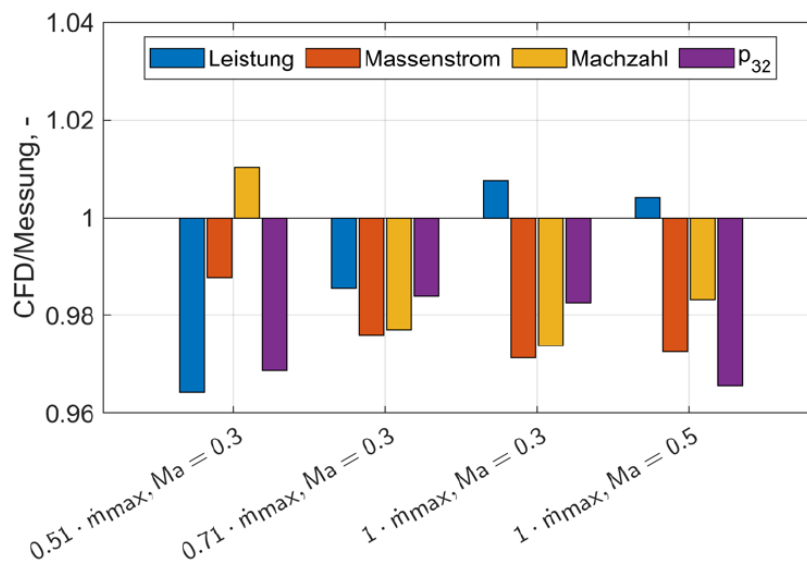


Abbildung 2-30: Abgleich zwischen Numerik und Messung für vier 1D-Größen an vier Betriebspunkten

Während der Messkampagne wurden weitere Messstellen im Diffusor zur Validierung der Numerik ergänzt. Im Außendifusor befinden sich insgesamt 40 Bohrungen zur Messung des statischen Wanddrucks. Diese sind an vier Umfangspositionen (zweimal Oberteil, zweimal Unterteil) in sogenannten Arrays bestehend aus jeweils zehn Druckmessstellen angeordnet. Von diesen zehn Axialpositionen befindet sich die erste noch in Ebene 31 im Axialspalt zwischen Stator und Rotor, die zweite direkt über der L-OR und die folgenden acht dann in Ebene 32 und weiter stromab. Sämtliche Arraydrücke wurden dabei in Differenz zum Kondensatordruck gemessen, sodass aufgrund der geringen Druckdifferenzen Druckmessumformer mit einem kleinen Messbereich von bis zu 2.5 bzw. 5 PSI ausgewählt werden konnten. Analog zu den anderen Betriebsgrößen wurde alle vier Sekunden ein gleitender Mittelwert gemessen.

Um bewerten zu können, ob ein stationärer Zustand vorlag, ist im linken Diagramm von Abbildung 2-31 für ein Array der zeitliche Verlauf des Drucks an den zehn Positionen aufgetragen. Die Drücke sind dabei auf den Kondensatordruck normiert. Es lässt sich erkennen, dass über einen langen Zeitraum von etwa zwei Stunden die Messdaten sehr stabil sind und keinen größeren Schwankungen oder einem Drift unterliegen. Dies wird im rechten Teil der Abbildung durch die Boxplots der zehn Messpositionen

bestätigt. Der Streubereich der Daten liegt über den kompletten Zeitraum in einem Bereich von $\pm 1.5\%$ um den Median. Bei einer Betrachtung der Werte innerhalb der Box (umfasst 50% der Messwerte) lässt sich feststellen, dass 50% der Messwerte sogar weniger als $\pm 0.2\%$ um den Median streuen. Insgesamt lässt sich somit festhalten, dass ein sehr stabiler bzw. stationärer Betriebspunkt ohne signifikante zeitliche Streuung vorliegt.

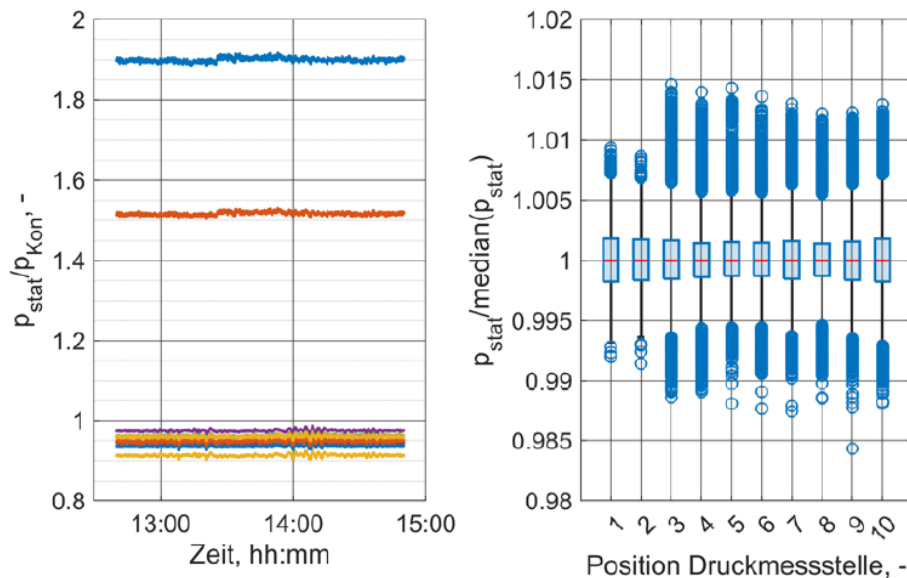


Abbildung 2-31: Links: Zeitlicher Verlauf der Arraydrucke, rechts: Boxplotdarstellung der 10 Messstellen eines Arrays

In Abbildung 2-32 sind die zehn Axialpositionen jeweils umfangs- und zeitgemittelt und als Boxplot aufgetragen worden. Die Streubreite der Boxplots stammt hier also aus der Asymmetrie der Abströmung in Umfangsrichtung. Auch hier zeigt sich an den Messstellen 1 sowie 3 bis 10 eine sehr gute Übereinstimmung zur CFD (magenta-farbene Punkte). Sowohl der Betrag des Drucks als auch der qualitative Druckverlauf werden getroffen. Lediglich bei Messstelle zwei liegt eine deutliche Abweichung vor.

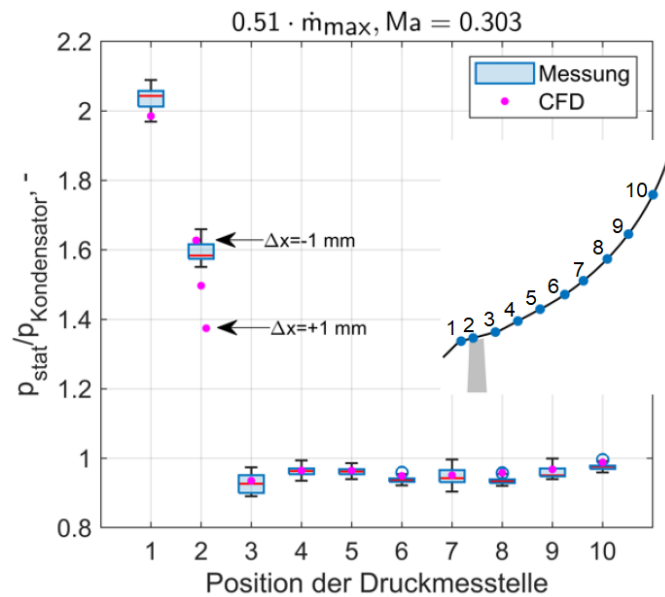


Abbildung 2-32: Vergleich der Array Wanddrücke in den Ebenen 31/32 zwischen CFD (magenta) und Experiment (Boxplots)

Wie in der beigefügten Grafik nochmals zu erkennen ist, liegt diese Messstelle genau über der Laufschaufel und somit im Bereich des größten Druckgradienten. Zum Vergleich sind zusätzlich die CFD-Ergebnisse dargestellt, die um einen Millimeter stromauf bzw. stromab verschoben (zusätzliche Punkte bei Position 2) sind. Dabei zeigt sich, dass das gemessene Ergebnis gut mit dem CFD-Ergebnis übereinstimmt, das leicht stromauf der Messstelle liegt. Eine mögliche Erklärung dafür ist, dass die reale Position der Messstelle nicht auf den Millimeter exakt mit der CAD Position der Messstelle übereinstimmt. Außerdem kann durch den großen Druckgradienten eine kleine Verschiebung der Drücke durch Ungenauigkeiten in der CFD auftreten, die zu deutlichen Abweichungen führen.

Die gute Übereinstimmung zwischen CFD und Experiment zeigt sich auch bei der Betrachtung weiterer Betriebspunkte. In Abbildung 2-33 ist dies für die drei Betriebspunkte bei Mach 0.3 zu sehen, in Abbildung 2-34 für zwei unterschiedliche Abströmmachzahlen. Beim Betriebspunkt mit $Ma=0.5$ ist lediglich eine etwas stärkere Streuung in Umfangsrichtung feststellbar.

