

Einfluss regenerationsbedingter Varianzen der
Schaufelgeometrie auf erzwungene Schwingungen in einer
mehrstufigen Turbine

Der Fakultät für Maschinenbau
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur
genehmigte Dissertation

von
Dipl.-Ing. Thomas Hauptmann
geboren am 25. Mai 1988 in Hildesheim

2020

Schlagwörter:

Aeroelastik, Mehrstufige Axialturbine, Erzwungene Schwingungen, Instandsetzung, geometrische Varianzen

Keywords:

Aeroelastic, Multi-stage Axialturbine, Forced Response, Maintenance, Geometric Variances

Englischer Titel:

The influence of regeneration-induced variances on forced response in a multi-stage axial turbine

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Bernd-Arno Behrens

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. Jörg Seume

2. Referent: Prof. Dr.-Ing. Jörg Wallaschek

Tag der mündlichen Prüfung: 10. Juli 2020

Kurzfassung

In Flugtriebwerken sind Turbinenschaufeln hohen aerodynamischen, mechanischen, thermischen und chemischen Belastungen ausgesetzt, was einen hohen Verschleiß zur Folge hat. Um die funktionalen Eigenschaften der Turbinenschaufeln wie das aerodynamische Verlustverhalten und das Schwingungsverhalten zu erhalten, ist eine regelmäßige Regeneration der Schaufeln erforderlich. Gegenstand dieser Arbeit ist die Untersuchung des Einflusses von verschleiß- und regenerationsbedingten Varianzen in der Schaufelgeometrie auf erzwungene Schwingungen stromabwärts liegender Stufen einer mehrstufigen Turbine. Das Ziel ist es, die Änderung des Schwingungsverhaltens durch den Regenerationsprozess so abzuschätzen, dass kritische Schwingungszustände in mehrstufigen Turbinen infolge der Regeneration auch stufen-übergreifend vermieden werden.

Für dieses Vorhaben werden zunächst für die Regeneration typische geometrische Varianzen in die Leitbeschaufelung einer fünfstufigen Axialturbine übertragen. Der Analyse des aerodynamischen Verhaltens der einzelnen Stufen folgt die Bestimmung der erzwungenen Schwingungen mittels der Methode der unidirektionalen Fluid-Struktur-Kopplung. Mit dieser Methode werden die Auswirkungen geometrischer Varianzen auf das Schwingungsverhalten der Laufschaufeln in stromabwärts liegenden Stufen bestimmt. Anschließend werden die numerischen Ergebnisse mit den experimentellen Ergebnissen des Prüfstands validiert. Die Validierung des aerodynamischen Verhaltens erfolgt mit pneumatischen Fünfflochsonden und die der Schaufelschwingungsamplituden mit einem berührungslosen Schaufelschwingungsmesssystem.

Aus den Ergebnissen dieser Arbeit folgt, dass geometrische Varianzen auch nach mehreren Stufen signifikante Änderungen auf aerodynamische Größen wie der Durchfluss- und Leistungszahl verursachen. Darüber hinaus lässt sich sowohl numerisch als auch experimentell ein Einfluss auf die Schwingungsamplitude der Laufschaufeln stromabwärts liegender Stufen bestimmen. Der Einfluss geometrischer Variationen auf die Schwingungsamplitude reduziert sich durch eine zwischengelagerte Stufe zwischen der modifizierten Schaufelreihe und der analysierten Laufreihe um bis zu den Faktor 10. Dennoch ergibt sich eine Verstärkung der Schwingungsamplitude um mindestens das 4-fache gegenüber dem Referenzfall. Die Schwingungsamplitude ist dabei stark abhängig vom Betriebspunkt, von der Art und Größe der geometrischen Varianz und von der angeregten Mode. Die Nachlaufenregung ist dabei stufen-übergreifend als der dominierende Anregungsmechanismus identifiziert worden. Außerdem bietet der lineare Zusammenhang zwischen der Schwingungsamplitude und der Änderung der Leistungszahl die Möglichkeit, die Schwingungsamplitude infolge geometrischer Varianzen abzuschätzen und dadurch Empfehlungen für den Regenerationsprozess aufzustellen.

Abstract

In jet engines turbine blades are exposed to high aerodynamic, mechanical, thermal, and chemical loads, which results in high substantial wear. In order to maintain the functional properties of the turbine blades, such as the aerodynamic loss behavior and the vibration behavior, a regular regeneration of the blades is required. The subject of this research is to investigate the influence of wear- and regeneration-related variances in the blade geometry on forced response vibrations of downstream stages of a multi-stage turbine. The aim is to estimate the change of the vibration behavior caused by the regeneration process in such a way that critical vibration states in multi-stage turbines due to regeneration can be avoided.

First, typical geometric variances are introduced to the stator vanes of a five-stage axial turbine. The analysis of the aerodynamic behavior of the individual stages is followed by the determination of the forced response vibrations using the unidirectional fluid-structure coupling method. This method is used to determine the effects of geometric variances on the vibration behavior of the rotor blades in downstream stages. Subsequently, the numerical results are validated with the experimental results of the turbine test rig. The validation of the aerodynamic behavior is performed with pneumatic five-hole pressure probes and the blade vibration amplitudes with a non-contact blade vibration measurement system.

The results of this research demonstrate that geometric variances can still cause significant changes to aerodynamic quantities, such as the flow coefficient and the stage loading coefficient, even after several stages. Furthermore, an influence on the vibration amplitude of the rotor blades of downstream stages can be determined, both numerically and experimentally. The influence of geometric variations on the vibration amplitude is reduced by a factor of 10 by an intermediate stage between the modified vane row and the analyzed blade row. Nevertheless, there is an amplification of the vibration amplitude by at least 4 times compared to the reference case. The vibration amplitude is strongly dependent of the operating point, of the type of geometric variance and of the excited eigenmode. The wake excitation has been identified as the dominant excitation mechanism across the stages. The linear correlation between the vibration amplitude and the change of the stage loading coefficient offers the possibility of estimating the vibration amplitude dependent of a geometric variation. In this context, recommendations for the regeneration process can be given.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik der Leibniz Universität Hannover. Während dieser Zeit habe ich im Rahmen des Sonderforschungsbereiches SFB 871 „Regeneration komplexer Investitionsgüter“ die Inhalte dieser Arbeit erarbeitet. Für die Finanzierung dieses Vorhabens möchte ich der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) recht herzlich danken.

Mein besonderer Dank gilt dem Institutsleiter, Herrn Prof. Dr.-Ing. Jörg Seume, für die Betreuung dieser Arbeit und die Möglichkeit diese Arbeit an dem von Ihm geleiteten Institut durchführen zu dürfen. Die fachlichen Diskussionen, die Anregungen sowie die gewährten Freiräume haben besonders zu dieser Arbeit beigetragen. Ebenfalls danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Jörg Wallaschek für die Übernahme des Korreferats sowie Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd-Arno Behrens für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Weiterhin gilt mein Dank meinen ehemaligen Kolleginnen und Kollegen des Instituts für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik. Dabei möchte ich mich insbesondere bei Jens Aschenbruck, Christopher Meinzer, Michael Henke, Bastian Drechsel, Philipp Gilge, Dominik Frieling, Benedikt Ernst und Thorsten Sextro für die fachlichen Diskussionen, die gegenseitige Hilfsbereitschaft und das freundschaftliche Arbeitsklima bedanken. Darüber hinaus gilt ein großer Dank Sina Schwerdt, Ulrich Hartmann und Simon Bittner. Die gemeinsame Arbeit und der fachliche Austausch führte uns am Institut zusammen, woraus aber schnell mehr wurde als ein reines Arbeitsverhältnis und die Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter unvergessen macht. All dies hat entscheidend zu dem Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Der Werkstatt des Instituts gebührt ebenfalls mein ausdrücklicher Dank: Heiner Selle, Christian Kropp, Igor Mamryuk, Sven Christian, André Hruschka, Jana Karsch, Timo Lastinger und Sebastian Plinke, Euch danke ich herzlich für die tatkräftige Unterstützung am Prüfstand.

Ferner gilt mein besonderer Dank meinen Freunden und meiner Familie auf die ich mich zu jeder Zeit verlassen konnte. Insbesondere möchte ich meinem Bruder und meinen Eltern danken, die mich auf dem ganzen Weg während des Studiums und der Promotion stets unterstützt und mir erst diesen Weg ermöglicht haben. Abschließend dank ich meiner Freundin Nadine, die mich insbesondere in der Endphase dieser Arbeit unterstützt, motiviert und immer wieder aufgebaut hat. Ohne die Unterstützung und den Rückhalt von Euch wäre das Gelingen dieser Arbeit nicht möglich gewesen.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	v
Tabellenverzeichnis	ix
Formelzeichen	xi
1 Einleitung	1
2 Grundlagen der Aeroelastik in Turbomaschinen	5
2.1 Instationarität von Turbomaschinen	6
2.2 Instationäre Strömungsphänomene	7
2.3 Aeroelastische Phänomene	9
2.3.1 Erzwungene Schwingungen	11
2.3.2 Selbsterregte Schwingungen	15
2.4 Numerische Vorhersage	16
2.4.1 Fluiddynamik	16
2.4.2 Strukturdynamik	17
2.4.3 Fluid-Struktur-Kopplung	19
2.5 Detektion von Schaufelschwingungen	21
3 Stand der Forschung	23
3.1 Einflussparameter erzwungener Schwingungen	23
3.2 Einfluss geometrischer Varianzen auf die Aerodynamik und Aeroelastik .	25
3.3 Aeroelastik in mehrstufigen Turbomaschinen	27
4 Geometrische Varianzen infolge der Regeneration	29
4.1 Erfassung geometrischer Varianzen	29
4.2 Auswahl geometrischer Variationen	31
5 Testfall: Mehrstufige Axialturbine	33
5.1 Experimentelles Setup	33
5.1.1 Messtechnik für Strömungsmessungen	36
5.1.2 Messtechnik für Schaufelschwingungserfassung	38
5.2 Numerisches Setup	41
5.2.1 Numerisches Modell	42
5.2.2 Numerisches Modell mit Fünfflochsonde	44

6	Einfluss geometrischer Variationen auf die Aerodynamik	47
6.1	Übertragung geometrischer Variationen auf die Beschau felung	47
6.2	Einfluss auf die Aerodynamik	48
6.2.1	Form des Nachlaufs	48
6.2.2	Stufenkenngrößen	51
6.3	Änderung der Geschwindigkeitsdreiecke	55
6.4	Quantifizierung des Mehrstufeneffektes auf die Aerodynamik	56
6.5	Validierung an der mehrstufigen Axialturbine	60
6.5.1	Konsistenz der Versuche	60
6.5.2	Validierung anhand der Strömungsmessungen	64
6.6	Zusammenfassung	69
7	Methoden zur Vorhersage erzwungener Schwingungen	71
7.1	Bestimmung der aerodynamischen Schwingungsanregung	71
7.1.1	Analyse der Druckschwankungen im Zeitbereich	71
7.1.2	Analyse der Druckschwankungen im Frequenzbereich	73
7.1.3	Aerodynamische Arbeit	74
7.2	Bestimmung der Schaufelschwingungsamplitude	75
7.2.1	Fluid-Struktur-Kopplung	75
7.2.2	Dämpfung	76
8	Einfluss geometrischer Variationen auf die Aeroelastik	79
8.1	Erzwungene Schwingungen durch geometrische Variationen in einer vor- gelagerten Stufe	79
8.1.1	Aerodynamische Schwingungsanregung	79
8.1.2	Schaufelschwingungen	85
8.2	Quantifizierung der stufen-übergreifenden aerodynamischen Schwingungs- anregung	87
8.3	Korrelation zwischen Leistungszahl und Schwingungsamplituden	90
8.4	Betriebspunktabhängiger Einfluss geometrischer Variationen	93
8.4.1	Aerodynamische Schwingungsanregung	93
8.4.2	Schaufelschwingungen	97
8.5	Validierung erzwungener Schwingungen	100
8.6	Zusammenfassung	103
9	Schlussfolgerungen und Ausblick	105
9.1	Schlussfolgerungen	105
9.2	Ausblick	107
	Literaturverzeichnis	109
A	Anhang	117
A.1	Netzstudie	117
A.2	Sondenkalibrierung	118
A.3	Messunsicherheitsanalyse	119

A.4 Fehlerbetrachtung bei der Berechnung von erzwungenen Schwingungen	121
A.5 Aerodynamische Schwingungsanregung im Teillastbetrieb	122
A.5.1 Betriebspunkt 1	122
A.5.2 Betriebspunkt 2	129
Wissenschaftlicher Werdegang	141

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis

1.1	Auswirkungen des Instandhaltungsprozesses auf die Eigenschaften einer Turbinenschaufel	2
2.1	Collar Diagramm von 1944 nach Försching (1974)	5
2.2	Instationäre Strömungsphänomene in einer Turbinenstufe	8
2.3	Schwingformen einer Turbomaschinenschaufel (Freund 2015)	10
2.4	Exemplarisches Campbell-Diagramm einer Turbinenlaufschaufel nach Aschenbruck (2019)	13
2.5	Schematische Darstellung der <i>Half-Power Bandwidth Methode</i> nach Wang et al. (2013)	14
2.6	Schematische Darstellung einer einseitigen Fluid-Struktur-Kopplung nach Moffat und He (2005)	20
2.7	Aufbau eines Tip-Timing Systems nach Zielinski und Ziller (2000)	22
4.1	Strömungsrelevante Geometrieparameter eines Turbinenschaufelprofils nach Aschenbruck et al. (2013b)	30
4.2	Streuung geometrischer Varianzen realer Triebwerksschaufeln	31
4.3	Schematische Darstellung der geometrischen Varianzen in der Leitbeschaufelung einer Axialturbine	31
5.1	Längsschnitt der fünfstufigen Axialturbine nach Hauptmann et al. (2017)	33
5.2	Axialturbinenprüfstand inklusive Instrumentierung für die fünfstufige Axialturbinenkonfiguration	36
5.3	Schematische Darstellung der Kammsonden am Turbinenausritt in ME3.02	36
5.4	Pneumatische Fünfloch-Sonde mit einem Sondendurchmesser von 3 mm .	37
5.5	Übersicht der Profildruckmessstellen auf der fünften Leitschaufel	38
5.6	Campbell-Diagramm und die Eigenformen der fünften Laufschaufel nach Aschenbruck und Seume (2015)	39
5.7	Umfangsverteilung der Tip-Timing Sonden (Blickrichtung entgegen Strömungsrichtung)	40
5.8	Messprinzip des Tip-Timing Systems nach Hauptmann und Seume (2018)	41
5.9	Rechennetz im Mittenschnitt für die instationären Strömungssimulationen nach Hauptmann et al. (2017)	43
5.10	Einfluss einer pneumatischen Fünflochsonde ($\varnothing 5$ mm Sondenkopf) auf die Nachlaufmessung einer Leitschaufel (Aschenbruck et al. 2015)	44
5.11	Einfluss der pneumatischen Fünflochsonde ($\varnothing 3$ mm Sondenkopf) auf die Nachlaufmessung; Fehlerbalken im 95% Konfidenzintervall	45

Abbildungsverzeichnis

6.1	Schematische Darstellung der alternierenden Anordnung beispielhaft eingebracht in Stufe 4	47
6.2	Einfluss geometrischer Variationen auf das Nachlaufverhalten hinter Leitschaufel 4 auf 80% Kanalhöhe (BP3)	49
6.3	Einfluss geometrischer Variationen auf das Nachlaufverhalten hinter Leitschaufel 5 auf 80% Kanalhöhe (BP3)	51
6.4	Einfluss geometrischer Variationen auf die relative Änderung der Leistungszahl gegenüber dem Referenzfall in BP3	52
6.5	Einfluss geometrischer Variationen auf die relative Änderung der Durchflusszahl gegenüber dem Referenzfall in BP3	53
6.6	Verhältnis zwischen Durchflusszahl und Leistungszahl der Laufschaufelreihen 4 und 5 in BP3 in Abhängigkeit von geometrischen Variationen	54
6.7	Änderung der Geschwindigkeitsdreiecke beispielhaft für eine Variation des Staffelungswinkels in Stufe 4	56
6.8	Änderung der Leistungszahl gegenüber dem Referenzfall in BP3 mit geometrischen Variationen in Stufe 3 und Stufe 4	57
6.9	Änderung der Durchflusszahl gegenüber dem Referenzfall in BP3 mit geometrischen Variationen in Stufe 3 und Stufe 4	58
6.10	Verhältnis zwischen Durchflusszahl und Leistungszahl für die Laufschaufelreihe 5 in BP3 in Abhängigkeit von geometrischen Variationen in verschiedenen Stufen	59
6.11	Betriebspunktstabilität exemplarisch in ME2.51 in BP2	61
6.12	Reproduzierbarkeit der Ergebnisse bei einer radialen Traversierung der Eintrittsebene ME2.10 in BP2; Fehlerbalken im 95% Konfidenzintervall	62
6.13	Austrittsrandbedingungen in der Kammsondenebene ME3.02 für BP2 des Referenzfalls - links: Druckverteilung in c_p ; rechts: normierte Temperaturverteilung; Fehlerbalken im 95% Konfidenzintervall	63
6.14	Numerische und experimentelle Profildruckverteilung des Referenzfalls auf der Leitschaufelreihe 5 in BP2 nach Hauptmann et al. (2017); Fehlerbalken im 95% Konfidenzintervall	64
6.15	Vergleich des Nachlaufs von Referenz und der Variation in Stufe 4 in ME2.51 in BP2; Fehlerbalken im 95% Konfidenzintervall	65
6.16	Vergleich zwischen Numerik und Experiment der radialen Verteilungen in ME2.51 in BP2 nach Hauptmann und Seume (2018); umfangsgemittelt, Fehlerbalken im 95% Konfidenzintervall	66
6.17	Vergleich zwischen Numerik und Experiment der radialen Verteilungen in ME2.52 in BP2 nach Hauptmann und Seume (2018); Fehlerbalken im 95% Konfidenzintervall	67
6.18	Vergleich zwischen Numerik und Experiment der radialen Verteilung der Leistungszahl von LA5 in BP2 nach Hauptmann et al. (2017); Fehlerbalken im 95% Konfidenzintervall	69
7.1	Zeitlich aufgelöste Druckschwankungen auf der Schaufeloberfläche des Referenzfalls auf 80% Schaufelhöhe nach Aschenbruck (2019)	72