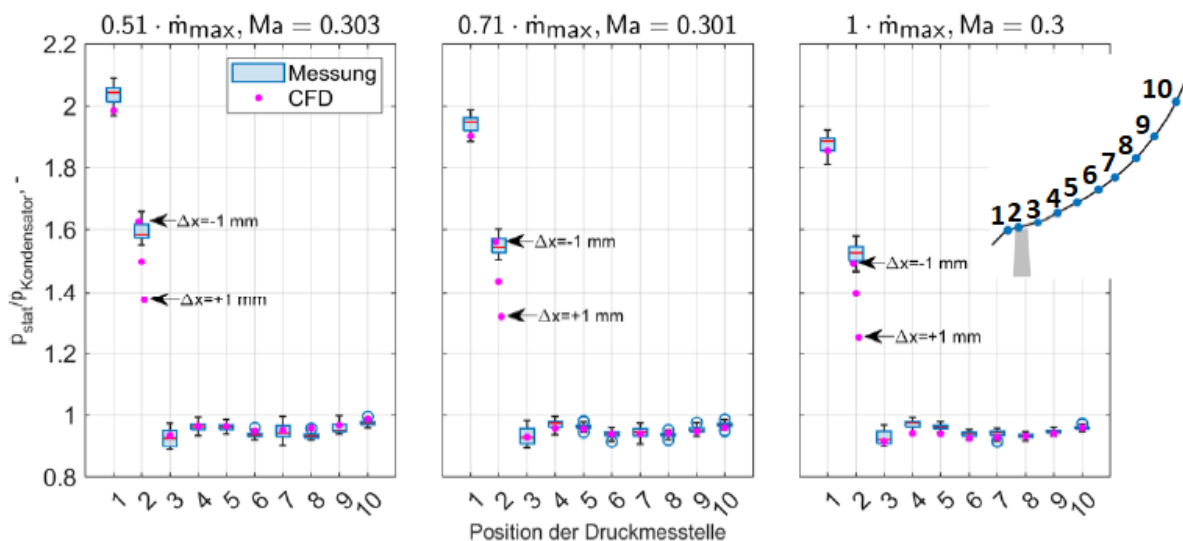


Abbildung 2-33: Vergleich der Array Wanddrücke in den Ebenen 31/32 zwischen CFD (magenta) und Experiment (Boxplots) an drei Betriebspunkten bei $Ma=0.3$

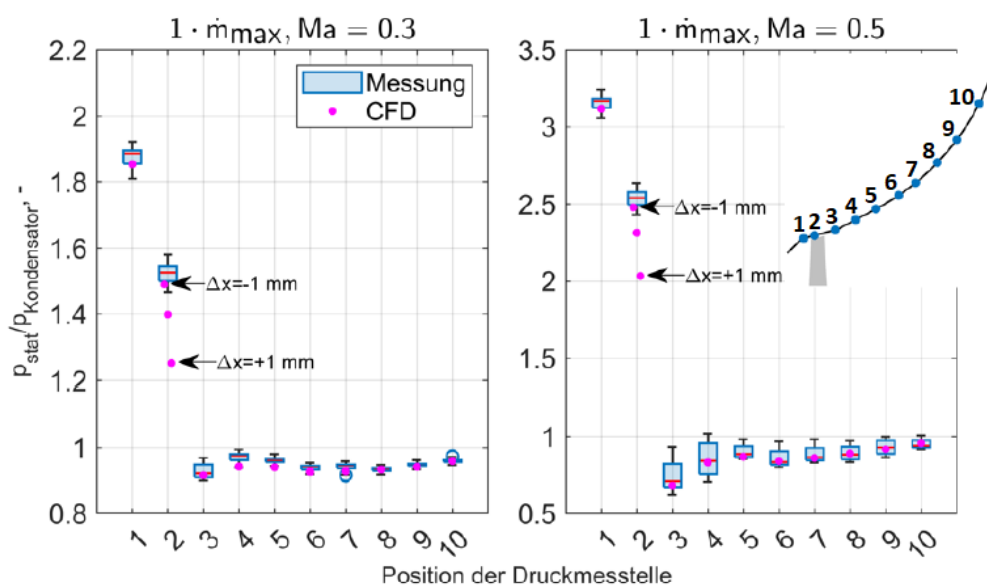


Abbildung 2-34: Vergleich der Array Wanddrücke in den Ebenen 31/32 zwischen CFD (magenta) und Experiment (Boxplots) bei $Ma=0.3$ und $Ma=0.5$

2.5.3 Sondentraversen

Zur Validierung der numerischen Berechnungen wurden zudem umfangreiche Strömungsfeldmessungen durchgeführt. Dabei wurden sämtliche Sondenzugänge ausgenutzt: Die verwendete Modellturbine verfügt über einen Zugang in Ebene 30 und je zwei um 180° zueinander versetzte Zugänge in den Ebenen 31 sowie 32 (vgl. Kapitel 2.1.1/Abbildung 2-1). Das Sondenverstellgerät (SVG) in Ebene 30 befindet sich außerhalb der Maschine, die anderen vier SVG werden im Dampfraum mit entsprechender Abdichtung sowie Gehäusebelüftung installiert. Die SVG in Ebene 31 und Ebene 32 sind auf dem rotierbaren Außendiffuser montiert und ermöglichen zusätzlich zur Radialtraverse eine Traversierung in Umfangsrichtung.

Für die Ebenen 30 und 31 wurden geeignete Keilsonden (4-Lochsonde) sowie für die Ebene 32 Pyramidensonden (5-Lochsonde) ausgewählt. Die Sonden wurden am geschlossenen Kalibrierkanal für einen Gierwinkelbereich zwischen -12° und 12° sowie einen Nickwinkelbereich zwischen -15° und 35° kalibriert. Der Machzahlbereich wurde für jede Ebene so gewählt, wie er anhand der stationären CFD-Berechnungen erwartet wurde. In Ebene 30 zwischen 0.2 und 0.5, in Ebene 31 zwischen 0.5 und 1.1 sowie in Ebene 32 zwischen 0.1 und 0.7.

Nach erfolgreicher Aufnahme der Kalibrierfelder wurden alle fünf Sonden im zugehörigen SVG montiert und die Nullausrichtung bei einer Machzahl von 0.5 am offenen Freistrahldurchgeführt.

Um in den Ebenen 31 und 32 auch in Umfangsrichtung traversieren zu können musste die Messtechnik an der Kette des Außendiffusers teilweise neu ausgerichtet werden, sodass das Diffusorverstellgerät (DVG) nicht blockiert wurde. Aufgrund baulicher Einschränkungen konnte am Ende trotz umfangreicher Maßnahmen lediglich eine Verdrehung um etwa zwei bis drei Passagen der letzten Laufreihe erreicht werden. Die insgesamt 22 Druckmessstellen wurden auf Druckmessumformer für 2.5 und 5 PSI aufgelegt. In Abbildung 2-35 sind die Betriebspunkte im Kennfeld eingetragen, an denen Sondentraversen durchgeführt wurden.

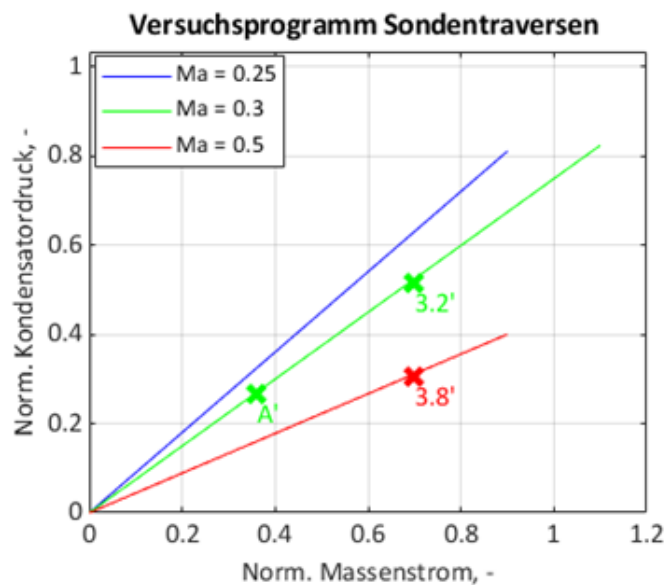


Abbildung 2-35: Betriebspunkte im Kennfeld, an denen Sondentraversen durchgeführt wurden

In radialer Richtung wurden jeweils 12 Positionen gemessen, wobei in der Ebene 30 nach den ersten Sondentraversen die Auflösung auf 36 Positionen erhöht wurde. In Ebene 30 erlaubte die Länge des Sondenschafts eine Vermessung über die komplette Kanalhöhe, in Ebene 32 zwischen 10% und 100% der Kanalhöhe.

Die Auflösung in Umfangsrichtung betrug 2° , hier wurden jeweils sechs Umfangspositionen angefahren, sodass sich in den Ebenen 31 und 32 eine Messmatrix aus 72 Positionen ergab.

Für die numerischen Berechnungen wurde das zuvor gezeigte Standard Setup verwendet. Die Turbulenz wurde mit verschiedenen Ansätzen modelliert. Standardmäßig wurde das SST (Shear Stress Transport) Modell verwendet. Zusätzlich wurden die

Modelle BSL-EARSM (Baseline Explicit Algebraic Reynolds Stress Modell), SA (Spalart Allmaras), SSG RSM (Speziale-Sarkar-Gatski Reynolds Stress Modell) angewandt. Mit allen Modellen konnte allerdings kein signifikanter Einfluss auf die numerischen Ergebnisse festgestellt werden, sodass die im Folgenden gezeigten numerischen Ergebnisse auf dem SST Modell basieren.

Bereits in der Vergangenheit hatte sich bei Messungen in Ebene 31 gezeigt, dass die experimentellen Ergebnisse sich deutlich von der CFD unterscheiden. Dies liegt daran, dass der Einfluss des Sondenschafts im schmalen Axialspalt zwischen Stator und Rotor stärker vorhanden ist, als in den Ebenen 30 und 32. Um die Blockage der vermessenen Passage durch die Sonde zu reduzieren, wurde zusätzlich eine Traverse unter einer signifikanten Anstellung der Sonde in Umfangsrichtung durchgeführt. Dieser Versuch führte jedoch nur zu geringfügigen Verbesserungen. Entsprechend soll im Folgenden nur auf die Ergebnisse aus den Ebenen 30 und 32 eingegangen werden. In Abbildung 2-36 sind die numerischen Ergebnisse für den Gierwinkel in Ebene 30 am Betriebspunkt 3.8' dargestellt.

Im Konturplot ist die Verteilung des Gierwinkels in einer Schaufelpassage in dieser Ebene dargestellt. Negative Werte entsprechend dabei einem Strömungswinkel in Umfangsrichtung entgegen der Drehrichtung, positive Werte in Drehrichtung des Rotors. Hier wird bereits deutlich, dass der Gierwinkel eine starke Abhängigkeit von der Umfangsposition aufweist.

Im rechten Diagramm der Abbildung sind deshalb für vier verschiedene Umfangspositionen die radialen Verläufe des Gierwinkels über die Kanalhöhe dargestellt. Die schwarze gestrichelte Linie gibt den umfangsgemittelten Verlauf an.

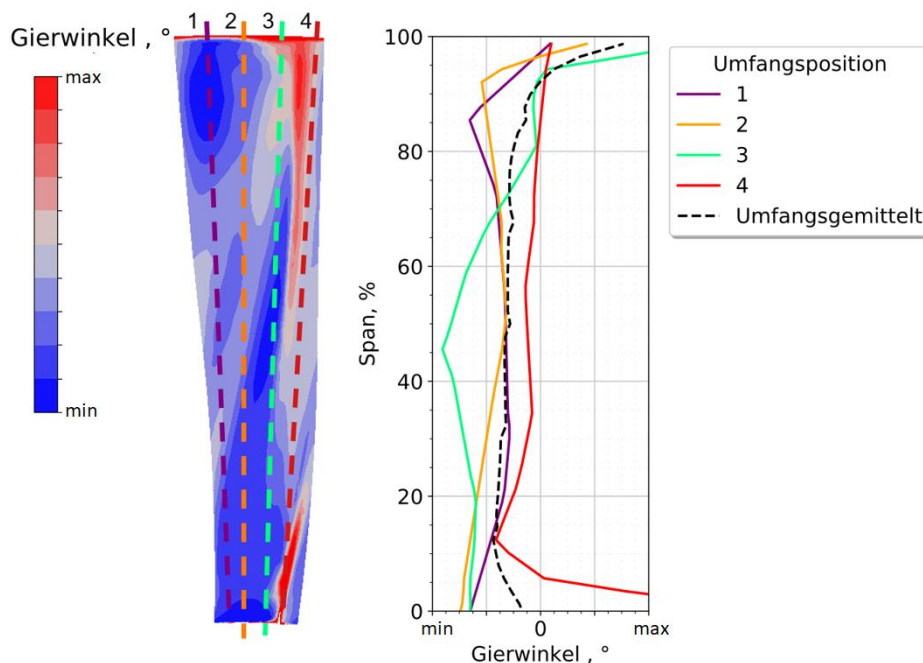


Abbildung 2-36: Numerische Berechnung des Gierwinkels (Ebene 30, BP 3.8'), links: Konturplot auf der Auswerteebene, rechts: radiale Verläufe an vier Umfangspositionen (farbig) sowie umfangsgemittelter Verlauf (schwarz)

Da in Ebene 30 im Experiment keine Traversierung in Umfangsrichtung möglich ist, liegen dort nur Daten an einer Umfangsposition vor, die sich etwa mittig in der Passage befindet. Um einen Eindruck über die Variation der verglichenen Größen zu bekommen, werden in den folgenden Diagrammen die entsprechenden Wertebereiche der CFD, die sich aus den verschiedenen Umfangspositionen ergeben, schattiert dargestellt.

In den fünf Diagrammen in Abbildung 2-37 sind die Verläufe folgender Größen des Strömungsfelds in Ebene 30 über die Kanalhöhe dargestellt: statischer Druck, Totaldruck, Machzahl, Gierwinkel und Nickwinkel. Die schwarze Linie zeigt die umfangsgemittelten CFD-Ergebnisse an. Zu größeren Abweichungen zwischen Experiment und Numerik kommt es im Nabebereich und im Spitzenspalt, welche am deutlichsten im Gierwinkel auftreten. Insgesamt zeigen die experimentellen Daten eine zufriedenstellende Übereinstimmung mit den numerischen Ergebnissen, insbesondere unter Berücksichtigung der Streubereiche, die auf den unterschiedlichen Umfangspositionen der CFD-Auswertung beruhen. Ein ähnliches Bild zeigt sich in Ebene 30 für die Vergleiche am Betriebspunkt 3.8' mit identischem Massenstrom, die in Abbildung 2-38 zu sehen sind. Beim Vergleich der Ergebnisse können zwischen den beiden Betriebspunkten kaum Unterschiede festgestellt werden. Die Expansion über die ersten beiden

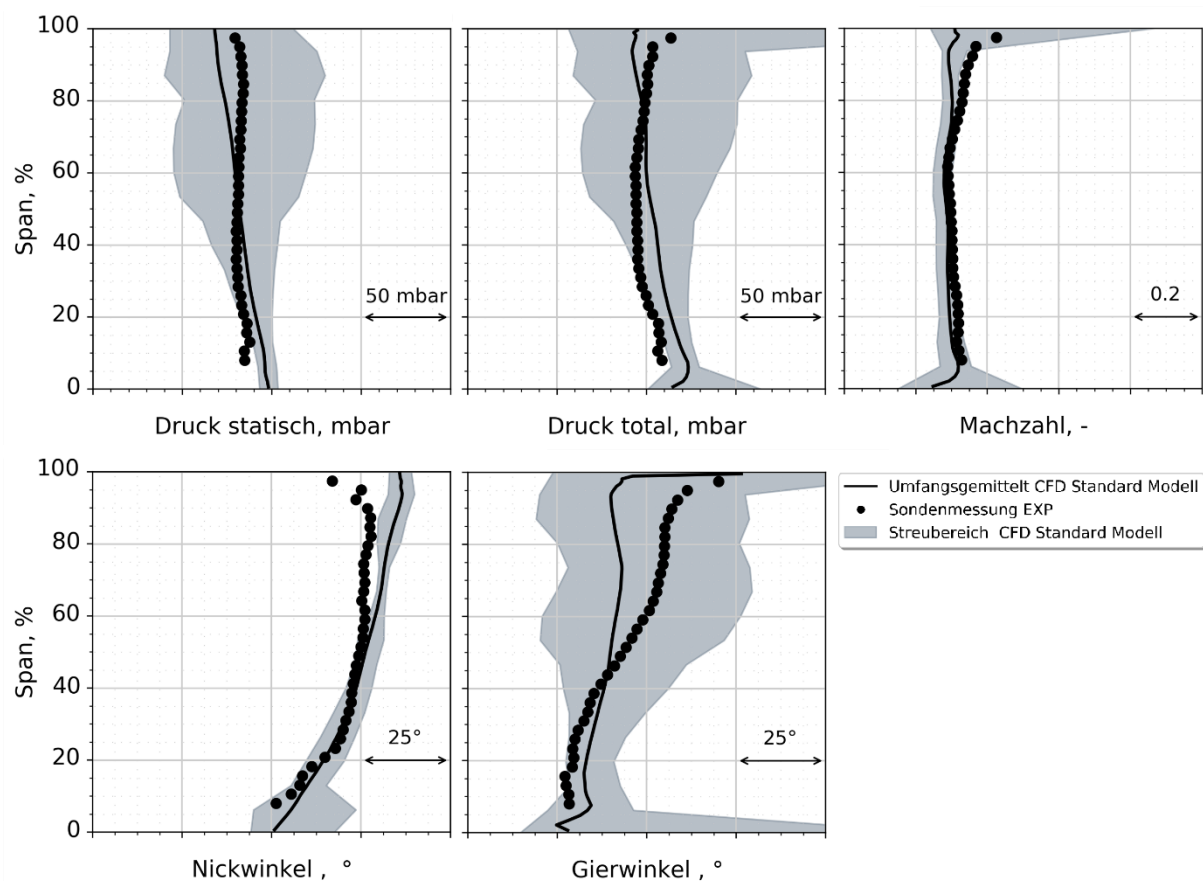


Abbildung 2-37: Ebene 30, Betriebspunkt 3.2': Vergleich Experiment (schwarze Punkte) zu CFD (schwarze Linie) für den radialen Verlauf von statischem Druck, Totaldruck, Machzahl, Nickwinkel und Gierwinkel. Die schattierten Flächen stellen die Streubereiche der CFD unter Berücksichtigung verschiedener Umfangspositionen dar.

Stufen verläuft bei beiden Betriebspunkten nahezu identisch. Die stärkere Beschleunigung auf die höhere Abströmmachzahl infolge des geringeren Kondensatordruck am Betriebspunkt 3.8' erfolgt dabei ausschließlich in der Endstufe.

Für Ebene 32 sind die Vergleiche in Abbildung 2-39 (Betriebspunkt 3.2') und Abbildung 2-40 (Betriebspunkt 3.8') dargestellt: die Darstellung der numerischen und experimentellen Ergebnisse ist hier identisch zur Darstellung in Ebene 30, lediglich bei den experimentellen Ergebnissen gibt es sowohl schwarze als auch graue Punkte. Die schwarzen Punkte stellen die Daten aus der Sonde im Oberteil dar, die grauen Punkte die Daten aus dem Unterteil. Aus Zeitgründen waren nur am Betriebspunkt 3.8' Traversen in Umfangsrichtung möglich. Deshalb ist für den Betriebspunkt 3.2' in Abbildung 2-39 nur ein Punkt pro Radialposition eingetragen, während für den Betriebspunkt 3.8' in Abbildung 2-40 sechs Punkte pro Radialposition aus den verschiedenen Umfangspositionen vorliegen.