7.2	Transformierung des Zeitsignals in den Frequenzbereich mittels einer FFT	73
7.3	Amplitude und Phase über die Sehnenlänge auf Druck- und Saugseite des Referenzfalls auf 80% Schaufelhöhe für die 30. EO (BWF)	74
7.4	Methode der unidirektionalen Fluid-Struktur-Kopplung (Aschenbruck 2019)	76
8.1	Einfluss geometrischer Variationen auf die Oberflächendrücke von LA5 in BP3	80
8.2	Einfluss geometrischer Variationen auf die aerodynamische Arbeit und die Erregbarkeit von LA5 in BP3 für die zweite Eigenmode	81
8.3	Aerodynamische Arbeit auf der Schaufeloberfläche in BP3 für die zweite Eigenmode	82
8.4	Einfluss geometrischer Variationen auf die Oberflächendrücke und den Phasengang bei halber BWF auf 80% Schaufelhöhe von LA5 in BP3	83
8.5	Zeitlich aufgelöste Druckschwankungen auf 80% Schaufelhöhe in BP3 für die Staffelungswinkelvariation $1,5^\circ$ in Stufe 4	84
8.6	Einfluss geometrischer Variationen auf die Schaufelschwingungsamplituden von LA5 in BP3 normiert auf die Schaufelschwingungsamplitude in BP1 des Referenzfalls	86
8.7	Frequenzspektrum der Oberflächendrücke auf den Laufschaufelreihen 3 bis 5 einer geometrischen Variation in verschiedenen Stufen	88
8.8	Schaufelschwingungsamplitude von LA5 in BP3 normiert auf die Schaufelschwingungsamplitude in BP1 des Referenzfalls in Abhängigkeit von geometrischen Variationen in verschiedenen Stufen	89
8.9	Korrelation zwischen der Leistungszahl und der normierten Schwingungsamplitude in Abhängigkeit von geometrischen Variationen	92
8.10	Interpolation der normierten Schwingungsamplitude in Abhängigkeit von der Staffelungswinkelvariation und betraglichen Änderung der Leistungszahl von LA5	93
8.11	Einfluss geometrischer Variationen auf die Oberflächendrücke von LA5 in den Teillastpunkten BP1 und BP2	94
8.12	Einfluss geometrischer Variationen auf die aerodynamische Arbeit und die Erregbarkeit von LA5 in BP1 für die erste Eigenmode (a) und in BP2 für die erste und zweite Eigenmode (b, c)	95
8.13	Einfluss geometrischer Variationen auf die Oberflächendrücke und den Phasengang von LA5 in der Resonanzstelle von BP1 und BP2 auf 80% Schaufelhöhe	96
8.14	Numerisch ermittelte Schaufelschwingungsamplituden in BP1 für die erste Eigenmode und in BP2 für die erste und zweite Eigenmode	98
8.15	Verhältnis zwischen Schaufelschwingungsamplitude und der betraglichen Änderung der Leistungszahl von LA5 in BP1 für die erste Eigenmode (a) und in BP2 für die erste und zweite Eigenmode (b, c) in Abhängigkeit von geometrischen Variationen in Stufe 4	99
8.16	Vergleich zwischen numerischen und experimentell erfassten Schaufelschwingungsamplituden in BP3; Fehlerbalken im 95% Konfidenzintervall	101

8.17	Vergleich zwischen numerischen und experimentell erfassten Schaufelschwingungsamplituden; Fehlerbalken im 95% Konfidenzintervall	103
A.1	Einfluss geometrischer Variationen auf die aerodynamische Arbeit und die Erregbarkeit von LA5 in BP1 für die erste Eigenmode	122
A.2	Aerodynamische Arbeit auf der Schaufeloberfläche in BP1 für die erste Eigenmode	123
A.3	Einfluss geometrischer Variationen auf die Oberflächendrücke und den Phasengang von LA5 auf 80% Schaufelhöhe im BP2 für die BWF	125
A.4	Zeitlich aufgelöste Druckschwankungen auf 80% Schaufelhöhe in BP1 für die Staffelungswinkelvariation $1,5^\circ$ in Stufe 4	126
A.5	Zeitlich aufgelöste Druckschwankungen auf 80% Schaufelhöhe in BP1 für die Profildickenvariation $+3\%$ in Stufe 4	127
A.6	Einfluss geometrischer Variationen auf die Schaufelschwingungsamplituden von LA5 in BP1 für die erste Eigenmode normiert auf die Schaufelschwingungsamplitude in BP1 des Referenzfalls	128
A.7	Einfluss geometrischer Variationen auf die aerodynamische Arbeit und die Erregbarkeit von LA5 in BP2 für die erste Eigenmode	129
A.8	Einfluss geometrischer Variationen auf die aerodynamische Arbeit und die Erregbarkeit von LA5 in BP2 für die zweite Eigenmode	130
A.9	Aerodynamische Arbeit auf der Schaufeloberfläche in BP2 für die erste Eigenmode	131
A.10	Aerodynamische Arbeit auf der Schaufeloberfläche in BP2 für die zweite Eigenmode	133
A.11	Einfluss geometrischer Variationen auf die Oberflächendrücke und den Phasengang von LA5 auf 80% Schaufelhöhe im BP2 für die halbe BWF	135
A.12	Einfluss geometrischer Variationen auf die Oberflächendrücke und den Phasengang von LA5 auf 80% Schaufelhöhe im BP2 für die BWF	136
A.13	Zeitlich aufgelöste Druckschwankungen auf 80% Schaufelhöhe in BP2 für die Staffelungswinkelvariation $1,5^\circ$ in Stufe 4	137
A.14	Zeitlich aufgelöste Druckschwankungen auf 80% Schaufelhöhe in BP2 für die Profildickenvariation $+3\%$ in Stufe 4	138
A.15	Einfluss geometrischer Variationen auf die Schaufelschwingungsamplituden von LA5 in BP2 für die erste Eigenmode normiert auf die Schaufelschwingungsamplitude in BP1 des Referenzfalls	139
A.16	Einfluss geometrischer Variationen auf die Schaufelschwingungsamplituden von LA5 in BP2 für die zweiten Eigenmode normiert auf die Schaufelschwingungsamplitude in BP1	140

Tabellenverzeichnis

4.1	Parametervariation der geometrischen Varianzen, übertragen auf die Leitbeschaukelung einer Axialturbine nach Hauptmann et al. (2015b)	32
5.1	Nomenklatur der Messebenen (ME)	34
5.2	Parameter der fünfstufigen Axialturbine im Teillast- und Auslegungspunkt (Hauptmann et al. 2017)	35
7.1	Dämpfungsverhältnisse für die jeweiligen Betriebspunkte nach Aschenbruck und Seume (2015)	77
8.1	Korrelationskoeffizienten in BP3 für geometrische Variationen in verschiedenen Stufen unter Betrachtung der fünften Laufschaufel	91
A.1	Netzstudie bezüglich Druckverhältnis über die Stufe 4 (total-total), der Leistungszahl und der Durchflusszahl	117

Tabellenverzeichnis

Formelzeichen

Lateinische Formelzeichen

Symbol	Einheit	Bedeutung	Definition
A	m^2	Fläche	
A	m	Amplitude	
a	m/s	Schallgeschwindigkeit	
a	–	absolutes Glied eines linearen Gleichungssystems	Gl. 8.1
b	–	Steigung bzw. Koeffizient eines linearen Gleichungssystems	Gl. 8.1
C	m	Sehnenlänge des Profils	Abb. 4.1
c	m/s	absolute Strömungsgeschwindigkeit	
c_p	–	Druckbeiwert	Gl. 5.1
c'_p	–	instationärer Druckbeiwert	Gl. 7.1
D	kg/s	Dämpfungsmatrix	
D	–	Dämpfungsverhältnis	Gl. 2.15
d_{bl}	m	Dicke des Profils	Abb. 4.1
d_{HK}	m	Dicke der Hinterkante	Abb. 4.1
ex	–	Erregbarkeit	Gl. 7.4
F	N	Kraftvektor	
F_A	N	Anregungskraft	
f	Hz	Frequenz	
h	m^2/s^2	Enthalpie	
K	kg/s^2	Steifigkeitsmatrix	
k_C	–	reduzierte Frequenz bezogen auf die Sehnenlänge C	Gl. 2.16
k_i	m/s^2	Beschleunigungsvektor der Körperkraft	
l_{ax}	m	axiale Sehnenlänge des Profils	Abb. 4.1
m	–	Anzahl an Messpunkten	
M	kg	Massenmatrix	
Ma	–	Mach-Zahl	c/a
\dot{m}	kg/s	Massenstrom	
\dot{m}_{red}	kg/s	reduzierter Massenstrom	Gl. 6.2

Formelzeichen

n	min^{-1}	Drehzahl	
n	m	Koordinate normal zur Wand	
n_{red}	min^{-1}	reduzierte Drehzahl	Gl. 6.3
N	–	Schaufelanzahl	
p	Pa	Druck	
q	m	modale Verschiebung	
R	J/kgK	allgemeine Gaskonstante	
Re	–	Reynolds-Zahl	$Re = \frac{\rho c \cdot l}{\eta}$
r	m	Radius	
r	–	Reaktionsgrad	
r_{yz}	–	Korrelationskoeffizient der Größen y und z	Gl. 6.1
S	m^2	Schaufeloberfläche	
s	–	Teilung	Abb. 4.1
s	m	Weglänge	
T	K	Temperatur	
t	s	Zeit	
u	m	Verschiebungsvektor	
u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit, Strömungsgeschwindigkeit	
V	m/s	Strömungsgeschwindigkeit	
W_{aero}	J/m	aerodynamische Schaufelarbeit	Gl. 7.2
w	m/s	relative Strömungsgeschwindigkeit	
w_t	m^2/s^2	spezifische Stufenarbeit	Gl. 2.1
x	m	physikalische Verschiebung	
x_i	m	Vektor der kartesischen Koordinaten	
\hat{x}	m	Amplitude der Größe x	
y		Größe y	
\bar{y}		arithmetisches Mittel der Größe y	
z		Größe z	
\bar{z}		arithmetisches Mittel der Größe z	

Griechische Formelzeichen

Symbol	Einheit	Bedeutung	Definition
α	$^\circ$	Gierwinkel	
α_n	$^\circ$	Differenzwinkel zwischen zwei Sonden	Abb. 5.8
γ	$^\circ$	Nickwinkel	
Δ	–	Differenz	
η	kg/ms	dynamische Viskosität	
κ	–	Isentropenexponent	
λ	$^\circ$	Eigenwert	
λ	$^\circ$	Staffelungswinkel	Abb. 4.1
λ	Ns/m ²	Volumenviskosität	
μ		Erwartungswert	Abb. 4.2a
ρ	kg/m ³	Dichte	
σ	$^\circ$	Phasendifferenzwinkel	Gl. 2.12
σ	–	Standardabweichung	Abb. 4.2a
ϕ	–	Durchflusszahl	Gl. 2.8
ϕ		beliebige Erhaltungsgröße	
ϕ_j	–	Eigenvektoren	
Φ	–	modale Transformationsmatrix	
ψ	–	Leistungszahl	Gl. 2.5
ω_R	rad/s	Rotationsgeschwindigkeit	$2\pi f$

Tiefgestellte Indizes

Index	Bedeutung
0	vor Leitschaufel
1	zwischen Leit- und Laufschaufel
2	hinter Laufschaufel
a	vor Resonanzpeak
aus	Turbinenaustritt
ax	axiale Komponente
b	nach Resonanzpeak
ein	Turbineneintritt

Formelzeichen

i	Laufvariable
j	Laufvariable
max	Maximalwert
min	Minimalwert
mistuned	verstimmt
red	reduzierte Größe
ref	Referenzgröße
rueck	rückwärts
St	Stufe
stat	statische Größe
tot	totale Größe
tuned	unverstimmt
u	Umfangskomponente
vorw	vorwärts

Überstreichungen

Symbol	Bedeutung
–	zeitlicher Mittelwert nach Reynolds
'	Schwankungsgröße nach Reynolds
·	erste zeitliche Ableitung
¨	zweite zeitliche Ableitung
~	modale Größen
→	vektorielle Größe

Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
5LS	5-Lochsonde
BP	Betriebspunkt
BWF	Blattwechselfrequenz
CFD	Computational Fluid Dynamics
DMS	Dehnungsmessstreifen

DNS	D irekte N umerische S imulation
DS	D ruckseite
EERE	E stimated E xtrapolated R elative E rror
EF	E igenfrequenz
EO	E rregerordnung
Exp	E xperiment
FEM	F inite- E lement- M ethode
FFT	F ast- F ourier- T ransformation
GCI	G rid C onvergence I ndex
HCF	H igh C ycle F atigue
HDT	H och d ruckturbine
HK	H inter k ante des Profils
IBPA	I nterblade P hase A ngle
KD	K notendurchmesser
LA	L aufschaukel
LE	L eitschaukel
LSMF	L east S quare M odel F it
ME	M esseebene
NDT	N ieder d ruckturbine
Num	N umerik
RANS	R eynolds A veraged N avier S tokes
RPM	R evolutions P er M inute
SFB	S onderforschungsbereich
SS	S augseite
SST	S hear- S tress- T ransport
TOA	T ime of A rrival
TT	T ip- T iming
URANS	U nsteady R eynolds A veraged N avier S tokes
VK	V order k ante des Profils

Formelzeichen

1 Einleitung

Im Jahr 2010 hat sich die Bundesregierung als Ziel gesetzt, die Treibhausgasemissionen bis 2050 um bis zu 95% gegenüber dem Jahre 1990 zu reduzieren. Dieses Ziel geht mit dem Pariser Klimaschutzabkommen aus dem Jahr 2015 einher, in dem das Ziel der weltweiten Treibhausgasneutralität im Laufe der zweiten Hälfte des 21. Jahrhunderts vereinbart wurde. Da der Personen- und Güterverkehr auf der Straße und in der Luft fast vollständig von fossilen Brennstoffen abhängig ist, bedarf es nach dem Bundesverband der Deutschen Luftverkehrswirtschaft zur Einhaltung dieser Ziele unter anderem der Entwicklung und den Einsatz innovativer Technologien für eine kontinuierliche Verbesserung der Energieeffizienz.

Der *Internationalen Energieagentur* zur Folge ist mit 2,69% der Anteil der CO_2 -Emissionen der Luftfahrt am weltweiten CO_2 -Ausstoß gering. Darüber hinaus verursachen Flugzeuge jedoch weitere Emissionen welche zusätzlich zur Bildung von Ozon und Kondensstreifen beitragen könnten und somit zur Klimaerwärmung. Auf Grund des steigenden Transportaufkommens im internationalen Luftverkehr um etwa 5% pro Jahr wird eine Steigerung der Energieeffizienz benötigt, um die negativen Auswirkungen des kommerziellen Fliegens zu minimieren und somit eine Entkopplung des Energieverbrauchs vom Transportaufkommen zu erreichen.

Der Triebwerksforschung und -entwicklung kommt dabei eine besondere Bedeutung zu, um Treibstoff effektiver zu nutzen und dadurch Emissionen zu reduzieren. Neben der Optimierung der Luftströme und dem Einsatz neuer Werkstoffe ist die Erhöhung der spezifischen Stufenarbeit in der Turbine ein Ansatz zur Schonung von Ressourcen. Durch die Erhöhung der spezifischen Stufenarbeit reduziert sich die Anzahl der Stufen in der Turbine, wodurch das Triebwerk kompakter und leichter wird. Gleichzeitig geht die Entwicklung moderner Beschaukelungen hin zum Einsatz schlanker Strukturen mit einem höheren Höhen-zu-Seitenverhältnis. Allerdings führt beides zu einer steigenden aerodynamischen Belastung der Schaufeln. Durch die Interaktion der Strömung mit der Strukturmechanik der Schaufeln kann es somit zu einer potentiellen Überhöhung der Schwingungsamplituden infolge einer gesteigerten aerodynamischen Anregung kommen. Neben den hohen aerodynamischen und mechanischen Belastungen sind Turbinenschaufeln auch hohen thermischen und chemischen Belastungen ausgesetzt, was zu einem hohen Verschleiß führt. Um sowohl Schäden in der Turbine zu vermeiden, als auch die Effizienz des Triebwerks zu erhalten, sind regelmäßige Instandsetzungen der Triebwerke erforderlich.