Die Sonden befanden sich beim Traversieren in etwa auf der 2-Uhr-Position (Oberteil) bzw. auf der 8-Uhr-Position (Unterteil) in Richtung der Hauptströmung. Der numerisch bestimmte Totaldruck zeigt bei beiden Betriebspunkten eine gute Übereinstimmung mit dem Experiment. Der numerisch bestimmte statische Druck wird bei beiden Betriebspunkten in der Numerik unterschätzt. Der gemessene statische Druck ist über

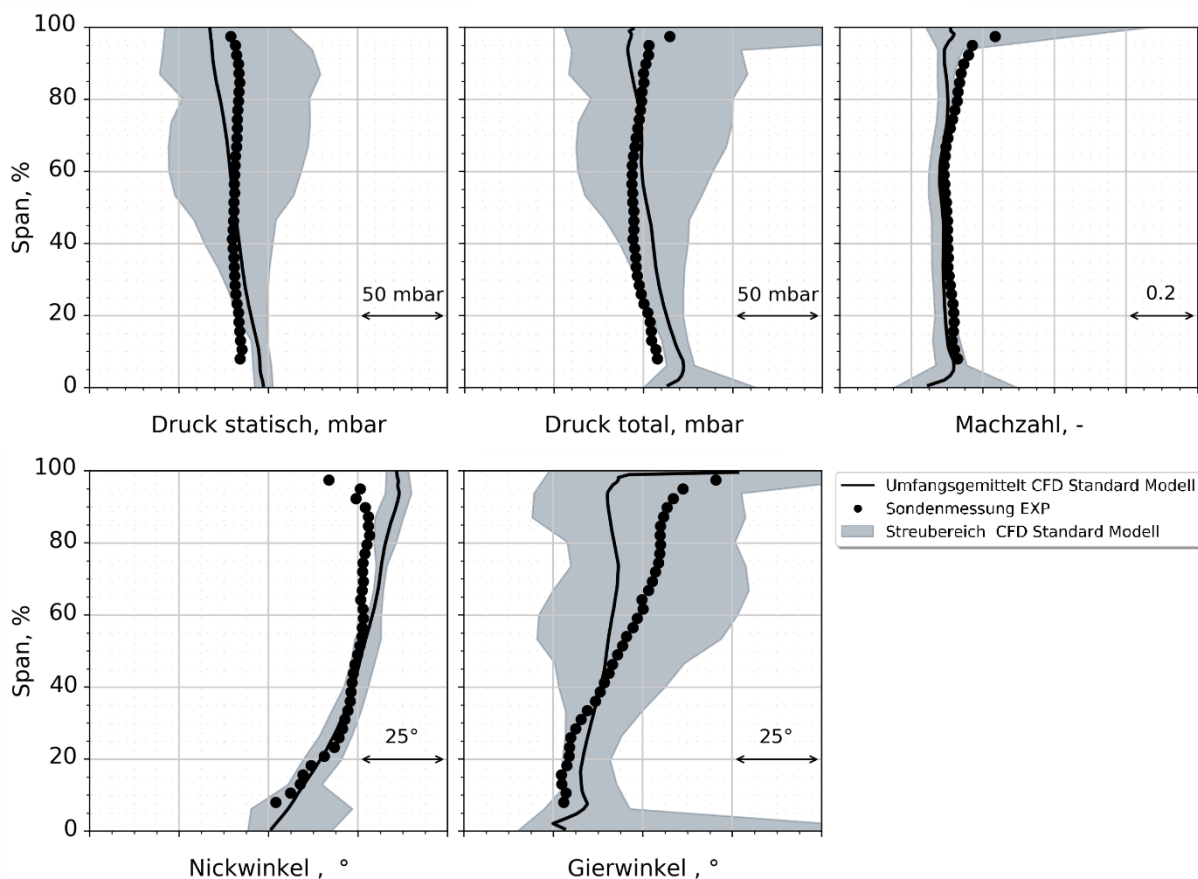


Abbildung 2-38: Ebene 30, Betriebspunkt 3.8': Vergleich Experiment (schwarze Punkte) zu CFD (schwarze Linie) für den radialen Verlauf von statischem Druck, Totaldruck, Machzahl, Nickwinkel und Gierwinkel. Die schattierten Flächen stellen die Streubereiche der CFD unter Berücksichtigung verschiedener Umfangspositionen dar

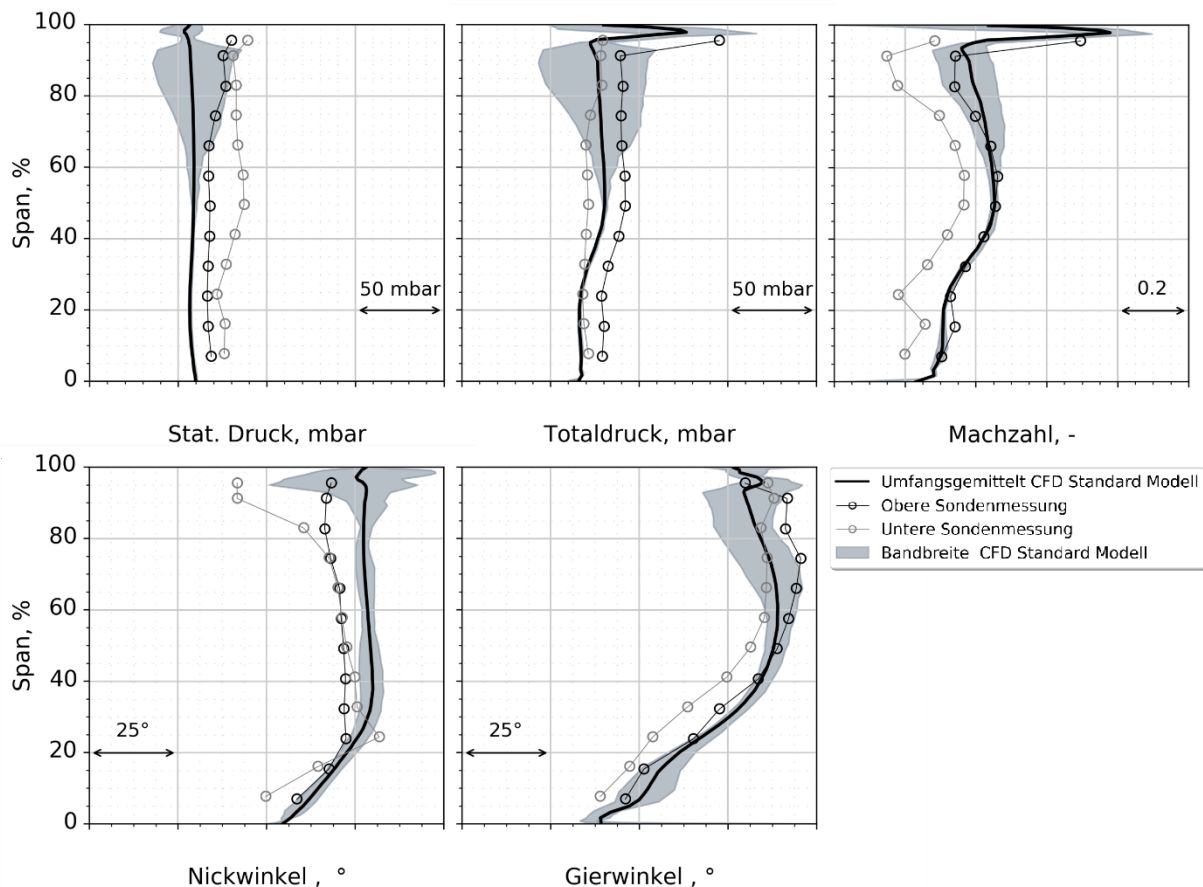


Abbildung 2-39: Ebene 32, Betriebspunkt 3.2': Vergleich Experiment (schwarze Kreise Sonde im Oberteil, graue Kreise Sonde im Unterteil) zu CFD (schwarze Linie) für den radialen Verlauf von statischem Druck, Totaldruck, Machzahl, Nickwinkel und Gierwinkel. Die schattierten Flächen stellen die Streubereiche der CFD unter Berücksichtigung verschiedener Umfangspositionen dar

die gesamte Kanalhöhe größer als der numerisch bestimmte statische Druck. Die gemessenen statischen Drücke sind im Unterteil etwas höher als im Oberteil. Dies führt dazu, dass der dynamische Druck als Differenz zwischen statischem Druck und Totaldruck im Experiment fast immer geringer ist als in der Numerik. Dies zeigt sich in den Verläufen der Machzahl. Quantitativ stimmen die Werte aus Experiment und Numerik nur am Betriebspunkt 3.2' für die Sonde im Oberteil gut überein. Im Unterteil sowie am Betriebspunkt 3.8' generell sind die experimentell bestimmten Strömungsgeschwindigkeiten geringer. Allerdings wird der qualitative Verlauf der Machzahlen vor allem im Betriebspunkt 3.2' sehr gut durch die Numerik vorhergesagt. In Umfangrichtung liegt zumindest in den vermessenen Bereichen keine große Variation vor, was die geringe Streuung der Messdaten am Betriebspunkt 3.8' verdeutlicht. Der Verlauf des Gierwinkels kann insbesondere für den Betriebspunkt 3.8' mit der Numerik gut vorhergesagt werden. Dagegen treten im Nickwinkel stärkere Abweichungen zwischen Experiment und CFD auf. Ein Grund für die Abweichungen könnte sein, dass in der Numerik ein umfangsymmetrischer Diffusor modelliert wurde. Dieser repräsentiert somit nicht die reale, asymmetrische Geometrie des Abdampfgehäuses. Die Abströmung im Unterteil entspricht dabei eher den Verhältnissen im Modell, da dort die Strömung direkt in den Kondensator geleitet wird und keine radiale Richtungsumkehr erfährt. Jedoch stimmen die Messergebnisse aus dem Oberteil besser mit der Numerik

überein. Um diesem zunächst unplausiblen Verhalten auf den Grund zu gehen, werden in Zukunft zusätzliche CFD-Rechnungen mit dem asymmetrischen Abdampfgehäuse geplant.

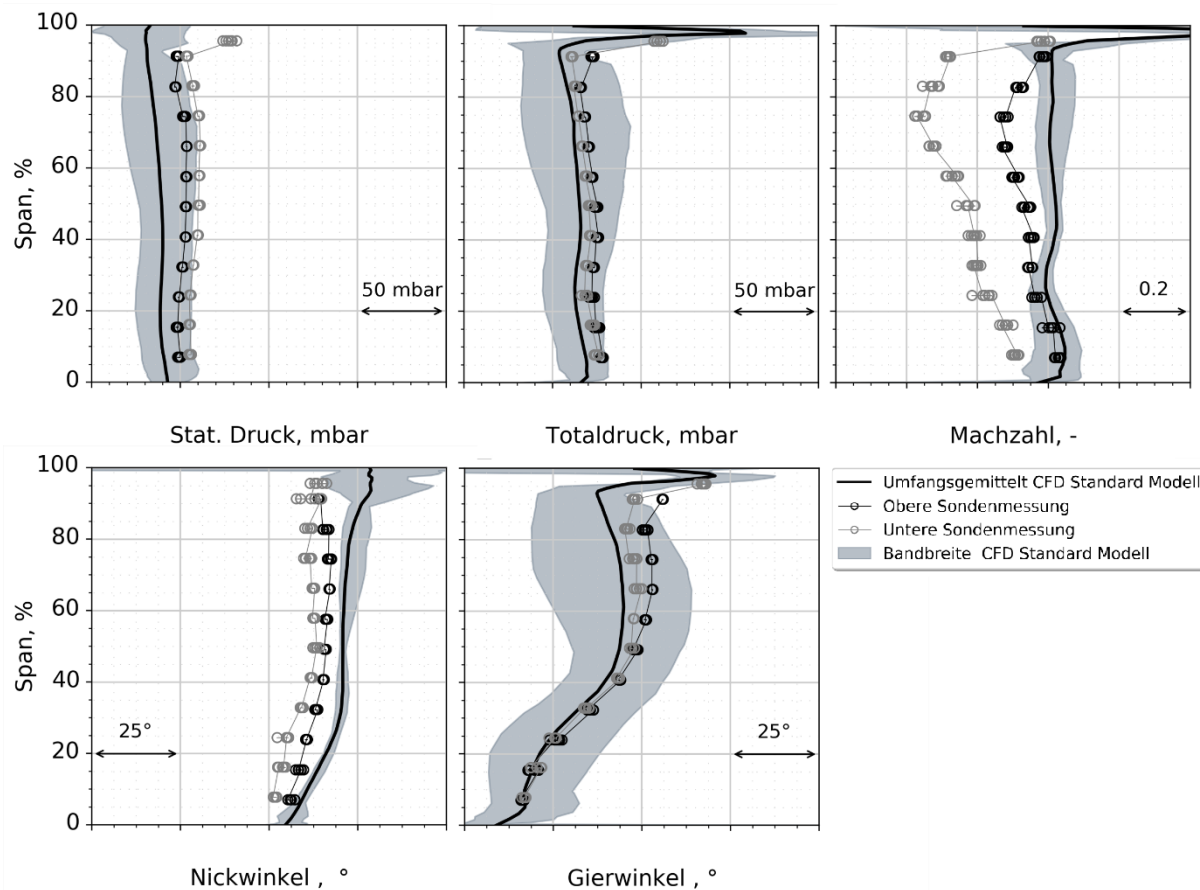


Abbildung 2-40: Ebene 32, Betriebspunkt 3.8': Vergleich Experiment (schwarze Kreise Sonde im Oberteil, graue Kreise Sonde im Unterteil) zu CFD (schwarze Linie) für den radialen Verlauf von statischem Druck, Totaldruck, Machzahl, Nickwinkel und Gierwinkel. Die schattierten Flächen stellen die Streubreite der CFD unter Berücksichtigung verschiedener Umfangspositionen dar

2.5.4 Dämpfungsbestimmung

Experimentell wurden die aerodynamischen Dämpfungen mit der Magnetanregung bestimmt. Numerisch erfolgten die Rechnungen mittels TRACE HB sowie linTRACE. Die CFD-Berechnungen erfolgten mit dem zuvor beschriebenen Standard Setup. Abbildung 2-42 zeigt die numerisch ermittelten Dämpfungskurven aus TRACE HB (orangene Kreise) und linTRACE (lila Dreiecke). Dargestellt ist die normierte Aerodämpfung am Betriebspunkt bei $Ma = 0.3$ und einem normierten Massenstrom von 0.7. Zusätzlich sind die an diesem Betriebspunkt mittels Magnetanregung experimentell ermittelten Aerodämpfungen als blaue Kreuze eingetragen. Auf die Darstellung der Dämpfungen aus der Piezoanregung wurde verzichtet, da zum Abschluss des Projekts die Auswertung noch nicht abgeschlossen werden konnte.

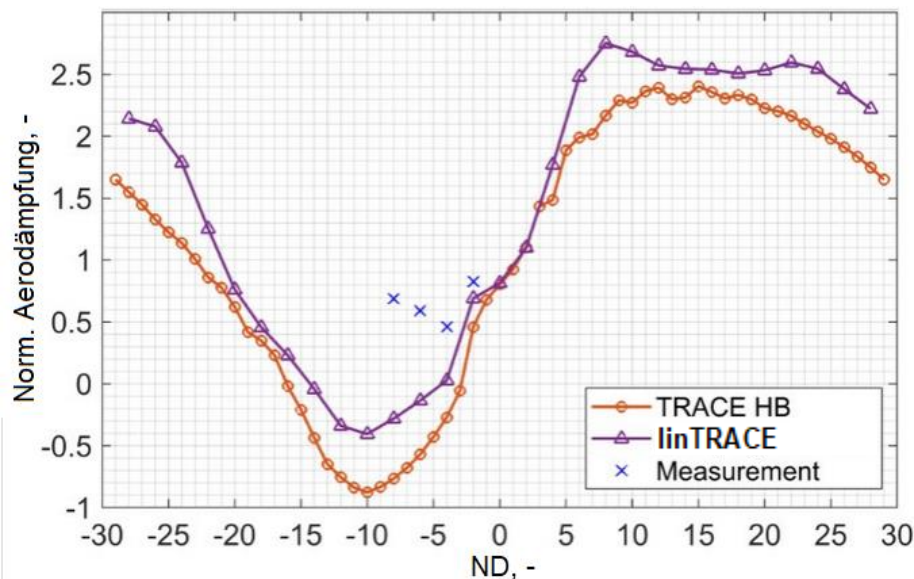


Abbildung 2-41: Dämpfungskurven der numerischen Berechnungen für verschiedene Ansätze (orange: TRACE HB, lila: linTRACE) und Vergleich mit experimentellen Ergebnissen (blau)

Zwischen den beiden Dämpfungskurven aus den unterschiedlichen numerischen Verfahren zeigt sich eine relativ gute Übereinstimmung. Die geringste Aerodämpfung wird für denselben Knotendurchmesser -10 vorhergesagt. Der Bereich instabiler Knotendurchmesser (negative Aerodämpfung) liegt zwischen ND -16 und ND -3 (TRACE HB) bzw. ND -14 und ND -4 (linTRACE). Auch sonst ähneln sich die qualitativen Verläufe der beiden Kurven. Die Dämpfungswerte aus linTRACE liegen allerdings bis auf einen kleinen Bereich (ND 0 bis ND 4) immer über den Werten aus TRACE HB.

Generell zeigen die numerischen Ergebnisse geringere Aerodämpfungen als das Experiment und bieten damit eine für diesen Fall konservative Abschätzung. Die experimentellen Werte liegen zwar in der erwarteten Größenordnung, jedoch liegt nur für die Knotendurchmesser ND -2 und ND -4 eine gute Übereinstimmung zur Numerik vor. Für die Knotendurchmesser ND -6 und ND -8 steigen die experimentellen Werte in Richtung negativer ND bereits wieder an, während die Kurven der Numerik ihr Minimum noch nicht erreicht haben und weiter sinken.

Die Gründe für die Unterschiede zwischen Numerik und Experiment konnten zum Abschluss des Projekts noch nicht identifiziert werden. Eine Ursache für die Abweichun-

gen könnte an der fehlenden Berücksichtigung des Mistunings in der numerischen Modellierung sein. Diese Vermutung konnte im Rahmen des Projekts jedoch noch nicht überprüft werden.

Zusätzlich sollten in dem geplanten Arbeitspaket „Robuste Dämpfungsbestimmung“ die Messdaten der instationären Drucksensoren verwendet werden, um die numerischen Verfahren genauer validieren zu können und ein robustes Verfahren zur numerischen Dämpfungsbestimmung zu entwickeln. Auch sollten so weitere mögliche Hinweise auf Ursachen der oben genannten Abweichungen zwischen experimentell und numerisch ermittelten Dämpfungen identifiziert werden. Wie in Abschnitt 2.2.3 zur Qualifizierung der Drucksensoren erläutert wurde, waren in der Modellturbine nur für einen kurzen Zeitraum ausreichend viele Sensoren noch intakt, um experimentelle Daten mit den Drucksensoren aufzunehmen. Aufgrund dieser Defekte war keine Validierung oder zumindest ein Vergleich mit den Ergebnissen der instationären CFD-Berechnungen möglich. Entsprechend war die Entwicklung eines robusten Verfahrens zur Dämpfungsbestimmung nicht möglich und das Arbeitspaket konnte nicht erfolgreich abgeschlossen werden.

2.6 Schlussfolgerung und Ausblick

Im Rahmen dieses Projektes wurde der instationäre Betrieb von Niederdruckdampfturbinen-Endstufen untersucht. Das Projekt enthielt dabei sowohl experimentelle als auch numerische Arbeitspakete.

Ein zentrales Ziel des Vorhabens war die Messung instationärer Schaufeldrücke auf den Laufschaufeln einer Modellturbine. Hierzu war die Qualifizierung geeigneter instationärer Drucksensoren notwendig, da sich diese unter Einfluss von Fliehkraft und Schaufelschwingungen versteifen und verformen. Um diese beiden Effekte getrennt voneinander untersuchen zu können, wurde am ITSM der Universität Stuttgart ein Prüfstand aufgebaut um mittels Schleuderversuchen Änderungen der Sensitivität sowie Nullpunktverschiebungen zu ermitteln. Der Einfluss der Schaufelbewegung in Folge von Schaufelschwingungen auf den Sensor erfolgte über Anregungsversuche im Wuchtbunker bei Bedingungen nahe Vakuum. Diese Versuche konnten erfolgreich durchgeführt werden und die Sensoren in verschiedenen Einbaulagen für den Einsatz unter Dampf qualifiziert werden.