Nach Fioriti et al. (2018) nimmt die Instandhaltung der Flugzeuge ca. 10% der Gesamtbetriebskosten eines Flugzeugs ein. Die Instandsetzung des Flugtriebwerks trägt dabei mit 35% den größten Faktor der direkten operativen Kosten (Rupp 2001, Seemann et al. 2011, Fioriti et al. 2018). Auf Grund des hohen Verschleißes und der hohen Kosten

1 Einleitung

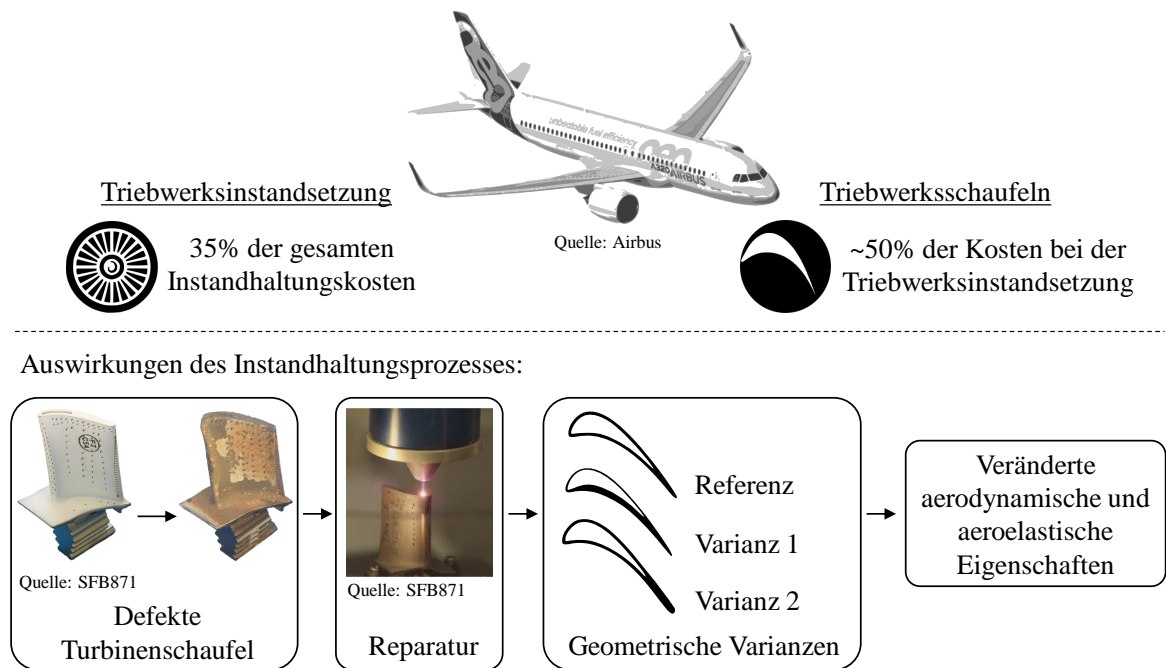


Abbildung 1.1: Auswirkungen des Instandhaltungsprozesses auf die Eigenschaften einer Turbinenschaufel

für Schaufeln, fallen rund 50% der Kosten von der Instandhaltung des Triebwerks für die Überholung der Schaufeln an (Rupp 2001). Daher ist es das Ziel, die verschlissenen Schaufeln nicht durch Neuteile zu ersetzen, sondern durch neue und innovative Reparaturverfahren die Schaufeln weiterzuverwenden und die Lebens- bzw. Nutzungszyklen zu verlängern.

Mit diesem Ziel beschäftigt sich seit 2010 der Sonderforschungsbereich (SFB) 871 „Regeneration komplexer Investitionsgüter“, um die wissenschaftlichen Grundlagen für die Instandsetzung komplexer Investitionsgüter am Beispiel eines Flugtriebwerks zu schaffen. Dabei gilt es, die Funktionsfähigkeit der Komponenten, zum Beispiel im Hinblick auf ihr aerodynamisches Verlustverhalten, das Schwingungsverhalten oder der Lebensdauer, bei bestmöglicher Nutzung der Ressourcen zu erhalten oder gar zu verbessern. Durch die neuartigen Reparaturverfahren gelingt eine längere Nutzung der Schaufeln. Der Verschleiß und die Regeneration der Schaufeln führen allerdings zu geometrischen Varianzen in der Schaufelgeometrie und in der Schaufelreihe gegenüber dem Auslegungszustand (s. Abb. 1.1). In den Vorarbeiten der ersten Förderperiode des SFB 871 wurde bereits gezeigt, dass sich daraus ein verändertes aerodynamisches und aeroelastisches Verhalten der Schaufeln innerhalb einer Stufe ergibt und eine signifikante Änderung der aerodynamische Schwingungsanregung bewirkt (Aschenbruck und Seume 2015).

Es gilt nun zu erforschen, welche Auswirkungen diese geometrischen Varianzen in der Beschauflung auf das aerodynamische und aeroelastische Verhalten stromabwärts lie-

gender Stufen eines Triebwerks haben. Insbesondere der Einfluss der geometrischen Varianzen auf erzwungene Schwingungen stromabwärts liegender Stufen ist zu bestimmen, um das potentielle Risiko eines frühzeitigen Schaufelversagens, bedingt durch eine erhöhte aerodynamische Anregung, vorherzusagen und somit zu vermeiden. Darüber hinaus ist herauszustellen, inwiefern die Ausmischung von Strömungseffekten in mehrstufigen Turbinen dazu beiträgt, dass geometrische Varianzen auch in weiter stromabliegenden Stufen berücksichtigt werden müssen. Auf dieser Grundlage lautet die Hypothese dieser Arbeit:

„Die Änderung des Schwingungsverhaltens durch den Regenerationsprozess kann bei der Planung der Regeneration auch stufen-übergreifend so abgeschätzt werden, dass kritische Schwingungszustände infolge der Regeneration vermieden werden können.“

Dazu werden für das Verständnis dieser Arbeit zunächst die Grundlagen der Aeroelastik in Turbomaschinen beschrieben (Kap. 2). Im Anschluss folgt zur Einordnung der Arbeit ein Überblick über den aktuellen Stand der Technik (Kap. 3). In Kapitel 4 werden die Ursachen erzwungener Schwingungen, die verschleiß- und regenerationsbedingten Varianzen von Turbinenschaufeln dargestellt. Zur Prüfung der oben genannten Hypothese werden numerische und experimentelle Untersuchungen an einer mehrstufigen Axialturbine, für die Erforschung des Einflusses geometrischer Varianzen auf stromabwärtsliegende Stufen, durchgeführt. Der Prüfstand, die Messtechnik zur Erfassung des Strömungsfeldes und des Schwingungsverhaltens sowie das numerische Modell werden in Kap. 5 beschrieben. In Kapitel 6 erfolgt die Darstellung der aerodynamischen Ergebnisse. Anschließend geht Kap. 7 auf die Methoden zur Bestimmung der aerodynamischen Schwingungsanregung und des Schwingungsverhaltens ein. Die Ergebnisse zum Einfluss der geometrischen Varianzen auf die aerodynamische Schwingungsanregung erfolgt in Kap. 8. Abschließend werden die Schlussfolgerungen aus den Ergebnissen gezogen und ein Ausblick auf mögliche zukünftige Arbeiten gegeben.

1 Einleitung

2 Grundlagen der Aeroelastik in Turbomaschinen

Nach Eck (1954) ist die Strömung in einer Turbomaschine instationär, da eine Turbomaschine rein stationär betrachtet keine Arbeit umsetzen kann. Aus dieser Instationarität ergeben sich instationäre Strömungsphänomene, die eine Anregung für die Strukturen innerhalb der Turbomaschine darstellen. Die Grundlagen der instationären Strömungsphänomene, die daraus resultierenden Anregungsmechanismen sowie die Grundlagen der Interaktion zwischen der Strömung und der Struktur werden in diesem Kapitel, den Grundlagen der Aeroelastik in Turbomaschinen, erläutert.

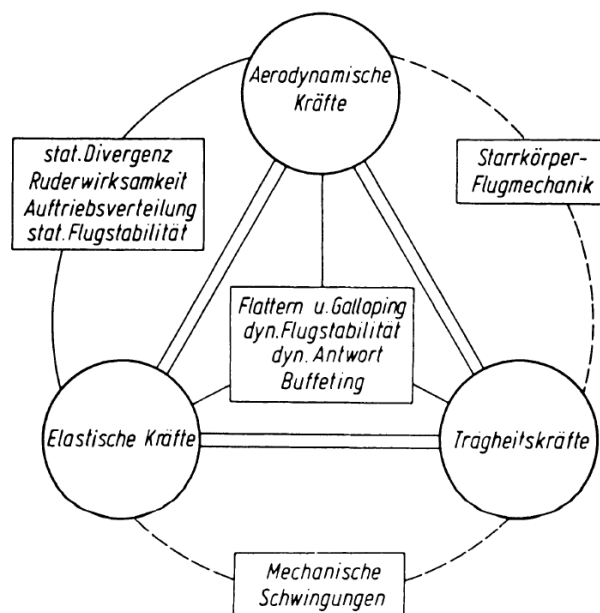


Abbildung 2.1: Collar Diagramm von 1944 nach Försching (1974)

Die Grundlagen der Aeroelastik basieren auf den gegenseitigen Wechselwirkungen von aerodynamischen und elastischen Kräften sowie Trägheitskräften. Das Zusammenspiel und die gegenseitigen Wechselwirkungen der drei Kräfte sind im Collar-Diagramm, siehe Abb. 2.1, in Form eines Dreiecks angeordnet. Dabei sind zwei Seiten des Dreiecks, die mechanischen Schwingungen und die Starrkörper-Mechanik, eigenständige Forschungsgebiete. Sie lassen sich nur bedingt von der Aeroelastik abgrenzen, weil beispielsweise

die Eigenschwingungsanalyse essentiell für die aeroelastischen Problemstellungen ist. Die dritte Seite ist die Wechselwirkung zwischen den aerodynamischen und elastischen Kräften und wird als statisch aeroelastisches Problem bezeichnet. Alle dynamischen aeroelastischen Probleme liegen innerhalb des Dreiecks, weil alle Kräfte daran beteiligt sind (Försching 1974). Aeroelastische Problemstellungen treten somit an jeder Struktur auf, die einer Strömung ausgesetzt ist und dadurch zu Verformungen und Verschiebungen der Struktur führt.

Bereits das Scheitern der ersten Flugversuche der Luftfahrtpioniere ist auf aeroelastische Problemstellungen zurückzuführen (Försching 1974). Das statisch aeroelastische Problem der Torsionsdivergenz war zu dieser Zeit Hauptgrund für die an Flugzeugen auftretenden Flügelbrüche. Durch die Instationarität der Strömung sind die Problemstellungen der Aeroelastik in Turbomaschinen hingegen dynamischer Natur. Auf die Instationarität von Turbomaschinen und deren instationäre Strömungsphänomene, die zur Anregung der Strukturen führen, wird in den folgenden Abschnitten näher eingegangen. Anschließend werden die aeroelastischen Phänomene der dynamischen Aeroelastik erläutert. Einen Überblick über die Grundlagen der Aeroelastik und die Aeroelastik in Turbomaschinen gibt das Lehrbuch Försching (1974) und das zweibändige AGARD Manual zur Aeroelastik in axial durchströmten Turbomaschinen von Platzer und Carta (1987).

2.1 Instationarität von Turbomaschinen

Da nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik der spezifische Arbeitsumsatz w_t einer Stufe in einem adiabaten System definiert ist als

$$w_t = h_{tot,2} - h_{tot,1} = \Delta h_{tot}, \quad (2.1)$$

erfolgt die Arbeitsumsetzung einer Stufe ausschließlich über die Änderung der Totalenthalpie Δh_{tot} im Laufrad der Maschine (Bräunling 2009). Den mathematischen Beleg für die Notwendigkeit der Instationarität zur Umsetzung der Arbeit ergibt sich nach Eck (1954) und Dean (1957). Darin gilt für die Impulsbilanz in seiner, nach der Eulerschen Bewegungsgleichung, instationären und reibungsfreien Form

$$\frac{\partial \vec{c}}{\partial t} + \vec{c} \cdot \nabla \vec{c} = -\frac{1}{\rho} \nabla p. \quad (2.2)$$

Durch weitere Ausführungen und Umformulierungen ergibt sich die Formulierung in ihrer verlustfreien Form zu

$$\frac{Dh_{tot}}{Dt} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial t}. \quad (2.3)$$

Diese Formulierung bedingt, dass die zeitliche Änderung der Totalenthalpie des Fluids direkt proportional zum vorliegenden zeitlichen Druckgradienten ist. Unter der Annahme einer verlustfreien Strömung ist somit eine Änderung der Totalenthalpie bzw. das Umsetzen von Arbeit nur durch ein instationäres Druckfeld möglich.

Die spezifische Stufenarbeit lässt sich mittels der Euler-Gleichung umformulieren zu

$$w_t = \Delta h_{tot} = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}. \quad (2.4)$$

Der Index 1 beschreibt den Zustand am Eintritt der Laufschaufel und der Index 2 den Zustand am Austritt des Laufrades und somit am Austritt der Stufe. Der spezifische Arbeitsumsatz wird also von der Umfangsgeschwindigkeit u und der Strömungsumlenkung $c_{u2} - c_{u1}$ beeinflusst (Bräunling 2009).

Eine Auslegungsgröße, welche die zuvor genannten Zusammenhänge vereint, ist die Leistungszahl ψ . Die Leistungszahl beschreibt den Druckumsatz in einer Stufe und ist definiert als

$$\psi = \frac{-\Delta h_{tot}}{u_2^2} \quad (2.5)$$

$$= \frac{-w_t}{u_2^2} \quad (2.6)$$

$$= -\frac{u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}}{u_2^2}. \quad (2.7)$$

Die Leistungszahl ist ein Maß für die aerodynamische Belastung einer Stufe, d.h. ein Maß dafür, wie groß die verrichtete Arbeit aus der Änderung der Umfangskomponente der Strömungsgeschwindigkeiten im Verhältnis zur vorherrschenden kinetischen Energie der Umfangsbewegung ist. Typische Werte für die Leistungszahl in einer Turbine sind für hoch belastete Stufen $\psi > 1,5$ und für niedrig belastete Stufen ψ im Bereich zwischen 0 und 1.

Neben der Leistungszahl ist eine weitere dimensionslose Kenngröße für die Auslegung von Turbomaschinen entscheidend, die Durchflusszahl. Die Durchflusszahl ϕ ist definiert als das Verhältnis der axialen Strömungsgeschwindigkeit c_{ax} zur Umfangsgeschwindigkeit u des Rotors

$$\phi = \frac{c_{ax}}{u_2}. \quad (2.8)$$

Die Durchfluss- und Leistungszahl sind somit zwei dimensionslose Kenngrößen, die zur Auslegung und Charakterisierung der Strömungs- und Geschwindigkeitsverhältnisse in einer Turbomaschine beitragen. Insbesondere die Leistungszahl hat dabei einen erheblichen Einfluss auf die aerodynamische Belastung der Schaufeln, sodass eine Änderung der Strömungsverhältnisse auch eine Änderung der aerodynamischen Belastung und des aeroelastischen Verhaltens der Schaufeln bewirkt.

2.2 Instationäre Strömungsphänomene

Die Instationarität der Turbomaschine bzw. der einzelnen Stufen rufen instationäre Strömungsphänomene hervor, die Anregungsmechanismen für die Schaufeln in einer Turbomaschine darstellen. Die relevanten aerodynamischen Anregungsmechanismen in einer Turbinenstufe, die schematisch in Abb. 2.2 dargestellt sind, können nach Giles (1991),

2 Grundlagen der Aeroelastik in Turbomaschinen

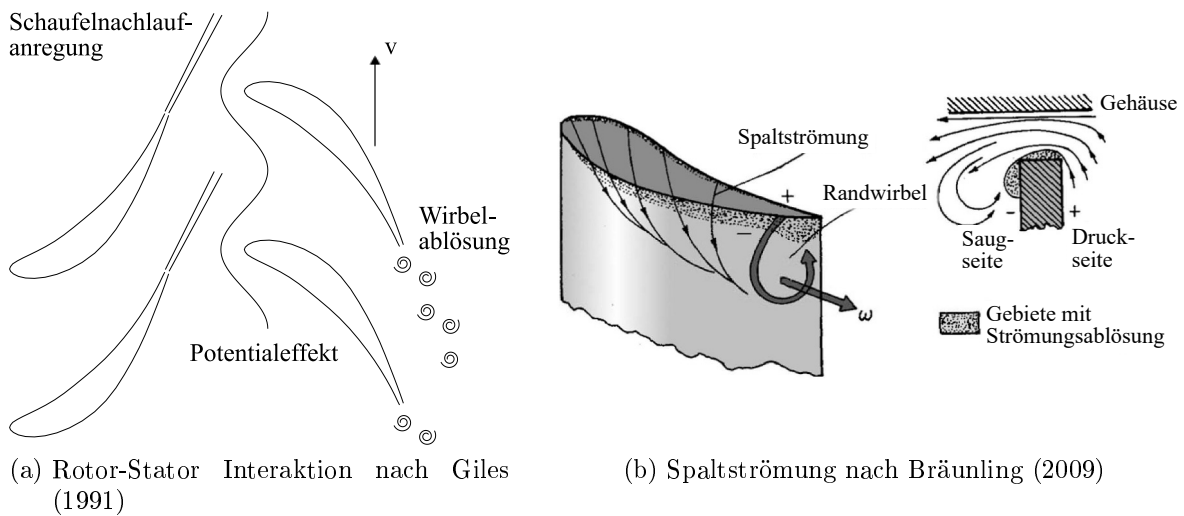


Abbildung 2.2: Instationäre Strömungsphänomene in einer Turbinenstufe

Korakianitis (1992a), Kielb und Chiang (1992) und Jöcker (2002) unterteilt werden in die *Schaufelnachlaufanregung*, den *Potentialeffekt*, der *Stoßanregung*, der *Wirbelablösung* und den *Sekundärströmungseffekten*.

Schaufelnachlaufanregung

Der Nachlauf von Turbomaschinenschaufeln entsteht durch Grenzschichtbildung des umströmten Profils. Wenn die Strömung nicht zuvor ablöst, kommt es an der Hinterkante des Profils zum Erreichen der maximalen Dicke der Grenzschicht (Bräunling 2009). Aufgrund dieser Reibungseffekte und der endlichen Dicke der Hinterkante des Profils kommt es hinter dem Profil zur Ausbildung sogenannter Nachlaufdellen. Diese Nachläufe stellen ein Geschwindigkeitsdefizit gegenüber der Kernströmung dar. Im ruhenden System der Statorschaufeln sind die Nachläufe nahezu stationär. Doch treffen die Nachläufe nun auf die, auf der Welle sich mitdrehenden, Rotorschaufeln prägen sie dem Strömungsfeld eine Instationarität auf. Die Rotorschaufeln sind somit instationären Druckschwankungen ausgesetzt, deren Wirkungsrichtung ausschließlich stromabwärts ist.

Potentialeffekt

Der Potentialeffekt wirkt sowohl stromauf- als auch stromabwärts und entsteht aufgrund der Wechselwirkung zwischen Stator- und Rotorschaufeln. Durch die relative Bewegung der Rotor- zu den Statorschaufeln ändert sich das statische Druckfeld um die Schaufeln und es kommt zu einem schwankenden Druckfeld an der Hinterkante der Statorschaufeln und an der Vorderkante der Laufschaufeln. Das Potentialfeld stellt somit eine zeitabhängige Druckänderung über den Umfang in den Zwischenräumen zwischen Stator und Rotor dar.

Stoßanregung

In super- und transsonischen Strömungen entstehen durch eine sprunghafte Änderung

des Strömungszustandes Verdichtungsstöße. Die Verdichtungsstöße gehen mit einer Änderung des Drucks und der Strömungsgeschwindigkeit einher. Dadurch führen sie zu einer starken aerodynamischen Anregung der Schaufeln.

Wirbelablösung

An der Hinterkante der Schaufeln kommt es zur Ablösung von Wirbeln. Es findet eine zeitlich periodische Ablösung der Wirbel statt, die abwechselnd etwas druck- und saugseitig stromabwärts wandern (Bräunling 2009). Die Systematik dieser Wirbel ähnelt denen einer Karmanschen Wirbelstraße, wobei die Ablösungsfrequenz der Wirbel deutlich kleiner ist gegenüber der Blattwechselfrequenz (BWF), welche sich aus der Drehfrequenz des Rotors und der Schaufelanzahl ergibt. Daher spielt diese Anregung für erzwungene Schwingungen eine untergeordnete Rolle, kann allerdings entscheidend für die Anregung von selbsterregten Schwingungen sein (s. Abschn. 2.3).

Sekundärströmungseffekte

Zu den Sekundärströmungseffekten gehören Wirbelströmungen in der Passage, wie den Kanalwirbel, Eckenwirbel oder Hufeisenwirbel, die Strömungsverluste erzeugen und somit zu einer ungleichmäßigen Geschwindigkeits- und Totaldruckverteilung führt. Neben den genannten Wirbeln gehört die Spaltströmung ebenfalls zu den Sekundärströmungseffekten. Die Spaltströmung über freistehende Laufschaufeln entsteht aufgrund des Druckunterschieds zwischen Druck- und Saugseite. Die Schleppströmung durch die Relativbewegung des Gehäuses und die Strömungsbewegung vom Gebiet höheren Drucks zum Gebiet niedrigen Drucks überlagern sich zusammen mit der Hauptströmung, sodass der entstehende Wirbel stromabwärts weggetragen wird (s. Abb. 2.2b). Die ungleichmäßige Druckverteilung infolge der Sekundärströmungen beeinflusst die aerodynamische Schwingungsanregung der Laufschaufeln.

Den größten Einfluss haben diese instationären Strömungsvorgänge auf die Laufschaufeln der Maschine, weil sie durch die Rotation der Welle zusätzlich einer hohen statischen Belastung (Fliehkraftbeanspruchung) ausgesetzt sind. Basierend auf diesen instationären Strömungsvorgängen kommt es zu einer aerodynamischen Schwingungsanregung der Schaufeln und zu einer Wechselwirkung mit der Struktur. Da eine Überlagerung der zuvor genannten Phänomene unvermeidbar ist, kann es zu einer Abschwächung oder einer Verstärkung der Anregung kommen. Das Schwingverhalten der Struktur sowie die aus den instationären Strömungsvorgängen resultierenden aeroelastischen Phänomene werden im folgenden Abschnitt detailliert erläutert.

2.3 Aeroelastische Phänomene

Nach dem Collar-Diagramm vereint die dynamische Aeroelastik die aerodynamischen Kräfte mit den elastischen Kräften und den Trägheitskräften. Bevor die aeroelastischen Phänomene untersucht werden können, ist somit das Eigenschwingungsverhalten zu bestimmen. Daher wird zunächst die Charakterisierung des Schwingungsverhaltens am

2 Grundlagen der Aeroelastik in Turbomaschinen

Beispiel einer Turbomaschinenschaufel erläutert.

Das mechanische System einer Struktur mit mehreren Freiheitsgraden kann in folgende Bewegungsgleichung überführt werden:

$$[M]\ddot{x} + [D]\dot{x} + [K]x = F_A(t) \quad (2.9)$$

Auf der linken Seite der Differentialgleichung steht die Bewegungsgleichung des Systems mit der Massen- $[M]$, Dämpfungs- $[D]$ und Steifigkeitsmatrix $[K]$. Auf der rechten Seite steht eine zeitlich sich ändernde externe Anregungskraft, wie sie beispielsweise durch die aerodynamische Anregung von Schaufelnachläufen entsteht. Aus dem homogenen Anteil der freien, ungedämpften Schwingung lassen sich die Eigenwerte und die Eigenvektoren bestimmen (Abschn. 2.4.2), die für das Beispiel einer Turbomaschinenschaufel verschiedene Eigenfrequenzen und Eigenformen darstellen. Verschiedene Schwingformen einer Turbomaschinenschaufel sind in Abb. 2.3 dargestellt. Die Schwingformen werden in Biege-, Torsions- und gekoppelte Moden unterschieden, die an der Anzahl und Lage der Knotenlinien zu unterscheiden sind. Die Knotenlinie stellt die Linie dar an denen die Struktur keine Auslenkung erfährt.

Durch die Kopplung der Schaufeln mit der Welle, kommt es neben den Schaufelmoden noch zu Scheibenmoden, welche stets in Kombination auftreten. Die Scheibenmoden werden auch als Knotendurchmesser (KD, engl.: *Nodal Diameter*) bezeichnet und werden ebenfalls durch ihre Knotenlinien charakterisiert. Analog zu den Schaufelmoden beschreiben die Knotenlinien die Positionen die keine Auslenkungen erfahren. Gleichzeitig

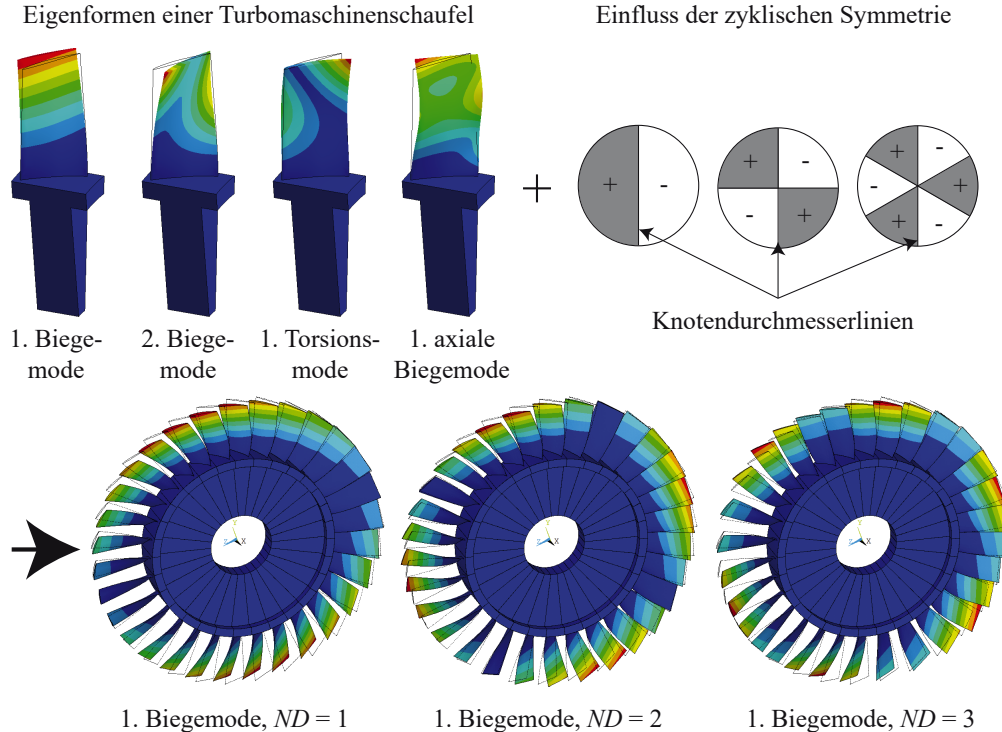


Abbildung 2.3: Schwingformen einer Turbomaschinenschaufel (Freund 2015)

trennen sie die Gebiete entgegengesetzter Schwingungen. Die Anzahl der Scheibenmoden ist abhängig von der Schaufelanzahl N , sodass der maximale Knotendurchmesser definiert ist über

$$KD_{max} = \frac{N}{2} \quad , N \text{ gerade} \quad (2.10)$$

$$KD_{max} = \frac{N - 1}{2} \quad , N \text{ ungerade} \quad (2.11)$$

Die Rotation von den mit der Welle gekoppelten Schaufeln führt zu einer über den Umfang wandernden Welle (engl.: *traveling wave*). Die Schwingungsmoden wandern somit in oder entgegengesetzt der Drehrichtung, sodass die einzelnen Schaufeln die gleiche Bewegung ausführen, allerdings phasenversetzt gegenüber der benachbarten Schaufel. Dieser Phasenversatz wird über einen konstanten Phasenwinkel σ (engl.: *Interblade phase angle*, IBPA) beschrieben:

$$\sigma_{IBPA,vorw} = \frac{2\pi \cdot KD}{N} \quad (2.12)$$

$$\sigma_{IBPA,rueckw} = \frac{2\pi \cdot (N - KD)}{N} \quad (2.13)$$

Durch die Kopplung von Schaufel und Scheibe kann eine Schaufelmode bei verschiedenen Knotendurchmessern auftreten. Bei einer starken Kopplung zwischen den Schaufeln und der Scheibe, wie es bei einer steifen Scheibe der Fall ist, dominiert die Schwingungsform der Schaufel und die Eigenfrequenz ist nahezu unabhängig vom Knotendurchmesser. Bei einer geringen Steifigkeit der Scheibe dominiert jedoch die Scheibenmode.

Die Interaktion der instationären aerodynamischen Anregungsmechanismen aus Abschn. 2.2 mit dem beschriebenen Eigenschwingungsverhalten der Schaufeln führen zu den aeroelastischen Phänomenen der dynamischen Aeroelastik. Die in Turbomaschinen auftretenden aeroelastischen Phänomene können unterteilt werden in erzwungene Schwingungen (engl.: *Forced Response*) und selbsterregte Schwingungen (engl.: *Flutter*). Die erzwungenen Schwingungen sind dadurch gekennzeichnet, dass sie durch zeitlich sich ändernde Störkräfte entstehen.

Die selbsterregten Schwingungen hingegen sind dadurch charakterisiert, dass die Strömung der Struktur der Schaufel kontinuierlich Energie zuführt, was in eine stetig ansteigende Schwingungsamplitude resultiert. In der Praxis wird die Schwingungsamplitude durch nichtlineare Effekte begrenzt (engl.: *limit cycle oscillations*) oder sie nimmt so lange zu, bis die Struktur versagt. Die aeroelastischen Phänomene der erzwungenen und selbsterregten Schwingungen werden im Folgenden detaillierter erläutert, wobei der Fokus in dieser Arbeit auf den erzwungenen Schwingungen liegt.

2.3.1 Erzwungene Schwingungen

Erzwungene Schwingungen resultieren aus zeitlich sich ändernden Störkräften, die auf die Struktur der Schaufel wirken. Die erzwungenen Schwingungen können unterteilt werden in eine

2 Grundlagen der Aeroelastik in Turbomaschinen

- drehzahlsynchrone Anregung, z.B. Schaufelnachlaufenanregung oder Unwucht
- nicht drehzahlsynchrone Anregung, z.B. Wirbelablösung an der Schaufelhinterkante oder Spaltströmung
- transiente Anregung, z.B. Vogelschlag oder Verdichterpumpen

Die drehzahlsynchronen Schwingungen kennzeichnen sich dadurch, dass die Anregungsfrequenz ein Vielfaches der Rotordrehzahl ist. In Turbomaschinen sind die Hauptanregungsmechanismen der drehzahlsynchronen Schaufelschwingungen die Anregung durch Schaufelnachläufe und durch den Potentialeffekt. Allerdings führen auch Unwuchten des Rotors oder über den Umfang verteilte Temperatur- und Druckunregelmäßigkeiten, wie sie am Eintritt einer Hochdruckturbine durch einen Brennkammerdefekt entstehen, zu drehzahlsynchronen Schaufelschwingungen.

Bei den nicht drehzahlsynchronen, erzwungenen Schwingungen spielen die Sekundärströmungen eine entscheidende Rolle bei der Anregung der Schaufeln. Die Sekundärströmungen verursachen ungleichmäßige Druckverteilungen infolge abgelöster Strömungen und Wirbelbildungen, welche die aerodynamische Schwingungsanregung der Laufschaufeln beeinflussen. Dies können Sekundärströmungen an der Hinterkante der Schaufeln oder in der Passage sein, aber auch die Spaltströmung hat einen Einfluss auf die aerodynamische Schwingungsanregung der Schaufeln (Vo 2006, Hauptmann und Seume 2016). Zusätzlich zu den drehzahlsynchronen und nicht drehzahlsynchronen Schwingungen finden insbesondere in Flugtriebwerken transiente Schwingungsanregungen statt. Das können beispielhaft Impulsanregungen infolge eines Vogelschlags oder eine Stoßanregung von Verdichterschaufeln im Grenzbetrieb des Pumpens sein. Der Fokus in dieser Arbeit wird im Folgenden jedoch auf die drehzahlsynchronen, erzwungenen Schwingungen gelegt.

Campbell-Diagramm

Zur Analyse erzwungener Schwingungen wird das Campbell-Diagramm herangezogen. In dem Campbell-Diagramm (Abb. 2.4) sind die Eigenfrequenzen der Moden aus der Eigenschwingungsanalyse über die Drehzahl, sowie die harmonischen Drehfrequenzen, die sogenannten Erregerordnungen (EO) aufgetragen. Im Schnittpunkt mit einer Anregungsfrequenz und einer Eigenfrequenz kommt es zur Resonanz.

Typische Erregerordnungen sind in Abb. 2.4 am Beispiel einer Hochdruckturbine eines Flugtriebwerks dargestellt. Die typischen Erregerordnungen resultieren aus der Anzahl der stromab- und stromaufwärts liegenden Leitschaufeln sowie der stromaufwärts liegenden Brenner in der Brennkammer. Durch Unwucht des Rotors oder Abweichungen in der Schaufelgeometrie gegenüber dem Auslegungszustand können auch niedrige EOs entstehen. Eine Anregung der Schaufel in Resonanz erfolgt, wenn die Erregerordnung der Anregung mit dem Knotendurchmesser der angeregten Eigenfrequenz übereinstimmt (Petrov 2010). Die Resonanzstellen sind während des Betriebs der Maschine nicht zu verhindern, sind allerdings für die stationär betriebenen Betriebspunkte zu vermeiden. Durch lang andauernden Betrieb im Resonanzbereich kann es zum Bruch der Schaufeln infolge der Ermüdung der Struktur bei hohen Lastwechseln (engl.: *High-Cycle-Fatigue*, HCF) kommen. Die Dauerfestigkeit einer Schaufel leitet sich aus der Kombination der maximal

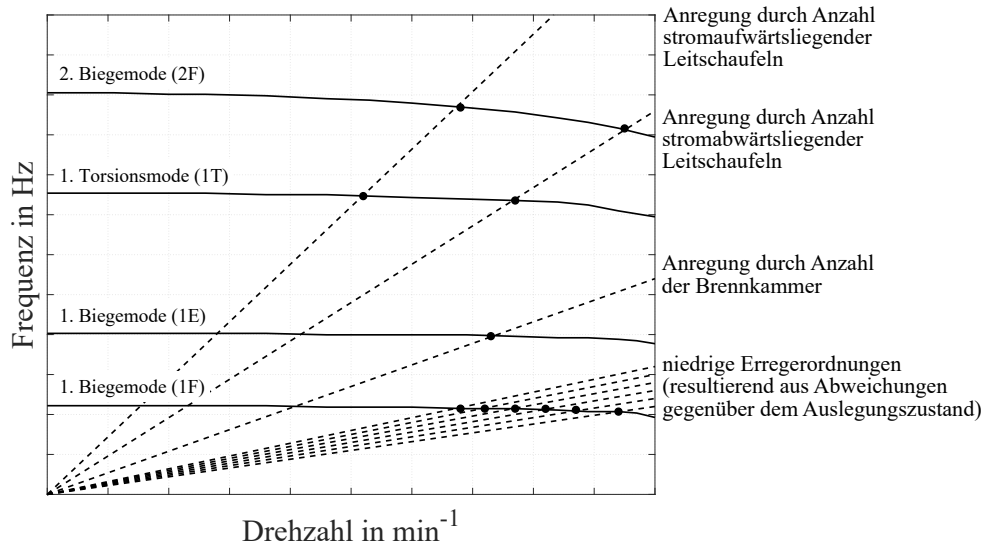


Abbildung 2.4: Exemplarisches Campbell-Diagramm einer Turbinenlaufschaufel nach Aschenbruck (2019)

zulässigen dynamischen Spannungen, resultierend aus den Schwingungsamplituden, und den statischen Spannungen (z.B. Fliehkraft, stationäre Drucklast) der Schaufel ab. Die Schaufeln und der Rotor sind Fertigungsabweichungen und Verschleißerscheinungen ausgesetzt, sodass über den Umfang keine ideal zyklische Symmetrie vorliegt. Es kommt somit zu Abweichungen der Eigenfrequenzen, auch Verstimmung (engl. *Mistuning*) genannt. Die Varianz der Eigenfrequenzen gegenüber dem Auslegungszustand kann somit die Resonanzstellen im Betrieb verschieben.