Bei den anschließenden Versuchsfahrten in der Modellturbine konnten nur über einen kurzen Zeitraum Messdaten generiert werden. Als Schwachstelle stellte sich vor allem die Kabelführung sowie die Verbindung zwischen den Kabeln und den Sensoren heraus. Im Folgeprojekt soll der gleiche, bereits qualifizierte Sensortyp zum Einsatz kommen und mit den Erfahrungen aus diesem Projekt eine längere Lebenszeit der Instrumentierung erreicht werden.

Des Weiteren fanden Anregungsversuche zur experimentellen Dämpfungsbestimmung statt. Dabei kamen die beiden im Vorgängerprojekt entwickelten Anregungssysteme, die Magnetanregung und die Piezoanregung, zum Einsatz. Die Magnetanregung erfolgte wie zuvor per linearer Frequenzsweeps. Für drei Machzahlen zwischen 0.25 und 0.5 wurden an mehreren Betriebspunkten Anregungsversuche durchgeführt, so dass sich aus den ermittelten Gesamtdämpfungen die mechanischen und aerodyna-

mischen Anteile reproduzierbar bestimmen ließen. Aufgrund des weiterhin beschränkten Bereichs der Anregungsfrequenz war dieses Verfahren nur für vier Knotendurchmesser möglich.

Bei der Anregung über Piezoaktuatoren stellte sich heraus, dass es mit der verwendeten Steuerung nicht möglich war, gezielte Phasenwinkel zwischen den Schaufeln einzustellen. Mit einem neuen Ansatz über Schwebungseffekte zwischen zwei Nachbarschaufel wurde eine Methodik entwickelt, die es erlaubt für alle Knotendurchmesser der Dämpfungskurve einen Dämpfungswert zu bestimmen. Dieses Verfahren ist allerdings zukünftig noch hinsichtlich seiner Genauigkeit und Robustheit zu bewerten.

Auf numerischer Seite wurden zunächst stationäre Real- und Idealgasrechnungen durchgeführt. Diese zeigten eine hervorragende Übereinstimmung mit den experimentellen Betriebsdaten. Im Rahmen der Experimente wurden die drei Ebenen der Endstufe zusätzlich mit pneumatischen Sonden traversiert, wodurch zusätzliche Validierungsdaten für die CFD-Berechnungen gewonnen werden konnten.

Aufgrund dieser erfolgreichen Validierung wurden die entsprechenden Randbedingungen für die instationären Dämpfungsrechnungen verwendet. Dabei kamen zwei unterschiedliche Verfahren zum Einsatz: Das frequenzbereichsbasierte Verfahren TRACE Harmonic Balance, sowie das zeit-linearisierte Verfahren linTRACE. Mit beiden Verfahren war die Berechnung der Dämpfungskurve möglich. Dabei ergaben sich leichte quantitative Unterschiede zwischen den Methoden, während der qualitative Verlauf sowie die Vorhersage des Knotendurchmessers der geringsten aerodynamischen Dämpfung gut übereinstimmten. Im Experiment wurden die geringsten aerodynamischen Dämpfungen jedoch deutlich oberhalb der numerisch vorhergesagten Dämpfungen ermittelt, was eine sehr konservative Vorhersage durch die Numerik verdeutlicht. Die genaue Ursache für diese Unterschiede konnte im Rahmen des Projektes jedoch nicht aufgefunden werden.

Das letzte numerische Arbeitspaket hatte die Entwicklung eines robusten Verfahrens zur Dämpfungsbestimmung anhand instationärer Schaufeldrücke als Ziel. Da hier wie zuvor beschrieben keine ausreichende Datenbasis aus den Versuchen vorlag, konnte dieses Arbeitspaket nicht erfolgreich abgeschlossen werden.

Im Folgeprojekt TurboHyTec (FKZ: 03EE5158D) liegt der Fokus auf rotierenden Instabilitäten und wie diese durch (anti-)zyklisch-symmetrische Designmerkmale beeinflusst oder sogar unterdrückt werden können. In den experimentellen Untersuchungen sollen erneut instationäre Drucksensoren auf den Laufschaufeln verwendet werden und somit die in diesem Projekt gemachten Erfahrungen angewandt werden.

3. Die wichtigsten Positionen des zahlenmäßigen Nachweises

Die wichtigsten Positionen von Siemens Energy umfassen die Aufwendungen zur Vorbereitung des Versuchsträgers, die ca. 25% der Gesamtaufwendungen ausmachen. Weiterhin entfallen auf die instationären CFD-Analysen sowie auf die Festlegung des Versuchsprogramms und die Bewertung/Dokumentation der Ergebnisse jeweils ca. 10 % der Gesamtaufwendungen.

Für die Vorbereitung, Durchführung und Auswertung der Modellturbinenversuche fielen Aufwendungen von ca. 50% der Gesamtaufwendungen am ITSM an. Die Arbeitspakete zum Schleuderversuch umfassten ca. ein Drittel, die numerischen Arbeitspakete etwa 15% der Gesamtaufwendungen.

4. Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit

Um das Ziel der Erzeugung einer umfangreichen experimentellen Datenbasis hinsichtlich aerodynamischer Dämpfungen und Anregungen zu erreichen, mussten instationäre Drucksensoren für den Einsatz auf Laufschaufeln qualifiziert werden. Dazu war die Entwicklung eines eigenen Prüfstands notwendig (vgl. Kap. 2.2). Zur Bestimmung der aerodynamischen Dämpfungen wurden die im vorangegangenen Projekt entwickelten Schaufelanregungssysteme basierend auf Magneten und Piezoaktuatoren angewandt.

Zur Realisierung eines konstanten Phasenversatzes zwischen zwei benachbarten Schaufeln mit der Piezoanregung wurden im Gegensatz zum vorangegangenen Projekt Piezoaktuatoren auf mehreren benachbarten Schaufeln appliziert. Zudem wurde ein auf einer Schwebung zwischen zwei schwingenden Schaufeln basierendes Anregungsverfahren entwickelt, um alle IBPA einstellen zu können, auch wenn dies nicht stationär möglich war (vgl. Kap. 2.4.2).

Für die Anwendung und Optimierung der numerischen Verfahren waren umfangreiche Sondentraversen notwendig. Die dabei erhaltenen Messdaten dienen sowohl als Randbedingungen als auch Validierungsdaten für die Numerik.

Die Zusammenarbeit mit dem ITSM war notwendig, um den dort zur Verfügung stehenden Endstufenversuchsstand mit der zur Verfügung stehenden Messtechnik und Infrastruktur zu nutzen. Mit diesem Versuchsstand konnten die oben genannten Messverfahren unter realen Betriebsbedingungen in einer skalierten Niederdruck Endstufe angewandt werden.

Die Daten sind notwendig, um die numerischen Berechnungsmethoden und Tools zu validieren und somit die Vorhersagegenauigkeit aerodynamischer Dämpfungen und Anregungen zu verbessern.

5. Verwertbarkeit der Ergebnisse

Durch die Qualifizierung können die instationären Drucksensoren in nachfolgenden Projekten in der Modellturbine eingesetzt werden. Somit wurde ein einzigartiger Prüfstand geschaffen, bei dem im rotierenden System unter Dampfbedingungen instationäre Schaufeldrücke gemessen werden können. In Nachfolgeprojekten können die so qualifizierten Sensoren direkt eingesetzt werden. Die ermittelten Messdaten können

ebenso wie die in diesem Projekt erzeugten reproduzierbaren Ergebnisse der experimentell bestimmten aerodynamischen Dämpfungen für die Validierung und Verbesserung der numerischen Berechnungsmethoden und -tools eingesetzt werden. Somit kann die Vorhersagegenauigkeit der aerodynamischen Dämpfungen und Anregungen bei modernen trans- und supersonischen Endstufenlaufschaufeln verbessert werden. Diese Ergebnisse tragen daher zum sicheren Betrieb von Dampfturbinen bei, die durch den steigenden Anteil an erneuerbaren Energien flexibler und in einem größeren Betriebsbereich bei steigenden Massenstromdichten betrieben werden.

Daraus ergibt sich zudem die Möglichkeit für einen gesteigerten Wirkungsgrad, indem der Strömungsquerschnitt der Endstufenlaufschaufeln vergrößert wird. Die damit verbundene höhere Schwinganfälligkeit solcher Schaufeln kann mit den neuen Erkenntnissen und somit genaueren Vorhersage beherrscht werden, sodass die Verwendung dieser optimierten Schaufeln zukünftig ermöglicht wird.

6. Fortschritt bei anderen Stellen während der Durchführung des Vorhabens

Während des Vorhabens wurde in zwei Projekten der AG-Turbo an Themen gearbeitet, die inhaltlich die Arbeiten in diesem Vorhaben ergänzen. In dem AG-Turbo Projekt COOREFLEX-Turbo 4.1.12 „Akustische Schaufelschwingungsanregung im rotierenden System“ (FKZ 03ET2012A) wurde die aerodynamische Dämpfung einer einstufigen luftbetriebenen Modellturbine experimentell und numerisch bestimmt. Die Untersuchungen wurden an einer Blisk (Blade integrated Disk) durchgeführt, um eine Reibdämpfung an den Fügstellen zwischen Schaufelfuß und Rotorhut auszuschließen und somit ausschließlich die aerodynamische Dämpfung zu bestimmen. Die Anregung der Schaufelreihe erfolgte mit einer akustischen Anregung. Die experimentellen Ergebnisse zeigen vor allem für positive Knotendurchmesser eine sehr gute Übereinstimmung mit den numerischen Ergebnissen, sodass eine quantitative Bestimmung der Aerodämpfung möglich war.