Verstimmung

Neben dem Einfluss der aerodynamischen Anregung beeinflussen die mechanischen Eigenschaften das Schwingungsverhalten von Turbinenschaufeln in einer rotierenden Maschine. Fertigungstoleranzen, Materialimperfectionen, unterschiedliche Kontaktbedingungen zwischen Schaufelfuß und Scheibe und geometrische Varianzen infolge von Regeneration und Verschleiß führen zu einer Verstimmung des ideal zyklisch ausgelegten unverstimmten (engl.: *tuned*) Systems. Die Verstimmung des Systems resultiert in eine Aufspaltung der Eigenfrequenzen und somit zu einer Verbreiterung des Frequenzbandes indem Resonanz auftritt (Pohle 2017). Darüber hinaus kann die Verstimmung zu einer Vergrößerung der Schwingungsamplituden durch die Konzentration der Schwingungsenergie auf lokale Kreissegmente (Srinivasan 1997, Campobasso und Giles 2000, Feiner und Griffin 2004, Petrov 2010, Nyssen et al. 2015, Schwerdt et al. 2016) führen. Die Erhöhung der Schwingungsamplituden durch Konzentration der Schwingungsenergie auf eine Schaufel führt nach Whitehead (1966) mit einer über den Umfang verteilten Anzahl N

an Schaufeln zu einer maximalen Verstärkung der Schwingungsamplitude von

$$\frac{\hat{x}_{max,mistuned}}{\hat{x}_{tuned}} = \frac{1}{2} \cdot (1 + \sqrt{N}). \quad (2.14)$$

Die Verstärkung der Schwingungsamplitude durch die Verschiebung der Schwingungsenergie erhöht für vereinzelte Schaufeln das Risiko eines Schaufelversagens durch HCF und somit der potentiellen Gefahr eines Maschinenschadens.

Die Verstimmung über den Schaufelumfang ist durch die oben genannten Einflüsse meist zufällig und erst durch eine experimentelle Bestimmung der Eigenfrequenzen zu identifizieren. Doch die Anordnung der Verstimmung lässt sich beeinflussen. Da verschleiß- und regenerationsbedingte geometrische Varianzen häufig größer sind gegenüber Varianzen infolge von Fertigungstoleranzen, ist die Verstimmung durch Anordnung von Neuteilen und reparierten Schaufeln beeinflussbar. Diese bewusste Verstimmung kann nach Bleg et al. (2008) und Campobasso und Giles (2000) einen positiven Einfluss auf die aeroelastische Stabilität bezüglich selbsterregten Schwingungen haben. Auf die Stabilität der Schwingung hat sowohl die strukturelle Kopplung zwischen Schaufel und Scheibe als auch die aerodynamische Kopplung zwischen den Schaufeln einen Einfluss (Petrov 2010, Glodic et al. 2011, Willeke et al. 2017).

Dämpfung

Ein durch erzwungene Schwingungen verursachter Schwingungszustand ergibt sich aus den Einflüssen der aerodynamischen Anregungskraft sowie der Dämpfung des Systems. Dabei steht die dem System zugeführte Energie der aerodynamischen Anregung im Gleichgewicht mit der dissipierten Energie infolge der Dämpfung. Die Dämpfung teilt sich auf in die aerodynamische und mechanische Dämpfung. Die mechanische Dämpfung

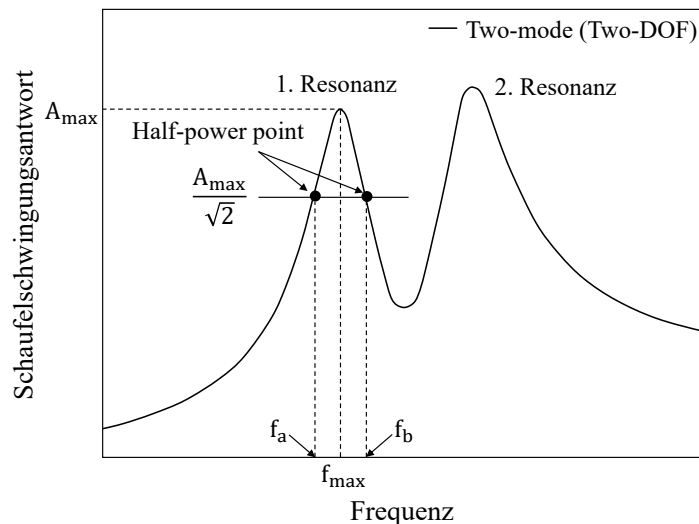


Abbildung 2.5: Schematische Darstellung der *Half-Power Bandwidth Methode* nach Wang et al. (2013)

ist wiederum zu unterteilen in die Materialdämpfung und die Kontaktreibung bei der Schaufel-Scheiben-Kopplung, die sich durch zusätzliche Reibelemente erhöhen lässt.

Eine Methode zur Bestimmung der Dämpfung, die sowohl den Anteil der mechanischen als auch der aerodynamischen Dämpfung enthält, ist die *Half-Power Bandwidth* Methode nach Wang et al. (2013). Diese Methode berechnet das Dämpfungsverhältnis D nach

$$D = \frac{f_b - f_a}{2 \cdot f_{max}} \quad (2.15)$$

aus den experimentell erfassten Resonanzstellen. Wie in Abb. 2.5 dargestellt, werden zur Berechnung des Dämpfungsverhältnisses die beiden Frequenzen (f_a und f_b) herangezogen, deren Schwingungsantwort die halbe Energie ($A_{max}/\sqrt{2}$) gegenüber der Schwingungsantwort bei der Eigenfrequenz (f_{max}) aufweisen.

Die aerodynamische Dämpfung, die Interaktion des schwingenden Systems mit der Strömung, ist gegenüber der mechanischen Dämpfung nicht zu vernachlässigen (Srinivasan 1997, Kielb und Abhari 2003). Sie ist ein entscheidender Parameter, der über die Stabilität des aeroelastischen Systems entscheidet und die Schwingungsamplitude stark beeinflusst. Bei negativer aerodynamischer Dämpfung besteht die Gefahr der selbsterregten Schwingungen, sodass zur Vermeidung dieses aeroelastischen Phänomens die dissipierte Energie infolge der mechanischen Dämpfung der vom Fluid zugeführten Energie übersteigen muss. Eine positive aerodynamische Dämpfung erhöht die Dissipation der Schwingungsenergie. Das Phänomen der selbsterregten Schwingungen wird im folgenden Abschnitt 2.3.2 näher erläutert.

2.3.2 Selbsterregte Schwingungen

Neben den erzwungenen Schwingungen ist ein weiteres aeroelastisches Phänomen der dynamischen Aeroelastik in Turbomaschinen die selbsterregte Schwingung, das sogenannte Flattern. Das besondere dieses Zustands ist, dass ein kontinuierlicher Energiefluss von der Strömung in Richtung Struktur existiert. Diese zugeführte Energie übersteigt die von der Schaufel an die Strömung abgegebene und durch die mechanische Dämpfung dissipierte Energie. Dies ist der Fall, wenn die Gesamtdämpfung der Fluid-Struktur-Kopplung negativ ist, woraus eine stetig anwachsende Schwingungsamplitude resultiert. Eine negative aerodynamische Dämpfung kann somit zu Flattern führen, kann jedoch durch eine ausreichend hohe mechanische Dämpfung kompensiert werden. Die Schwingungsamplitude kann dann durch nicht-lineare Effekte begrenzt werden, sodass sich die Schwingung in einem sogenannten Grenzykel (engl.: *Limit Cycle*) befindet, andernfalls besteht die Gefahr eines Schaufelschadens.

Die Anfälligkeit gegenüber selbsterregten Schwingungen ist vor allem in den Bereichen einer Turbomaschine festzustellen, in denen die Schaufeln ein großes Höhen-zu-Seitenverhältnis aufweisen. Am Beispiel eines Flugtriebwerks wären dies die ersten Stufen des Verdichters und die hinteren Stufen der Turbine. Die Betriebsbereiche, in denen selbsterregte Schwingungen auftreten, sind dabei durch eine hohe Instationarität gekennzeichnet. Im Verdichter wären dies beispielsweise der Betrieb im Bereich der Pump- oder Schluckgrenze und in der Turbine im Teillastbetrieb, wo vermehrt Strömungsablösun-

gen entstehen. Für die Vorhersage von selbsterregten Schwingungen sind zwei Parameter entscheidend:

- die reduzierte Frequenz
- und die aerodynamische Dämpfung

Die reduzierte Frequenz k_C ist eine dimensionslose Kennzahl, die berechnet wird über

$$k_C = \frac{2\pi f C}{V} = 2\pi \frac{C}{\frac{V}{f}} \quad (2.16)$$

Die Variable C entspricht der Sehnenlänge des Schaufelprofils und V der Strömungsgeschwindigkeit. Nach Srinivasan (1997) ist die reduzierte Frequenz das Verhältnis zwischen der Zeit (C/V), die ein Fluidpartikel braucht, um das umströmte Schaufelprofil zu passieren, zu der Periodendauer ($1/f$) einer Schwingung. Für reduzierte Frequenzen $k_C < 1$ ist die Schwingung der Schaufel langsam gegenüber der Strömung, sodass die Strömung die Schaufelbewegung beeinflusst. Liegt die reduzierte Frequenz in diesem Bereich, können selbsterregte Schwingungen auftreten. Allerdings ist dies kein notwendiges Kriterium, welches über die Stabilität des aeroelastischen Systems und für das Auftreten selbsterregter Schwingungen entscheidet. Der entscheidende Parameter hingegen, der zur Vorhersage der Stabilität des Systems dient, ist die aerodynamische Dämpfung. Die Berechnung der aerodynamischen Dämpfung erfolgt für jeden einzelnen Knotendurchmesser, sodass für jeden Schwingungszustand die Stabilität des Systems beurteilt wird. Die Berechnung der aerodynamischen Dämpfung kann nach Kersken et al. (2010) erfolgen.

2.4 Numerische Vorhersage

Da die Aeroelastik die Wechselwirkung zwischen der Strömung und der Struktur beschreibt, werden in diesem Abschnitt die Grundlagen zur numerischen Berechnung der Strömungseigenschaften in einer Turbomaschine und zur Berechnung der Struktureigenschaften erläutert. Dafür werden in Abschn. 2.4.1 die Grundlagen zur Vorhersage aerodynamischer Strömungskräfte mittels numerischer Strömungssimulationen beschrieben. Anschließend werden die Ausführungen aus Abschn. 2.3 in Abschn. 2.4.2 aufgenommen und hinsichtlich der Berechnung des Eigenschwingverhaltens detaillierter fortgesetzt.

2.4.1 Fluiddynamik

Die aerodynamischen Strömungskräfte, welche die Hauptanregungsquellen für die Anregung von erzwungenen Schwingungen darstellen, werden mit Hilfe von numerischen Strömungssimulationen berechnet. Dafür ist ein mathematisches Modell erforderlich, welches sich aus den Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie sowie den kalorischen und thermischen Zustandsgleichungen ergibt. Für eine genaue Ausführung zur Herleitung und Beschreibung dieser Erhaltungsgleichungen wird auf die Literatur

von Ferziger und Peric (2008) und Spurk und Aksel (2010) verwiesen.

Aus der Impulserhaltung folgt die erste Cauchy'sche Bewegungsgleichung und unter Annahme des Materialgesetzes für Newton'sche Fluide können daraus die Navier-Stokes'schen Gleichungen hergeleitet werden, welche die Grundlage zur Lösung strömungstechnischer Problemstellungen darstellt. Unter Vernachlässigung der Temperaturabhängigkeit des Materials lauten die Navier-Stokes'schen Gleichungen nach Spurk und Aksel (2010)

$$\varrho \frac{Du_i}{Dt} = \varrho k_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + (\lambda^* + \eta) \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right] + \eta \left[\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \right]. \quad (2.17)$$

Die Lösung der Navier-Stokes'schen Gleichungen erfolgt für die meisten strömungstechnischen Problemstellungen über numerische Näherungsverfahren. Da die direkte numerische Simulation (DNS) eine hohe räumliche und zeitliche Diskretisierung des Strömungsgebietes erfordert, bedarf dies große Zeit- und Rechenressourcen, was somit für die industrielle Anwendung nicht von Nutzen ist. Um dennoch die turbulente Strömung in einer Turbomaschine auflösen zu können, werden die *Reynolds-gemittelten Navier-Stokes'schen Gleichungen* (RANS-Gleichungen) verwendet. Nach Ferziger und Peric (2008) werden die Strömungsgrößen dann in einen Mittelwert und in eine Schwankungsgröße aufgeteilt:

$$\phi(x_i, t) = \bar{\phi}(x_i) + \phi'(x_i, t) \quad (2.18)$$

Unter Anwendung dieser Mittelung auf die Navier-Stokes'schen Gleichungen ergeben sich die RANS-Gleichungen. Aus der Mittelung resultieren allerdings zusätzliche Terme, beispielsweise die Reynoldsspannungen $\overline{\varrho u'_i u'_j}$. Da dem Gleichungssystem nun mehr Variablen als Gleichungen vorliegen, werden die zusätzlichen Terme der Mittelung, wie die Reynoldsspannungen, durch sogenannte Turbulenzmodelle ausgedrückt. Die gesamte Instationarität wird somit gemittelt und das Gleichungssystem wird über die Modellierung der Turbulenz gelöst (Ferziger und Peric 2008). Es gibt eine Vielzahl von Turbulenzmodellen, auf die in dieser Arbeit nicht weiter eingegangen wird, aber in Ferziger und Peric (2008) näher erläutert werden.

Durch die Mittelung der Navier-Stokes'schen Gleichungen und der Verwendung der RANS-Gleichungen zur numerischen Lösung des Strömungsgebietes werden die Instationaritäten gemittelt und durch Turbulenzmodelle nur annähernd wiedergegeben. Doch für die Untersuchung der aeroelastischen Phänomene sind die Instationaritäten und die instationären Strömungseffekte in einer Turbomaschine entscheidend für die aerodynamische Schwingungsanregung und der Wechselwirkung mit den Schaufeln. Daher werden instationäre Strömungssimulationen durchgeführt, die sich nur geringfügig von den stationären Strömungssimulationen unterscheiden. In diesem Fall wird für einen vorgegebenen Zeitschritt Δt pro Zeitschritt eine stationäre RANS-Rechnung durchgeführt. Daraus folgt eine längere Rechendauer und es sind erhöhte Speicherressourcen erforderlich, sofern die Ergebnisse für jeden Zeitschritt herausgeschrieben werden.

2.4.2 Strukturdynamik

Die Aeroelastik stellt die Wechselwirkung der aerodynamischen Kräfte mit den mechanischen Schwingungen dar. Nachdem die Modellierung der aerodynamischen Kräfte im

2 Grundlagen der Aeroelastik in Turbomaschinen

vorherigen Abschnitt erläutert wurde, wird in diesem Abschnitt auf das Verhalten der Struktur und den mechanischen Schwingungen eingegangen. Die im Folgenden vorgestellten Erläuterungen basieren auf den Erläuterungen von Magnus et al. (2013) und Panning (2005).

Da eine Turbomaschinenschaufel aus sehr vielen Freiheitsgraden besteht, findet die Analyse des Eigenschwingverhaltens meist approximativ, beispielsweise mit der Methode der Finiten Elementen (FEM), statt. Wie in Abschn. 2.3 beschrieben liegt der Turbomaschinenschaufel folgende Bewegungsgleichung zugrunde:

$$[M]\ddot{x} + [D]\dot{x} + [K]x = F_A(t) \quad (2.19)$$

$[M]$ ist die Massen-, $[D]$ die Dämpfungs- und $[K]$ die Steifigkeitmatrix, x beschreibt den zeitabhängigen Verschiebungsvektor und $F_A(t)$ gibt eine externe Anregungsquelle an. Zur Reduktion der Freiheitsgrade erfolgt eine Überführung der physikalischen Verschiebungskoordinaten $x(t)$ in modale Koordinaten $q(t)$ mit der modalen Transformationsmatrix Φ

$$x(t) = \Phi q(t) \quad (2.20)$$

Die Transformationsmatrix Φ enthält die Eigenvektoren ϕ_j (j Freiheitsgrade) der Schaufel aus dem freien, ungedämpften System. Das Eigenschwingverhalten einer freien, ungedämpften Schwingung wird mit dem harmonischen Ansatz

$$x(t) = \phi_j e^{\lambda t} \quad (2.21)$$

zu einem Eigenwertproblem, aus dessen Lösung sich die Eigenwerte λ und die Eigenvektoren ϕ_j ermitteln lassen (Magnus et al. 2013, Panning 2005). Unter Anwendung der Modaltransformation auf die Massenmatrix, der Dämpfungsmatrix, der Steifigkeitsmatrix und des Kraftvektors ergeben sich die modalen Größen jeweils zu $[\tilde{M}]$, $[\tilde{D}]$, $[\tilde{K}]$, \tilde{F}_A . Durch weitere Umformungen wird die allgemeine Bewegungsgleichung (Gl. 2.19) überführt zu

$$[\tilde{M}]\ddot{q} + [\tilde{D}]\dot{q} + [\tilde{K}]q = \tilde{F}_A(t) \quad (2.22)$$

$$\ddot{q} + 2D_j \lambda_j \dot{q} + \lambda_j^2 q = \tilde{F}_A(t). \quad (2.23)$$

Dadurch werden die Bewegungsgleichungen von den physikalischen Verschiebungen entkoppelt und sind ausschließlich von den Eigenvektoren und Eigenwerten abhängig. Das System kann dadurch auf die wesentlichen Eigenformen bzw. Eigenfrequenzen einer Schaufel beschränkt werden. Durch den Ansatz der modalen Transformation wird somit der Rechenaufwand zur Lösung der Bewegungsgleichung reduziert.

Die Anregungsmechanismen der erzwungenen Schwingungen weisen eine Periodizität auf, sodass sich die zeitliche Anregung der Schaufeln nach einer bestimmten Periodendauer wiederholt. Die Erregerkraft wird durch eine Summe von harmonischen Funktionen, einer Fourier-Reihe, dargestellt (Magnus et al. 2013). Zusätzlich gilt, dass die Schwingungsamplituden von Turbinenschaufeln in Turbomaschinen in der Regel klein

sind, sodass ein lineares System der Bewegungsgleichung angenommen wird. Diese Annahme ist zulässig, da das Massenverhältnis zwischen Schaufel und umgebenden Fluid so groß ist, dass der Einfluss auf die Schwingung der Schaufel klein ist. Daraus folgt nach dem Superpositionsprinzip, dass sich die Gesamt-Schwingungsantwort der Schaufel aus der Summe aller einzelnen Schwingungsantworten, die durch die harmonischen Anteile der Anregung hervorgerufen werden, zusammensetzt (Magnus et al. 2013). Die harmonische Analyse bestimmt somit die Schwingungsantworten bei den Hauptanregungsfrequenzen und durch anschließender Überlagerung die Schwingungsantwort des Gesamtsystems.

2.4.3 Fluid-Struktur-Kopplung

Zur Vorhersage der Schaufelschwingungsantwort von erzwungenen Schwingungen erfolgt eine Kopplung zwischen der Strömungs- und Strukturberechnung. Dabei sind die Kopplungsmethoden der einseitigen Kopplung (unidirektional) und der beidseitigen (bidirektional) Fluid-Struktur-Kopplung (Abkürzung: FSK) zu unterscheiden. Eine Übersicht über die verschiedenen Kopplungsmethoden ist in Marshall und Imregun (1996), Moffat und He (2005), Jöcker (2002) und Mayorca (2011) zu finden.

Beidseitige FSK

Eine beidseitige FSK bedarf hohe Zeit- und Rechenkapazitäten, weil sowohl die Strömungs- als auch die Strukturberechnung gleichzeitig erfolgt und dabei die wechselseitigen Einflüsse berücksichtigt werden. Bei der beidseitigen FSK werden für jeden Zeitschritt die Strömungsgleichungen gelöst. Im gleichen Zeitschritt wird die Lösung der Strukturberechnung übergeben und die Verschiebungen aufgrund der Anregung berechnet. Daraus leitet sich eine Änderung des Strömungsfeldes ab, sodass die Berechnung der Strömungs- und Strukturgleichungen zum nächsten Zeitschritt übergeht und die wechselseitigen Einflüsse sich fortsetzen.

Einseitige FSK

Wie im vorherigen Abschnitt erwähnt, ist das Massenverhältnis zwischen Schaufel und umgebenden Fluid groß genug, sodass der Einfluss auf die Schwingung der Schaufel in einer Turbomaschine gering ist. Darüber hinaus ist der Einfluss der Schaufelschwingungen auf das Strömungsfeld aufgrund kleiner Schwingungen vernachlässigbar. Für diese beiden Fälle kann das Schwingungssystem als linear angenommen werden und die Schwingungsantwort mittels einseitiger FSK berechnet werden. Bei dieser Methode erfolgt kein wechselseitiger Einfluss zwischen Strömungs- und Strukturberechnung. Die Gleichungssysteme der Fluidodynamik und der Strukturmechanik werden getrennt voneinander gelöst und die Ergebnisse werden nur in eine Richtung übergeben. Die einseitige Kopplung nach Moffat und He (2005) ist in Abb. 2.6 dargestellt. Bei der einseitigen Kopplung nach Moffat und He (2005) wird das Eigenschwingungsverhalten der Schaufel auf das Modell der Fluidodynamik interpoliert. Anschließend erfolgt einerseits die Berechnung der aerodynamischen Dämpfung durch Vorgabe der Schaufelbewegung bei stationärer Strömung und andererseits die Berechnung der aerodynamischen Strömungskräfte mit einer

nicht-schwingenden Schaufel. Durch Kombination dieser beiden Ergebnisse resultiert die Schaufelschwingsantwort. Dahingegen ist auch eine einseitige Kopplung in die andere Richtung möglich. So können zunächst die aerodynamischen Strömungskräfte auf der Schaufel berechnet werden, die anschließend dem Modell der Strukturberechnung übergeben werden. Daraufhin folgt die Bestimmung der Schaufelschwingungsantwort ohne Berücksichtigung gegenseitiger Einflüsse. Dieser Ansatz der einseitigen Kopplung wird in dieser Arbeit verfolgt. Ein Vergleich der beiden einseitigen Kopplungsmethoden ist in Hauptmann et al. (2018) dargestellt. Ein Vergleich zwischen der einseitigen und beidseitigen FSK ist in den Arbeiten von Marshall und Imregun (1996) und Moffat und He (2005) dargestellt.

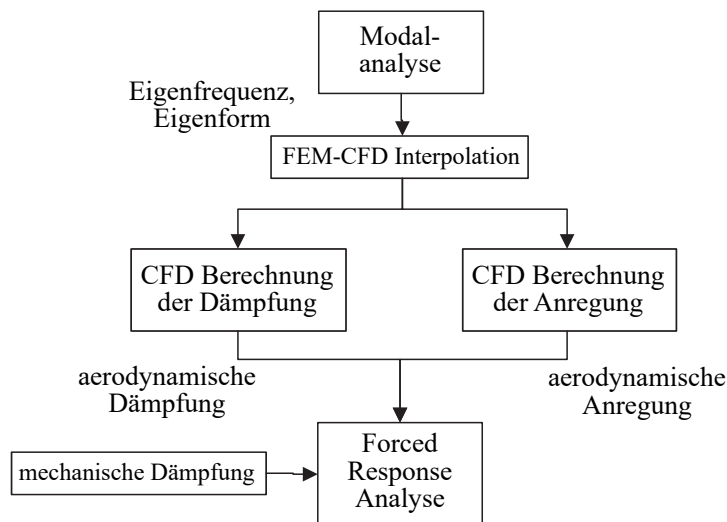


Abbildung 2.6: Schematische Darstellung einer einseitigen Fluid-Struktur-Kopplung nach Moffat und He (2005)

In dieser Arbeit wird für die Berechnung der instationären Strömungskräfte die Strömungsberechnung im Zeitbereich durchgeführt. Im Gegensatz zu den Verfahren im Frequenzbereich erlaubt dieser Ansatz die Bestimmung sämtlicher in der Strömung enthaltenen Anregungsfrequenzen, bedarf jedoch größerer Zeit- und Rechenressourcen. Für die Verfahren im Frequenzbereich wird das instationäre Strömungsfeld lediglich für die Frequenzen berechnet, die für die wesentliche Beschreibung der instationären Strömungsphänomene notwendig sind, beispielsweise die Frequenz einer Eigenschwingung der Schaufel. Die Berechnung im Frequenzbereich erfolgt durch die Methode der Zeitlinearisierung oder der Harmonischen Balance; die Grundlagen zu diesen Methoden sind in Kersken et al. (2010) und Hall et al. (2003) erläutert. Um jedoch den Einfluss geometrischer Varianzen in der Beschaukelung auf die aerodynamische Schwingungsanregung detailliert zu erfassen und zu analysieren, wird die Strömungsberechnung im Zeitbereich durchgeführt, denn dies bietet die Möglichkeit auch andere Anregungsfrequenzen außer der Blattwechselfrequenz im Strömungsfeld zu bestimmen, sowie mehrere Passagen in einer Schaufelreihe mit unterschiedlichen Schaufelgeometrien zu berechnen.

2.5 Detektion von Schaufelschwingungen

In dem folgenden Abschnitt werden die verschiedenen Messverfahren zur Detektion von Schaufelschwingungen und deren Auswertemethoden zur Analyse von erzwungenen Schwingungen beschrieben. Zur Detektion von Schaufelschwingungen werden die invasiven Messverfahren von den berührungslosen Messverfahren unterschieden. Die invasiven Messverfahren beeinflussen dabei das Schwingungsverhalten nachhaltig, wohingegen die berührungslosen Messverfahren die positive Eigenschaft besitzen, alle Schaufeln einer Laufreihe gleichzeitig und ohne Beeinflussung der Schwingeneigenschaften zu erfassen.

Invasive Messverfahren

Eine Methode der invasiven Messverfahren ist die Erfassung von Schaufelschwingungen mittels Dehnungsmessstreifen (DMS). Die Dehnungsmessstreifen sind Werkzeuge, um Verformungen von Bauteilen, z.B. von Schaufeln, zu messen. Die Dehnungsmessstreifen werden auf die Oberfläche einer Schaufel geklebt, wodurch es im Schwingungszustand zu einer Verformung der DMS und dadurch zu einer Änderung des elektrischen Widerstands des Leiters kommt. Zur Datenaufnahme sind die DMS mit einer Telemetrie oder einem Schleifring verbunden (Zielinski und Ziller 1998, Siemann et al. 2009). Durch die zusätzliche Masse, die mit den DMS auf die Schaufeln gebracht wird, kommt es jedoch zu einer Verstimmung (s. Abschn. 2.3.1) der Schaufel. Dadurch werden nicht nur die Strömungseigenschaften um die Schaufel beeinflusst, sondern auch die Schwingeneigenschaften der Schaufel.

Berührungslose Messverfahren

Dem gegenüber haben die berührungslosen Messverfahren den Vorteil, dass sie die Schwingeneigenschaften einer Schaufel durch zusätzliche Massen nicht beeinflussen. Ein weiterer Vorteil ist, dass aufgrund des geringeren Instrumentierungsaufwands das Schwingungsverhalten aller Schaufeln gleichzeitig erfasst wird. Bei dem berührungslosen Messverfahren, auch Tip-Timing Methode genannt, sind mehrere über dem Umfang verteilte Sensoren im Gehäuse über den Schaufeln instrumentiert (s. Abb. 2.7). Jeder Sensor misst die Ankunftszeit (engl. *time of arrival*, TOA) der Schaufelspitze. Die Ankunftszeit ist abhängig von der Drehzahl und dem Radius der Schaufelspitze von der Mittelachse (Zielinski und Ziller 1998). In einem Schwingungszustand der Schaufel ändert sich die Ankunftszeit gegenüber dem Referenzzustand. Diese Änderung wiederum ist abhängig von der Schwingamplitude und der Schwingfrequenz (Heath und Imregun 1998). Die Sensoren können dabei optisch oder kapazitiv ausgeführt werden. Die optischen Sensoren basieren auf dem Lichtschrankenprinzip zur Erfassung der Ankunftszeit und bei den kapazitiven Sensoren erfolgt eine Änderung der Kapazität bei Durchqueren der Schaufelspitze. Einen detaillierten Überblick über die berührungslosen Schaufelschwingungsmessungen mittels der Tip-Timing Methode bietet Heath und Imregun (1998), Zielinski und Ziller (1998) und Zielinski und Ziller (2000), inklusive eines Vergleichs zu den Schwingungsmessungen mit den Dehnungsmessstreifen. Freund et al. (2014) stellten in einer Vergleichsmessung ein Verhältnis zwischen den berührungslos gemessenen Amplituden und denen durch Dehnungsmessstreifen von $0,97 \pm 0,07$ mit einem Vertrauensgrad von

95% fest.

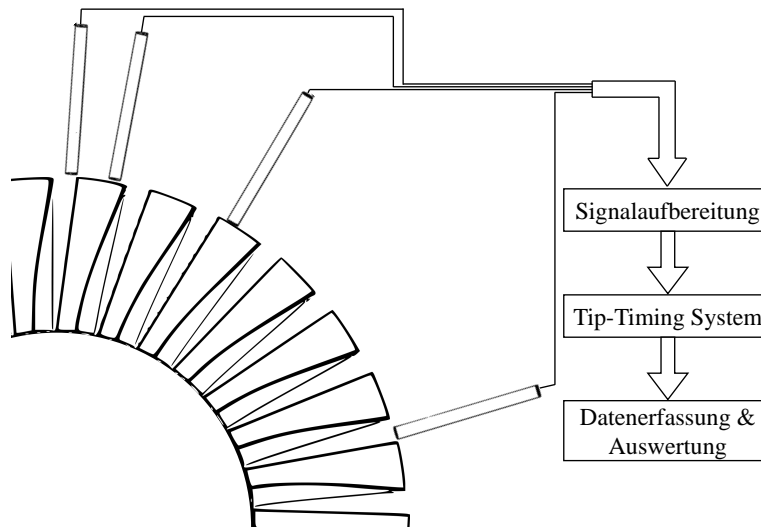


Abbildung 2.7: Aufbau eines Tip-Timing Systems nach Zielinski und Ziller (2000)

Auswertungsmethoden

Ein Nachteil der Tip-Timing Methode ist die starke Unterabtastung des Signals, weil mit der Drehfrequenz des Rotors abgetastet wird. Diese Abtastrate ist meist sehr viel kleiner als die Eigenfrequenzen der Schaufeln. Zusätzlich resultiert aus der Abtastung mit der Drehfrequenz eine nicht-äquidistante Abtastung der Schaufelschwingung, weil die Drehzahl im Prüfstandsbetrieb Schwankungen unterliegt. Daher sind zur Auswertung der Schwingungssignale spezielle Auswertungsmethoden erforderlich, die detailliert in Heath und Imregun (1998), Zielinski und Ziller (1998) und Andersson et al. (2010) erläutert sind.

Nach Andersson et al. (2010) und Kharyton et al. (2017) gibt es verschiedene Auswertungsmethoden für die Analyse von synchronen und nicht-synchronen Schaufelschwingungen. Für die nicht-synchronen Schaufelschwingungen eignen sich insbesondere die sogenannte *Traveling Wave Analyse* und die Spektralzerlegung der Schwingung der Einzelschaufeln (engl.: *Individual Blade FFT*). Für die Auswertung der synchronen Schaufelschwingungen eignet sich die Methode der kleinsten Fehlerquadrate (engl.: *least square model fit*, LSMF). Bei der LSMF-Methode wird das Schwingungssignal durch eine Sinusfunktion angenähert, basierend auf den Anregungsfrequenzen bzw. Erregerordnungen, die dem System durch ein vorhergesagtes Campbell-Diagramm vorgegeben werden. Die Ergebnisse dieser Auswertungsmethode enthalten die Frequenz der Schwingung, die Amplitude und die Phase jeder Schaufel (Andersson et al. 2010, Kharyton et al. 2017). Da der Fokus in dieser Arbeit auf die Analyse drehzahlsynchroner erzwungener Schwingungen liegt, wird für die Auswertung der Schwingungssignale die LSMF-Methode verwendet. Auf das in dieser Arbeit verwendete Tip-Timing System wird in Abschn. 5.1.2 näher eingegangen.

3 Stand der Forschung

Im Zuge der Triebwerksforschung werden immer höhere Leistungsdichten durch die Erhöhung der spezifischen Stufenarbeit gefordert. Gleichzeitig geht die Entwicklung der Schaufelprofile zu immer schlankeren Strukturen. Dadurch steigen die aerodynamischen und strukturdynamischen Belastungen der Schaufeln immer weiter an. Letztere werden somit zunehmend an den Grenzen ihrer Belastbarkeit betrieben. Die potentielle Gefährdung eines Schaufelversagens führt dazu, dass der Einfluss erzwungener Schwingungen auf die Strukturen in einer Turbomaschine bereits seit mehreren Jahrzehnten Gegenstand der Forschung ist. Um dennoch einen sicheren Betrieb zu gewährleisten, ist die Vorhersage von erzwungenen Schwingungen essentiell.

Der Hauptanregungsmechanismus der drehzahlsynchronen, erzwungenen Schwingungen ist die Anregung durch den Potentialeffekt und die Schaufelnachläufe. Allerdings bewirkt jeglicher über den Umfang verteilter Symmetrieverlust eine zusätzliche Anregung von Eigenmoden der Schaufeln. Ein Symmetrieverlust in der Strömung kann aus Abweichungen in der Schaufelgeometrie aufgrund von Fertigungstoleranzen oder verschleiß- und regenerationsbedingten Varianzen entstehen, aber auch Temperatur- und Druckunregelmäßigkeiten infolge von Einlauf- oder Brennkammerstörungen in einem Flugtriebwerk sind Beispiele dafür. Ein Auszug bisheriger Erkenntnisse aus der Forschung werden in diesem Kapitel vorgestellt.

3.1 Einflussparameter erzwungener Schwingungen

Die erzwungenen Schwingungen sind den instationären Strömungsphänomenen aus Abschn. 2.2 zur Grunde gelegt. Diese instationären Strömungsphänomene können in ihrer Ausprägung durch verschiedene Einflussparameter beeinflusst werden, welche im Folgenden kurz dargestellt werden.