In dem AG-Turbo Projekt COOREFLEX-Turbo 4.1.2 „Untersuchung von aerodynamisch-aeroelastisch optimierten Turbinenschaufelprofilen für sehr hohe Machzahlen“ (FKZ 03ET7021A) werden experimentelle Untersuchungen an einem Ringgitter-Windkanal für hohe Machzahlen des DLR Göttingen durchgeführt. Der Fokus bei diesen Untersuchungen liegt insbesondere auf dem Einfluss des Verdichtungsstoßes auf die aerodynamische Dämpfung. Dazu gibt es am DLR auch noch ein Nachfolgeprojekt mit dem Titel „SchauTex AP 1.1: Aeroelastik von Turbinenendstufenschaufeln bei starker Lastvariabilität“ (0324292C).

7. Erfolgte und geplante Veröffentlichungen

Der Projektfortschritt sowie die jeweils erzielten Projektergebnisse wurden regelmäßig auf den Arbeitskreissitzungen der „AG-Turbo“ vorgestellt:

- AG-Turbo Arbeitskreissitzung am 25.02.2021 (Online): Kurzvorstellung des Projekts: Projektziele, geplante Arbeiten
- AG-Turbo Arbeitskreissitzung am 07.10.2021 (Online): Vorüberlegungen und Konzept zur Qualifizierung instationärer Drucksensoren unter Drehzahl

- AG-Turbo Arbeitskreissitzung am 23.03.2022 (Online): Auslegung und Aufbau des Schleuderversuchs zur Qualifizierung instationärer Drucksensoren unter Drehzahl
- AG-Turbo Arbeitskreissitzung am 10.10.2022 in Cottbus: Vorstellung erster Ergebnisse aus dem Schleuderversuch
- AG-Turbo Arbeitskreissitzung am 23.03.2023 in Köln: Messungen mit instationären Drucksensoren am ESTV in Teillast und während Magnetanregung
- AG-Turbo Arbeitskreissitzung am 29.11.2023 in Bochum: Finale Ergebnisse der Qualifizierung instationärer Drucksensoren
- AG-Turbo Arbeitskreissitzung am 07.03.2024 in Darmstadt: Dämpfungsbestimmung aus Magnetanregung, Inbetriebnahme Piezomodul, Validierung der stationären CFD Berechnungen
- AG-Turbo Arbeitskreissitzung am 08.10.2024 in Dresden: Finale Ergebnisse der Magnetanregung, Sondentraversen, Vorversuche TurboHyTec AP 3.1a&b
- AG-Turbo Arbeitskreissitzung am 06.03.2025 in Köln: Abschlussvortrag des Projekts

Die Ergebnisse der Qualifizierung der instationären Drucksensoren wurden am 26.11.2023 auf der International Gas Turbine Conference (IGTC) in Kyoto, Japan präsentiert. Eine Veröffentlichung mit dem Titel „On the Influence of Centrifugal Forces and Blade Vibration on Unsteady Pressure Transducers Applied on Rotating Steam Turbine Blades“ wird im International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems (JGPP) erfolgen.

Literatur

- [1] Sigg, R., & Rice, T. (2015). The Characteristics of rotating instabilities in low pressure steam turbines at low volume flow operation. In ASME Turbo Expo 2015, Paper no. GT2015-43211
- [2] Megerle, B., McBean, I., Rice, T. S., & Ott, P. (2014). Unsteady aerodynamics of low-pressure steam turbines operating under low volume flow. *Journal of turbomachinery*, 136(9)
- [3] Megerle, B., Rice, T. S., McBean, I., & Ott, P. (2015). Turbulent scale resolving modelling of rotating stall in low-pressure steam turbines operated under low volume flow conditions. In ASME Turbo Expo 2015, Paper no. GT2015-42498
- [4] Haller, B. R., Rice, T. S., Sigg, R. (2016). Alleviation of Rotating Pressure Oscillations in the Last LP Turbine Stage During Low-Load Conditions. In ASME Turbo Expo 2016, Paper no. GT2016-56088
- [5] Bölcs, A.; Suter, P.: *Transonische Turbomaschinen*, Verlag G. Braun, 1986
- [6] Jutras, R.R.; Stallone, M.J.: *Experimental Investigation of Flutter in Midstage Compressor Designs*, AIAA Journal, Vol. 18 (10), 1981
- [7] Srinivasan, A.V., Fabunmi, J.A.: *Cascade Flutter Analysis of Cantilevered Blades*, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol.106 (36), 1984
- [8] Kielb, R.E; Kaza, K.R.: *Flutter of Swept Fan Blades*, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 107, 1985
- [9] Neft, H.G.; Franconville, G.: *Neue Dampfturbinenkonzepte für höhere Eintrittsparameter und längere Endschaufeln*, *VGB Kraftwerkstechnik*, Nr. 73 (5), 1993
- [10] Gloger, M.; Jansen, M.; Neumann, K.: *Zur Auslegung von ND-Beschaufelungen von Dampfturbinen*, *VGB Kraftwerkstechnik*, Nr. 69 (8), 1989
- [11] Bettentrup, J., Stüer, H., Richter, C., David, W., and Deckers, M, "Power plants – Titanium blades- Development of 16 square meter low pressure blading for steam turbines", *BWK – Energie-Fachmagazin*, 59 (6) pp. 46-49, 2007
- [12] Sayma, A.I.; Vahdati, M.; Imregun, M.: *Whole-assembly flutter analysis of a low-pressure turbine blade*, *Aeronautical Journal*, Paper No. 2381, 1998
- [13] Panovsky, J.; Kielb, R.E.: *A Design Method to Prevent Low Pressure Turbine Blade Flutter*, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 122, 2000
- [14] Nowinski, M.; Panovsky, J.: *Flutter Mechanisms in Low Pressure Turbine Blades*, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 122, 2000
- [15] Kielb, R.E.; Barter, J.; Chernycheva, O.; Fransson, T.: *Flutter of Low Pressure Turbine Blades with Cyclic Symmetric Modes: A Preliminary Design Method*, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 126, 2004
- [16] Kielb, J.J.; Abhari, R.S.: *Experimental Study of Aerodynamic and Structural Damping in a Full-Scale Rotating Turbine*, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 125, 2003

- [17] Cinella, P.; De Palma, P.; Pascazio, G.; Napoletano, M.: A Numerical Method for Turbomachinery Aeroelasticity, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 126, 2004
- [18] McBean, I.; Hourigan, K.; Thompson, M.; Liu, F.: Prediction of Flutter of Turbine Blades in a Transonic Annular Cascade, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 127, 2005
- [19] Bölcs, A.; Fransson, T.: Aeroelasticity in Turbomachines – Comparison of Theoretical and experimental Cascade Results, *Communication du Laboratoire de Thermique Appliquée et des Turbomachines*, No.13, EPFL, Lausanne, 1986
- [20] Montgomery, M.; Tartibi, M.; Eulitz, F.; Schmitt, S.: Application of Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity in Heavy-Duty Gas Turbines, *Proc. ASME Turbo-Expo 2005*, Paper no. GT2005-68813
- [21] Waite, J. J., Kielb, R. E. (2016). The impact of blade loading and unsteady pressure bifurcations on low-pressure turbine flutter boundaries. *Journal of Turbomachinery*, 138(4)
- [22] Peeren, C., & Vogeler, K. (2017). Geometrical Modification of the Unsteady Pressure to Reduce Low-Pressure Turbine Flutter. *Journal of Turbomachinery*, 139(9)
- [23] Huang, X.Q.; He, L.; Bell, D.L.: Influence of upstream stator on rotor flutter stability in a low pressure steam turbine stage, *J. Power and Energy*, Vol. 220, 2006
- [24] Chen, T., Patel, K., & Millington, P. (2012). Combined effects of both axial gap and blade count ratio on the unsteady forces of a steam turbine stage. *Proc. ASME Turbo Expo 2012*, Paper no. GT2012-68874
- [25] Chen, T., Rogerson, J., & Patel, K. (2013). Effects of both axial gap and blade count ratio on the forced response of a steam turbine stage. In *ASME Turbo Expo 2013*, Paper no. GT2013-94714
- [26] Rice, T.; Bell, D.; Singh, G.: Identification of the Stability Margin between Safe Operation and the Onset of Blade Flutter, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 131, 2009
- [27] Petrie-Repar, P.; Makhnov, V.; Shabrov, N.; Smirnov, E.; Galaev, S.; Eliseev, K.: Advanced Flutter Analysis of a Long Shrouded Steam Turbine Blade, *Proc. ASME TurboExpo 2014*, Paper no. GT2014-26874
- [28] Holzinger, F., Wartzek, F., Schiffer, H. P., Leichtfuß, S., Nestle, M. (2016). Self-Excited Blade Vibration Experimentally Investigated in Transonic Compressors: Acoustic Resonance. *Journal of Turbomachinery*, 138(4)
- [29] Vogt, D. (2012). Current research on turbomachinery flutter within the EU collaborative research project FUTURE. In *13th International Symposium on Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics and Aeroelasticity of Turbomachines (IS-UAAAT 13)*, Tokyo, Sept (pp. 11-14).
- [30] Fuhrer, C., Grübel, M., Vogt, D. M., & Petrie-Repar, P. (2016). The Influence of Non-Equilibrium Wet Steam Effects on the Aeroelastic Properties of a Turbine Blade Row. In *ASME Turbo Expo 2016*, Paper no. GT2016-57899