- In den Arbeiten von Korakianitis (1992a), (1992b) und (1993) wird systematisch der Einfluss des axialen Abstands zwischen Stator- und Rotorreihe, sowie die Auswirkungen des Teilungs-Verhältnisses zwischen Stator und Rotor auf die Schwingungsanregung der Laufschaufel infolge des Nachlauf- und Potentialeffektes untersucht. Die Ergebnisse dieser Forschungen zeigen, dass es einen optimalen axialen Abstand zwischen der Stator- und Rotorreihe einer Turbinenstufe gibt, um die Schwingungsanregung gering zu halten. Mit zunehmenden Axialabstand sinkt die Anregung infolge des Potentialeffektes schneller als die Anregung aus dem Impulsdefizit im Nachlauf einer Turbinenschaufel. Eine Änderung der Anregung wird ebenfalls durch eine Variation des Teilungs-Verhältnisses zwischen Stator und Rotor bewirkt, welche sich maßgeblich durch die Anzahl der Schaufeln ergibt. Für ein

3 Stand der Forschung

Teilungsverhältnis von etwa 1 dominiert der Einfluss des Impulsdefizits im Nachlauf und ab einem Teilungsverhältnis von 3 erfolgt die dominante Anregung aus der Potentialströmung.

- Jöcker et al. (2002) bestätigen die Ergebnisse von Korakianitis und zeigen zusätzlich, dass das Profil einer Statorschaufel und dessen Höhen-zu-Seitenverhältnis einen erheblichen Einfluss auf die Anregung der nachfolgenden Laufschaufel hat. Dies ist insbesondere der Fall, wenn der Potentialeffekt dominiert. Darüber hinaus zeigt die Arbeit, dass eine Reduzierung der Schaufelanzahl in den Leitreihen eine signifikante Reduzierung der Anregung bewirkt, aber gleichzeitig die Anregungsfrequenz zu anderen kritischen Betriebsbereichen verschiebt und somit die instationäre Belastung beeinflusst. Die von Korakianitis und Jöcker beschriebenen Einflussparameter sind bei ihrer Wahl sorgfältig zu berücksichtigen, da sie nicht nur einen Einfluss auf die Schwingungsanregung der Schaufeln haben, sondern auch die Größe, das Gewicht und somit die Kosten der Turbomaschine beeinflussen. Neben den genannten Einflussparametern stellt Jöcker (2002) den Staffelungswinkel der Schaufeln als weiteren Parameter heraus, der nicht nur die stationäre, sondern auch die instationäre Belastung der Schaufel beeinflusst. Damit verbunden ist eine unmittelbare Änderung der Schwingungsanregung in der Stufe. Dieser Parameter ist jedoch nicht leicht zu modifizieren, um die Anregung der Schaufeln zu reduzieren. Dabei spielt nach Jöcker (2002) nicht nur die Amplitude der Anregung, sondern auch die Phase eine entscheidende Rolle für die resultierende Schwingungsantwort.
- Als weiterer Anregungsmechanismus ist in Abschn. 2.2 die Anregung infolge von Sekundärströmungen, z.B. die Spaltströmung, identifiziert. Gezork et al. (2014) zeigen, dass insbesondere der Detaillierungsgrad der Modellierung für die Vorhersage erzwungener Schwingungen entscheidend ist. Diese Arbeit stellt heraus, dass die Modellierung der Spaltströmung in einer Kavität eine Verstärkung der Schwingungsantwort um bis zu 22% gegenüber der Nicht-Berücksichtigung bewirkt. Hauptmann und Seume (2016) bestätigen, dass die Spaltströmung einen Einfluss auf die aerodynamische Schwingungsanregung einer Laufschaufel hat. Die Analyse von regenerations- und verschleißbedingten Varianzen in einer Laufschaufelreihe in alternierender Anordnung zeigt eine Verstärkung der Schwingungsanregung auf das bis zu 1,6-fache aufgrund des geänderten Strömungsfeldes im Blattspitzenbereich.
- In mehrstufigen Turbomaschinen spielt auch die relative Position der Leitschaufeln zueinander (engl.: Clocking) eine entscheidende Rolle für die aerodynamische Schwingungsanregung. Capece et al. (1986) zeigten in einem 3-stufigen Verdichter bereits, dass die relative Position der Statorschaufeln zueinander die Anströmung der Statorschaufeln in den Stufen stromabwärts beeinflusst und damit auch die daraus resultierende instationäre Schaufelbelastung.
- Abweichungen gegenüber dem Auslegungszustand und damit einhergehend ein Symmetrieverlust der Strömung können im Heißgaspfad eines Flugtriebwerks auch

durch Defekte in der Brennkammer auftreten. Die Brennkammerdefekte resultieren in Unregelmäßigkeiten der Temperatur- und Dichteverteilung, welche sich über mehrere Stufen in einem Flugtriebwerk fortpflanzen können und selbst im Abgasstrahl noch detektiert werden können (Adamczuk und Seume 2012, Hartmann und Seume 2016). Die Untersuchungen von Mayorca et al. (2013) und Hauptmann et al. (2015a) zeigen, dass die Unregelmäßigkeiten in der Dichte eine Änderung des Totaldrucks bewirken. Dies führt zu einer Verstärkung der Schwingungsanregung und einer erhöhten Schwingungsantwort in der Hoch- bzw. Niederdruckturbine und somit auch stufen-übergreifend.

3.2 Einfluss geometrischer Varianzen auf die Aerodynamik und Aeroelastik

Kleinste Abweichungen in der Schaufelgeometrie bedingt durch Fertigungstoleranzen, Verschleiß oder Regeneration sorgen für einen Symmetrieverlust in der Strömung. Der Einfluss geometrischer Abweichungen in der Schaufelgeometrie auf das aerodynamische Verhalten der Maschine ist bereits seit mehreren Jahrzehnten Gegenstand der Forschung.

- Bammert und Sandstede (1976) stellten die Auswirkungen geometrischer Abweichungen von der Soll-Geometrie auf das aerodynamische Verhalten einer vierstufigen Axialturbine heraus. Es wurde der Einfluss von Profildickenänderungen auf die Leistungsänderung der Maschine und den Wirkungsgrad, bedingt durch Fertigungstoleranzen, erforscht. Die Arbeit zeigt, dass bereits geringe Abweichungen einen Einfluss auf die Abströmung der Turbinenschaufeln haben. Daraus folgt eine Änderung der Umlenkung und dadurch gleichzeitig eine Enthalpieänderung in der Stufe. Diese Enthalpieänderung resultiert in einer Beeinflussung der Leistung und des Wirkungsgrads. Werden die dort gezeigten Ergebnisse auf eine reale Gasturbine übertragen, so zeigen geometrische Abweichungen im Schaufelprofil eine Leistungsänderung um bis zu 2% und eine Änderung des Wirkungsgrad um bis zu 0,5%.
- Goulos et al. (2009) zeigen ebenfalls den Einfluss fertigungsbedingter Abweichungen auf das aerodynamische Verhalten einer Turbine. Die numerischen Untersuchungen von Fertigungstoleranzen in einer Hochdruck-Dampfturbinenschaufel sorgen für Unterschiede im Wirkungsgrad von bis zu 1%. Goulos et al. (2009) stellen heraus, dass die Änderungen des Wirkungsgrads auf veränderte An- und Abströmzustände infolge der erhöhten geometrischen Abweichungen zurückzuführen sind. Dies geht mit einer erhöhten Verlustproduktion durch eine verstärkte Sekundärströmungsbildung einher.
- In der Arbeit von Voigt et al. (2018) werden probabilistische Simulationen von fertigungsbedingten sowie in Ernst et al. (2016) von regenerationsbedingten Abweichungen in der Schaufelgeometrie auf das aerodynamische Verhalten einer Hoch-

3 Stand der Forschung

bzw. Niederdruckturbinenstufe untersucht. Voigt et al. (2018) zeigen, dass die Variation des Staffelungswinkels den größten Einfluss auf das aerodynamische Verhalten der Stufe hat. Darüber hinaus bewirken Varianzen der Schaufelparameter erhöhte Abweichungen in der Aerodynamik im Vergleich zu Varianzen im Bereich der Seitenwandkontur. Ernst et al. (2016) zeigen insbesondere, dass der Einfluss geometrischer Varianzen auf die Leistungszahl und den Wirkungsgrad der Stufe betriebspunktabhängig ist. Der Staffelungswinkel, die Hinterkantendicke und die Profildicke sind in dieser Arbeit als die Parameter mit dem größten Einfluss auf den Wirkungsgrad (-0,1%) identifiziert worden. Der Einfluss dieser Parameter ist von Aschenbruck et al. (2013b) ebenfalls in der Endstufe einer fünfstufigen Axialturbinen untersucht worden. Das Totaldruckverlustverhalten im Nachlaufbereich und die Abströmung werden durch die geometrischen Varianzen in der Leitbeschaufelung signifikant beeinflusst.

- Die Änderungen in der Schaufelgeometrie haben nicht nur Auswirkungen auf das aerodynamische Verhalten der Stufe, sondern auch auf die Struktureigenschaften der Schaufeln. Beides ist in der Arbeit von Schwerdt et al. (2016) gezeigt. Die verschleißbedingten Abweichungen in der Schaufelgeometrie einer Hochdruckturbinenlaufschaufel gegenüber dem Auslegungszustand resultieren in einer Änderung der spezifischen Stufenarbeit. Darüber hinaus führen die Abweichungen zu einer Änderung der Eigenfrequenzen, wodurch manche Moden verstärkt und manche Moden schwächer gegenüber dem Neuteil angeregt werden.

Die aufgeführten Arbeiten zeigen, dass eine Variation in der Schaufelgeometrie stets eine Änderung des Strömungsverhaltens zur Folge hat. Dadurch kommt es nicht nur zu einem geänderten aerodynamischen Verhalten der Maschine, sondern auch zu einem veränderten Anregungsverhalten der Schaufeln und einer Änderung der Struktureigenschaften. Der Einfluss geometrischer Varianzen auf die aerodynamische Schwingungsanregung rückt somit seit Jahren zunehmend in den Fokus aktueller Forschungsarbeiten.

- Die Arbeiten von Vahdati et al. (2000) und Petrov et al. (2010) zeigen, dass reale Fertigungstoleranzen zu einer Variation des engsten Querschnitts führen. Diese Änderung um 1% bis 5% des engsten Querschnitts führen zu zusätzlichen Erregerordnungen im System und resultieren somit in einer erhöhten Schwingungsanregung. Die Schwingungantwort steigt dabei kontinuierlich mit zunehmender Varianz. Die dominierende Anregung erfolgt in dieser Arbeit aus dem Potentialeffekt. Darüber hinaus bestimmt die Arbeit von Petrov et al. (2010) eine gute Übereinstimmung zwischen Numerik und Experiment. Die Abweichung zwischen numerisch und experimentell ermittelter Schwingungsamplitude beträgt bis zu 15%. Den Nachweis einer zusätzlichen Erregerordnung infolge einer Varianz des engsten Querschnitts zeigen Kessar et al. (2005) durch die Nachlaufmessung mittels eines Laser-2-Fokus Verfahrens. Ein größerer Querschnitt resultiert in einer niedrigeren Beschleunigung der Strömung, wodurch es zu einem Geschwindigkeitsunterschied zwischen den Passagen kommt. Die Analyse des Nachlaufs im Zeit- und Frequenzbereich bestätigt die zusätzliche Erregerordnung aufgrund der geometrischen Varianz.

- Bréard et al. (2003) zeigen das Auftreten niedriger Erregerordnungen infolge von geometrischen Varianzen in der Beschau felung. Varianzen hinsichtlich des engsten Querschnitts, des Abström winkels und einer ungleichmäßigen Temperaturverteilung sind in dieser Arbeit im Hinblick auf ihre aerodynamische Schwingungsanregung numerisch untersucht. Die Arbeit stellt heraus, dass eine Änderung der Temperaturverteilung um 10%, eine Variation des engsten Querschnitts um 3% und die Änderung des Abström winkels um $0,3^\circ$ eine ähnliche Schwingungsantwort herbeiführen. Es zeigt sich somit, dass bereits kleinste Abweichungen des Abström winkels große Auswirkungen auf die Anregung haben. Die numerischen Untersuchungen ergaben eine Amplitudenüberhöhung um bis zu das 3,7-fache in Abhängigkeit von den untersuchten geometrischen Varianzen. Aschenbruck und Seume (2015) bestätigen sowohl numerisch als auch experimentell, dass die Änderung des Abström winkels infolge einer Abweichung des Staffelungswinkels zu einer verstärkten Schwingungsanregung der unmittelbar nachfolgenden Laufschaufel führt. Dabei wird herausgestellt, dass die Schwingungsanregung auch betriebspunktabhängig ist. Im Auslegungspunkt ist eine signifikante Verstärkung der Schwingungsamplitude, durch das Einbringen einer Staffelungswinkelvariation um $1,5^\circ$ in alternierender Anordnung der Statorreihe, bestimmt worden.
- Der Einfluss verschleißbedingter Abweichungen in der Schaufelgeometrie wird in Di Mare et al. (2007) und Meyer et al. (2011) dargestellt. In beiden Arbeiten wird eine stark beschädigte Hinterkante einer Hochdruckturbinenleitschaufel auf die Schwingungsanregung der direkt nachfolgenden Laufschaufelreihe untersucht. Durch die verschleißbedingte Varianz der Schaufelhinterkante kommen zusätzliche Erregerordnungen in das System, die zu einer verstärkten Anregung der nachfolgenden Laufschaufel führt. Die Anregung ist um bis zu das achtfache größer gegenüber dem Auslegungszustand.

3.3 Aeroelastik in mehrstufigen Turbomaschinen

Die zuvor dargestellten Forschungsarbeiten zeigen den Einfluss von Abweichungen in der Schaufelgeometrie auf die Schwingungsanregung der direkt nachfolgenden Laufschaufelreihe. Jedoch wird dem Einfluss geometrischer Varianzen auf die aerodynamische Schwingungsanregung über mehrere Stufen wenig Beachtung geschenkt. Ein Teil der Arbeiten, die sich mit diesem Problem beschäftigen, sind im Folgenden dargestellt.

In Capece et al. (1986) ist die Nachlaufenregung in einem 3-stufigen Verdichter erstmals über mehrere Stufen untersucht worden. In dieser Arbeit wird der Einfluss der Positionen der Leitschaufeln relativ zu einander auf das Strömungsfeld über 1,5 Stufen bestimmt. Dabei wird die Position der Leitschaufeln in einer Reihe variiert, während die darauf stromabwärts folgende Statorreihe unverändert bleibt. Es zeigt sich, dass eine Variation der Clocking-Position keinen Einfluss auf die statische Druckverteilung der zweiten Statorreihe hat, allerdings sehr wohl auf das Nachlaufverhalten hinter dem zweiten Stator. Aus dieser Änderung des Nachlaufverhaltens resultiert ebenfalls eine geänderte Schwin-

3 Stand der Forschung

gungsanregung.

Die Arbeit von Li und He (2003) zeigt ebenfalls, dass der Einfluss der Clocking-Positionen in einer 1,5-stufigen Turbine einen signifikanten Einfluss auf die Schwingungsanregung der Laufschaufel hat. Darüber hinaus wird die Interaktion der einzelnen Schaufelreihen durch Variation der Schaufelanzahl zusammen mit veränderten Clocking-Positionen bestimmt. Durch eine optimale Wahl der beiden Parameter kann die Schwingungsanregung gering gehalten werden.

Den Einfluss einer verstellbaren Leitschaufel auf die Anregung der nachfolgenden Laufschaufelreihe in einer mehrstufigen Axialverdichterkonfiguration wird in Vahdati et al. (2007) betrachtet. Eine Variation des Staffelungswinkels um 10° , 20° und 25° versperrt die Strömung in einer Schaufelpassage und führt somit zu einer verstärkten Anregung der stromauf- und stromabwärts liegenden Laufschaufelreihen. Die Amplitude der Blattwechselfrequenz wird marginal beeinflusst, jedoch kommt es zu einer verstärkten Anregung niedriger Erregerordnungen. Die Amplitude dieser Anregung nimmt mit zunehmender Versperrung zu.

Beim Vergleich zwischen numerischen und experimentellen Daten kommen Besem et al. (2016) zu den Schlussfolgerungen, dass für eine genaue Vorhersage der Schwingungsanregung und der Schwingungsantwort einer Laufreihe die direkt davor und danach anschließende Laufschaufelreihe mit berücksichtigt werden muss. Für eine genaue Vorhersage der Schaufelschwingungen über mehrere Stufen ist somit eine möglichst vollständige Abbildung des Systems erforderlich, um Fehlerquellen bei der Bestimmung der aerodynamischen Schwingungsanregung zu reduzieren. Als potentielle Fehlerquellen für die exakte Vorhersage der Schaufelschwingungsantwort stellen Besem et al. (2016) drei Hauptpunkte heraus:

- Fehler bei der Vorhersage des Schaufelnachlaufs
- Fehler bei der Vorhersage der Dämpfung
- Fehler infolge von Mistuning

Die Übersicht der dargestellten Veröffentlichungen zeigt, dass sich wenige Forschungen mit dem Einfluss geometrischer Varianzen auf erzwungene Schwingungen in einer Axialturbine beschäftigen. In den wenigen Arbeiten liegt jedoch der Fokus auf die Schwingungsanregung direkt benachbarter Schaufelreihen infolge des Potential- und Nachlaufeffektes.

Der Einfluss verschleiß- und regenerationsbedingter Varianzen auf erzwungene Schwingungen weiter stromabwärts liegender Stufen ist dagegen sowohl numerisch als auch experimentell weitestgehend unerforscht. Diese Lücke soll mit dieser Arbeit geschlossen werden. In dieser Arbeit wird herausgestellt, dass trotz der Ausmischung von Strömungseffekten in mehrstufigen Turbinen der Einfluss geometrischer Varianzen auf das Schwingungsverhalten stromab liegender Stufen berücksichtigt werden muss. Es bietet zudem die Möglichkeit die Änderung des Schwingungsverhaltens durch den Regenerationsprozess bereits bei der Planung der Regeneration so abzuschätzen, dass kritische Schwingungszustände vermieden werden können.