- [31] Petrie-Repar, P., Fuhrer, C., Grübel, M., Vogt, D. (2015). Two-dimensional steam turbine flutter test case. ISUAAAT Paper I14-S1-5
- [32] Khalak, A.: A Framework for Flutter Clearance of Aeroengine Blades, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 124, 2002
- [33] Kaza, K.R.; Kielb, R.E.: Flutter and Response of a Mistuned Cascade in Incompressible Flow, *AIAA Journal*, Vol. 20 (8), 1982
- [34] Nagai, H.; Fujimoto, I.; Tanaka, H.; Hirano, T.; Ishii, S.: Torsional Stalled Flutter of Mistuned Cascades, *JSME International Journal, Series II*, Vol. 34(3), 1991
- [35] Nagai, H.; Fujimoto, I.; Tanaka, H.; Ishii, S.: Torsional Flutter of Stalled and Unstalled Mistuned Cascades, *JSME International Journal, Series B*, Vol. 39(3), 1996
- [36] Whitehead, D.S.: Effect of Mistuning on the Vibration of Turbomachine Blades Induced by Wakes, *Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 8, 1966
- [37] Whitehead, D.S.: Effect of Mistuning on Forced Vibration of Blades With Mechanical Coupling, *Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 18, 1976
- [38] Whitehead, D.S.: The Maximum Factor by Which Forced Vibration of Blades Can Increase Due to Mistuning, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 120, 1998
- [39] Heinz, C.: Einfluss von Mistuning auf das Schwingungsverhalten freistehender Niederdruckbeschaufelungen in Dampfturbinen, Dissertation, Institut f. Therm. Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium, Universität Stuttgart, 2013
- [40] Khemiri, O.; Martel, C.; Corral, R.: Asymptotic description of damping mistuning effects on the forced response of turbomachinery bladed disks, *Journal of Sound and Vibration* 332 (2013) 4998–5013
- [41] Baek, S.; Epureanu, B.: Damping mistuning effects on the amplification factor and statistical investigation of vane packet. *Mechanical Systems and Signal Processing* 120 (2019) 117–132
- [42] Castanier, M.P.; Pierre, C.: Using Intentional Mistuning in the Design of Turbomachinery Rotors, *AIAA Journal*, Vol. 40 (10), 2002
- [43] Choi, B.-K.; Lentz, J.; Rivas-Guerra, A.J.; Mignolet, M.P.: Optimization of Intentional Mistuning Patterns for the Reduction of the Forced Response Effects of Unintentional Mistuning: Formulation and Assessment, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 125, 2003
- [44] Rivas-Guerra, A.J.; Mignolet, M.P.: Maximum Amplification of Blade Response due to Mistuning: Localization and Mode Shape Aspects of the Worst Disks, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 125, 2003
- [45] Hou, J; Cross, C.: Minimizing Blade Dynamic Response in a Bladed Disk Through Design Optimization, *AIAA Journal*, Vol. 42(2), 2005
- [46] Siewert, C.; Pütz, O.; Eigemann, J.: Analysis of Intentional Mistuning on the Aeroelastic Stability of Freestanding Last Stage Blade Rows in Steam Turbines. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2020*, June 22-26, 2020, London, Great Britain, GT2020-14656

- [47] Feiner, D.M.; Griffin, J.H: A Fundamental Model of Mistuning for a Single Family of Modes, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 124, 2002
- [48] Feiner, D.M.; Griffin, J.H: Mistuning Identification of Bladed Disks Using a Fundamental Mistuning Model – Part I: Theory, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 126, 2004
- [49] Feiner, D.M.; Griffin, J.H: Mistuning Identification of Bladed Disks Using a Fundamental Mistuning Model – Part II: Application, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 126, 2004
- [50] Fransson, T.; Jöker, M.; Bölcs, A.; Ott, P.: Viscous and Inviscid Linear / Nonlinear Calculations Versus Quasi 3D Experimental Cascade Data for a New Aeroelastic Turbine Standard Configuration, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 121, 1999
- [51] Vogt, D. M.: Experimental Investigation of Three-Dimensional Mechanisms in Low-Pressure Turbine Flutter, Dissertation, Royal Institute of Technology, Stockholm, 2005
- [52] Jeffers, T.R.; Kielb, J.J.; Abhari, R.S.: A Novel Technique for the Measurement of Blade Damping Using Piezoelectric Actuators, *Proc. ASME TurboExpo 2000*, Paper no. 2000-GT-0359
- [53] Kielb, J.J.; Abhari, R.S.; Dunn, M.G.: Experimental and Numerical Study of Forced Response in a Full-Scale Rotating Turbine, *Proc. ASME TurboExpo 2001*, Paper no. 2001-GT0263
- [54] Goltz, I.; Böhmer, H.; Nollau, R.; Belz, J.; Brueber, B.; Seums, J.: Piezo-Electric Actuation of Rotor Blades in an Axial Compressor, *Proc. 8th ETC 2009*, Paper no. C34
- [55] Belz, J.; May, M.; Siemann, J.; Seume, J.; Voigt, C.; Böhmer, H.; Grüber, B.: Excited Blade Vibration for Aeroelastic Investigations of a Rotating Blisk using Piezo-Electric Macro Fiber Composites, *Proc. ASME TurboExpo 2013*, Paper no. GT2013-95735
- [56] Duffy, K.P.; Choi, B.B.; Provenza, A.J.; Min, J.B.; Kray, N.: Active Piezoelectric Vibration Control of Subscale Composite Fan Blades, *Proc. ASME TurboExpo 2012*, Paper no. GT2012-68639
- [57] Kazana, J.; Watanabe, T.: Active Suppression of Cascade Flutter with Piezoelectric Device, *Proc. ASME TurboExpo 2006*, Paper no. GT2006-90645
- [58] Watanabe, T.; Kazawa, J.; Uzawa, S.; Keim, B.: Numerical and Experimental Study of Active Flutter Suppression with Piezoelectric Device for Transonic Cascade, *Proc. ASME TurboExpo 2008*, Paper no. GT2008-51467
- [59] Filippatos, A.; Wollmann, T.; Nguyen, M.; Kostka, P.; Dannemann, M.; Langkamp, A.; Salles, L.; Gude, M.: Design and Testing of a Co-Rotating Vibration Excitation System, MDPI, Basel, Switzerland, 2018
- [60] Meinzer, C.E.: Quantification of Aerodynamic Damping, Dissertation, Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik, Leibniz Universität Hannover, 2020
- [61] Bessone, A.; Carassale, L.; Guida, R.; Kubin, Z.; Lo Balbo, A.A.; Marrè Brunenghi, M.; Pinelli, L.: Experimental and Numerical Assessment of a Last Stage ST

- Blade Damping at Low Load Operation, Acta Polytechnica CTU Proceedings 20:16-28, 2018
- [62] Bessone, A.; Guida, R.; Marrè Brunenghi, M.; Patrone, S.; Carassale, L.; Kubin, Z.; Arnone, A.; Pinelli, L.: Aeromechanical Characterization of a Last Stage Steam Blade at Low Load Operation: Part 1 – Experimental Measurements and Data Processing, Proc. ASME TurboExpo 2020, Paper no. GT2020-15450
- [63] Pinelli, L.; Vanti, F.; Peruzzi, L.; Arnone, A.; Bessone, A.; Bettini, C.; Guida, R.; Marrè Brunenghi, M.; Slama, V.: Aeromechanical Characterization of a Last Stage Steam Blade at Low Load Operation: Part 2 - Computational Modelling and Comparison, Proc. ASME TurboExpo 2020, Paper no. GT2020-15409
- [64] Doll, P., Winkelmann, S., Müller, F. F., Vogt, D. M. and Aschenbruck, J., 2022, “Aerodynamic Damping of Last Stage Rotating Blades of Low Pressure Steam Turbine Determined from Vibration Test Data”, Proceedings of ASME Turbo Expo 2022 & Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Rotterdam, The Netherlands
- [65] Piraccini, F.; Biondi, R.; Cosi, L.: Aeromechanic Validation of a New Steam Turbine LP Section: Test Major Outcomes, Proc. ASME TurboExpo 2010, Paper no. GT2010-22353
- [66] Heinz, C.; Schatz, M.; Casey, M.V.; Stürer, H.: Impact of Mistuning on the Vibration Behaviour of the Last Stage in a Model Three Stage Low Pressure Steam Turbine, Proc. ASME TurboExpo 2011, Paper no. GT2011-45784
- [67] Hackenberg, H.-P.; Hartung, A.: A Approach for Estimating the Effect of Transient Sweep Through a Resonance, Proc. ASME TurboExpo 2015, Paper no. GT2015-42163
- [68] Carassale, L.; Marrè Brunenghi, M.; Patrone, S.: Estimation of Damping for Turbine Blades in Non-stationary Working Conditions, Proc. ASME TurboExpo 2015, Paper no. GT2015-42945
- [69] Sexton, M. R., O'Brien, W. F. R. and Moses, H. L., 1973, “Pressure Measurements on the Rotating Blades of an Axial-Flow Compressor”, THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL, Vol. 1. ASME, Washington, DC, USA.
- [70] Grant, H. P. and Lanati, G. A., 1978, “Instrumentation for Measuring the Dynamic Pressure on Rotating Compressor Blades”, Technical Report No. PWS-5558-12, United Technologies Corporation Pratt & Whitney Aircraft Group
- [71] Ainsworth, R. W., Dietz, A. J. and Nunn, T. A., 1991, “The use of semi-conductor sensors for blade surface pressure measurement in a model turbine stage”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 113 pp. 261–268.
- [72] Moser, W., 1988, “Experimentelle Untersuchungen nicht rotationssymmetrischer Strömungszustände in einer Dampfturbinen-Endstufe”, Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium, Universität Stuttgart.
- [73] Wachter, J.; Eyb, G.: The Last-Stage Test Stand as a Facility to Investigate the Phenomena in the LP-Part of Large Steam Turbines, ASME, 82-GT-71, 1982.

- [74] Wildheim, J.; Excitation of Rotating Circumferentially Periodic Structures, Journal of Sound and Vibration, 1981
- [75] Aschenbruck, J.; Doll, P.: Abschlussbericht Verbundprojekt: COOREFLEX-Turbo, Vorhaben-Nr. 4.1.1: Niederdruckdampfturbinen-Endstufen für erweiterte Betriebsbereiche, 2021
- [76] Hanamura, Y., Tanaka, H., Yamaguchi, K. (1980), "A Simplified Method to Measure Unsteady Forces Acting on the Vibrating Blades in Cascade", Bulletin of JSME , 23 (180), S. 880–887.