4 Geometrische Varianzen infolge der Regeneration

Im vorherigen Kapitel ist anhand der derzeit veröffentlichten Literatur gezeigt worden, dass regenerations- und verschleißbedingte Varianzen Auswirkungen auf das aerodynamische und aeroelastische Betriebsverhalten in einer Turbinenstufe haben. Allerdings waren diese Untersuchungen auf eine Stufe beschränkt und der Einfluss geometrischer Varianzen über mehrere Stufen blieb weitestgehend unerforscht. Um den Einfluss regenerationsbedingter Varianzen in der Schaufelgeometrie sowohl auf das aerodynamische Verhalten über mehrere Stufen als auch auf das Schwingungsverhalten nachfolgender Laufschaufelreihen zu quantifizieren, werden in dieser Arbeit geometrische Varianzen in die Schaufelgeometrie eingebracht und deren Auswirkungen auf nachfolgende Stufen untersucht. Besonderer Fokus liegt dabei auf der aerodynamischen Anregung und den daraus resultierenden erzwungenen Schwingungen nachfolgender Laufschaufeln. In diesem Kapitel werden die wesentlichen geometrischen Parameter einer Turbinenschaufel vorgestellt und eine Auswahl für die Übertragung von geometrischen Varianzen auf eine mehrstufige Axialturbine für numerische und experimentelle Untersuchungen getroffen.

4.1 Erfassung geometrischer Varianzen

Die regenerations- und verschleißbedingten geometrischen Varianzen werden im Zuge einer dreidimensionalen optischen Vermessung von Turbinenschaufeln und einem Vergleich mit dem ausgelegten CAD-Modell bestimmt. Dabei werden Schaufelschnitte aus den vermessenen Schaufelprofilen extrahiert, mit dem entsprechenden Schaufelprofil des CAD-Modells verglichen und auf Abweichungen der relevanten Strömungsparameter analysiert. Beispielhafte Erfassungen sind in der Literatur für Verdichterschaufeln in Voigt et al. (2015) und für Turbinenschaufeln in Voigt et al. (2015), Heinze et al. (2014), Ernst et al. (2016) und Aschenbruck et al. (2013b) bereits beschrieben. Daher wird in dieser Arbeit auf die Bestimmung der Geometrieparameter und der geometrischen Abweichungen nicht eingegangen. Die strömungsrelevanten Geometrieparameter eines Turbinenschaufelprofils sind in Abb. 4.1 nach Aschenbruck et al. (2013b) dargestellt.

Die Auswahl der geometrischen Varianzen in dieser Arbeit beruht im wesentlichen auf den Arbeiten von Ernst et al. (2016) und Aschenbruck et al. (2013b). Deren Auswahl geometrischer Varianzen stammt aus der Vermessung von 20 regenerierten Niederdruckturbinenschaufeln eines zivilen Flugtriebwerks. Da die vermessenen Schaufeln mit dem CAD-Modell verglichen werden, sind die erfassten geometrischen Varianzen nicht nur regenerationsbedingt, sondern zusätzlich verschleißbedingt oder enthalten Fertigungsto-

4 Geometrische Varianzen infolge der Regeneration

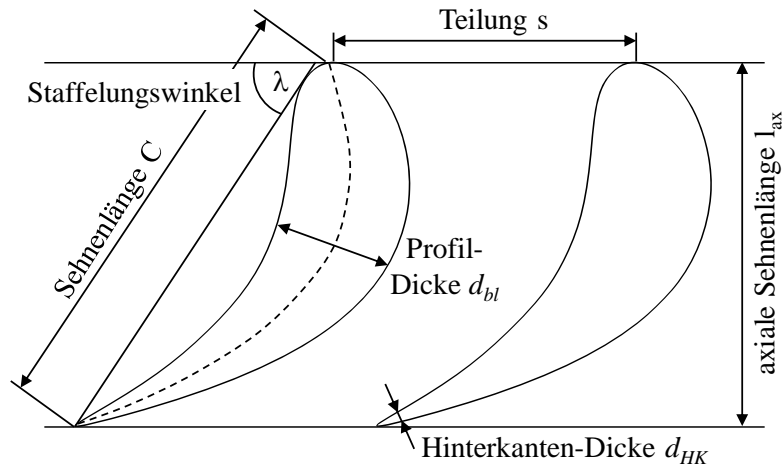
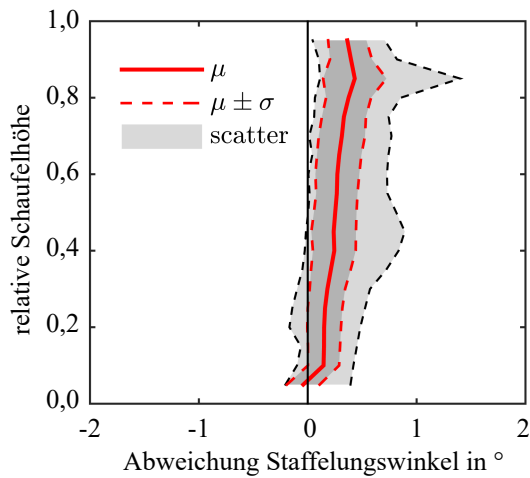


Abbildung 4.1: Strömungsrelevante Geometrieparameter eines Turbinenschaufelprofils nach Aschenbruck et al. (2013b)

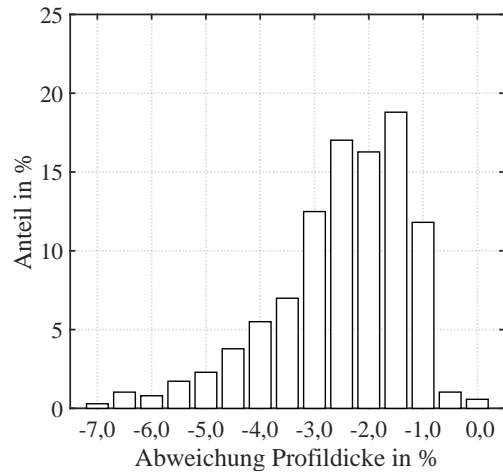
leranzen.

In Ernst et al. (2016) sind die in Abb. 4.1 dargestellten Parameter als die Parameter identifiziert worden, deren Auswirkungen auf die Aerodynamik einer Turbinenstufe bei verschiedenen Betriebspunkten am stärksten sind. Die Abweichung des Stafflungswinkels, dessen Streuung über die Schaufelhöhe in Abb. 4.2a dargestellt ist, zeigt die stärksten Auswirkungen auf den isentropen Wirkungsgrad, den Durchflusskoeffizienten und die Leistungszahl in einer Turbinenstufe eines realen Flugtriebwerks. Die Abweichung des Stafflungswinkels gegenüber der Nominalgeometrie ist im Wesentlichen zu positiven Änderungen geneigt. Die maximale Abweichung beträgt bis zu $+1,5^\circ$. Diese Änderungen des Stafflungswinkels beruhen auf Fertigungstoleranzen und betriebsbedingten Verschleiß. Allerdings führen auch Reparaturen an der Schaufel derartige Änderungen des Stafflungswinkels herbei.

Neben dem Stafflungswinkel zeigt auch eine Änderung der Profildicke und der Hinterkantendicke starke Änderungen auf das aerodynamische Verhalten innerhalb einer Turbinenstufe. Eine beispielhafte statistische Abweichung der Profildicke ist in Abb. 4.2b dargestellt. Die mittlere Abweichung der Profildicke beträgt etwa -3% gegenüber dem Auslegungszustand und die maximale Abweichung liegt bei etwa -7% . Eine Abweichung der Hinterkantendicke hingegen beträgt bis zu -50% und kann ebenfalls erhebliche Auswirkungen auf das aerodynamische Strömungsfeld in einer Turbomaschine haben. Die Abweichungen der Profil- und Hinterkantendicke ist aufgrund der Abnutzung im Betrieb und des Regenerationsprozesses tendenziell negativ gegenüber der Nominalgeometrie. Positive Abweichungen resultieren meist aus Fertigungstoleranzen und können daher insbesondere bei Neuteilen nicht ausgeschlossen werden, was die Arbeit von Voigt et al. (2015) am Beispiel der maximalen Profildicke herausstellt.



(a) Streuung des Staffelungswinkels über die Schauffelhöhe nach Ernst et al. (2016)

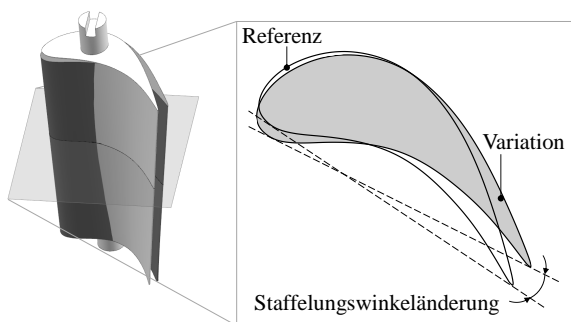


(b) Statistische Abweichung der Profildicke nach Aschenbruck et al. (2013b)

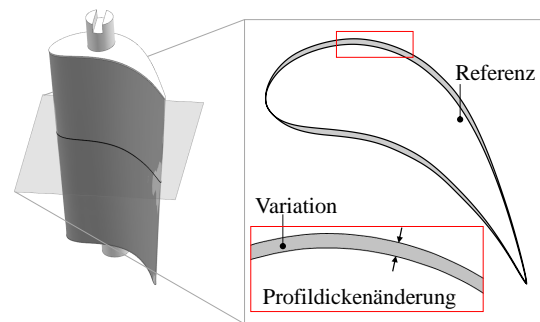
Abbildung 4.2: Streuung geometrischer Varianzen realer Triebwerksschaufeln

4.2 Auswahl geometrischer Variationen

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf der Auswirkung geometrischer Varianzen in der Beschauflung auf das aerodynamische und aeroelastische Verhalten nachfolgender Stufen. Daher werden geometrische Variationen, wie sie im vorherigen Abschnitt vorgestellt wurden, auf die Leitbeschauflung einer mehrstufigen Axialturbinen übertragen. Anschließend werden die Auswirkungen auf die aerodynamische Schwingungsanregung und das Schwingungsverhalten der letzten Laufschaufelreihe der Axialturbinen bestimmt. Typische regenerations- und verschleißbedingte Varianzen, die in Turbinenschaufeln in zivilen Flugtriebwerken auftreten, sind im vorherigen Abschnitt gezeigt worden. Der Staffelungswinkel, die Hinterkantendicke und die Profildicke sind die Geometrieparameter



(a) Änderung des Staffelungswinkels



(b) Änderung der Profildicke

Abbildung 4.3: Schematische Darstellung der geometrischen Varianzen in der Leitbeschauflung einer Axialturbinen

4 Geometrische Varianzen infolge der Regeneration

einer Turbinenschaufel, die durch betriebsbedingten Verschleiß, Reparatur und Fertigungstoleranzen maßgeblich beeinflusst werden. Diese geometrischen Varianzen sind in allen Stufen eines zivilen Flugtriebwerks zu erwarten. Unter dem Aspekt, den Einfluss dieser Varianzen über mehrere Stufen hinweg zu bestimmen, werden die Änderungen dieser Parameter auf die Leitbeschaufelungen in verschiedenen Stufen übertragen. Der Fokus liegt in dieser Arbeit auf die in Abb. 4.3 schematisch dargestellten Geometrievariationen des Staffelungswinkels und der Profildicke.

Die Parametervariation der geometrischen Varianzen, die auf die Beschaufelung einer Axialturbine übertragen werden, sind in Tab. 4.1 zusammengefasst (Hauptmann et al. 2015b). Dabei wird der Staffelungswinkel im Bereich von $+0,5^\circ$ und $+1,5^\circ$ mit einer Schrittweite von $0,5^\circ$ variiert. Die Änderung des Staffelungswinkels wurde durch Rotation der Schaufeln um ihren eigenen Schwerpunkt auf die Turbinenschaufeln übertragen. Diese Parametervariation liegt im Streubereich einer regenerierten Turbinenschaufel nach Abb. 4.2a. Zusätzlich bildet diese Parametervariation mit einer Abweichung von $+1,5^\circ$ auch die maximale Abweichung des Staffelungswinkels ab.

Die Profildicke hingegen wird durch Erhöhung oder Senkung des Abstandes zwischen Schaufelprofil und der Skelettlinie in einem Bereich von -3% und $+3\%$ mit einer Schrittweite von 2% variiert. Diese Parametervariation bildet einen Großteil der, durch die Regeneration hervorgerufenen, statistischen Abweichungen der Profildicke gegenüber der Sollgeometrie ab (s. Abb. 4.2b). Es wird sowohl eine negative als auch eine positive Abweichung der Profildicke gewählt, um die Streuung infolge des betriebsbedingten Verschleiß, der Regeneration und der Fertigungstoleranzen zu berücksichtigen.

Der Axialturbinenprüfstand und die Wahl der Stufen der Axialturbine, in welche die vorgestellten geometrischen Varianzen eingebracht werden, werden im nachfolgenden Kapitel vorgestellt. Zusätzlich wird im kommenden Kapitel näher darauf eingegangen, auf welche Laufschaufelreihe der Fokus bei den Schaufelschwingungsuntersuchungen liegt und inwieweit der Einfluss der Mehrstufigkeit der geometrischen Varianzen bestimmt wird.

Tabelle 4.1: Parametervariation der geometrischen Varianzen, übertragen auf die Leitbeschaufelung einer Axialturbine nach Hauptmann et al. (2015b)

Schaufelvariation	Parametervariation	Inkrement
Staffelungswinkel λ	$+0,5 \dots +1,5$	$0,5$
Profildicke d_{bl}	$-3\% \dots +3\%$	2%

5 Testfall: Mehrstufige Axialturbine

5.1 Experimentelles Setup

Um die Änderung der Schwingungsverhaltens durch geometrische Varianzen schon bei der Planung der Regeneration so abschätzen zu können, dass kritische Schwingungszustände infolge der Regeneration vermieden werden können, bedarf es zunächst einer guten Vorhersage der aerodynamischen Schwingungsanregung mittels numerischer Simulationen. Dafür werden jedoch qualitativ hochwertige Experimente benötigt, um sowohl das aerodynamische als auch das aeroelastische Verhalten zu validieren.

Beschreibung des Versuchsträgers

Der Versuchsträger der numerischen und experimentellen Untersuchungen in dieser Arbeit ist die Axialturbinen des Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD). Der modulare Aufbau des Turbinengehäuses ermöglicht den Einsatz vielseitiger Konfigurationen durch Nutzung verschiedener Schaufeldesigns und unterschiedlicher Gehäuseinnenringe für variable Gehäusekonturen. Für die Untersuchungen in dieser Arbeit wird die fünfstufige Axialturbinen des TFD (s. Abb. 5.1) genutzt. Der Axialturbinenprüfstand enthält mehrere Messstellen, deren Nomenklatur ist eindeutig aufgebaut und in Tab. 5.1 dargestellt. Aus der Nomenklatur geht unter anderem der Prüfstandsbereich und die Messebenenposition in der gemessen wird hervor. Für die fünfstufige Axialturbinen sind die Messebenen (ME) innerhalb des Schaufelpfades in Abb. 5.1 dargestellt. Die Nummerierung der Messebenen erfolgt zweistellig, wobei die erste Ziffer die Stufe und die zweite

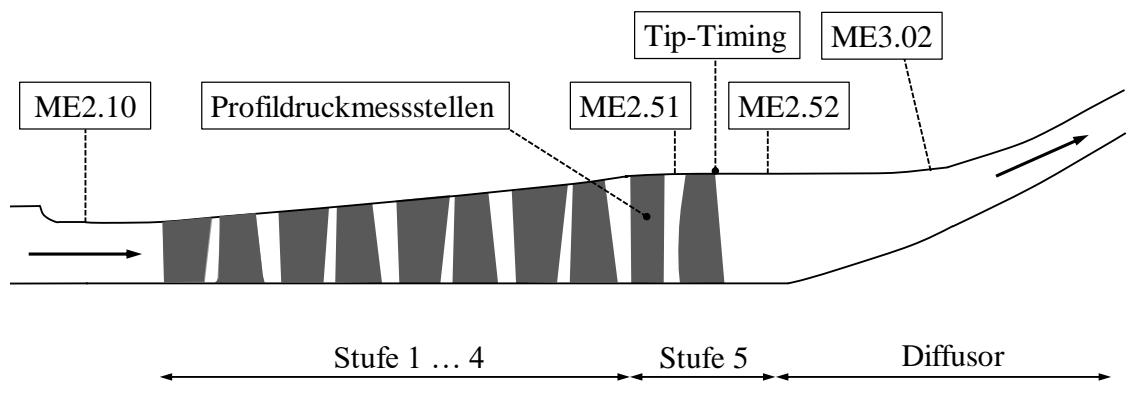


Abbildung 5.1: Längsschnitt der fünfstufigen Axialturbinen nach Hauptmann et al. (2017)

Tabelle 5.1: Nomenklatur der Messebenen (ME)

Bsp. ME2.51		Position	Ziffer
ME	Prüfstandsbereich	Zulaufstrecke	1
		Schaufelpfad	2
		Abströmdiffusor	3
x	Stufe		1...5
x	Messebene	vor dem Stator	0
		zwischen Stator und Rotor	1
		hinter dem Rotor	2

Ziffer die Position innerhalb der Stufe angibt.

Diese mehrstufige Axialturbine basiert auf einer vierstufigen Basisbeschaukelung, die unter anderem in Bammert und Sandstede (1976), Kang et al. (2005) und Herzog et al. (2007) behandelt wurde. Die Erweiterung um die fünfte Stufe der Axialturbine inklusive Auslegungsprozess zur Untersuchung von erzwungenen Schwingungen an der letzten Laufschaufelreihe fand in Aschenbruck et al. (2013a) statt. Diese mehrstufige Turbine bietet den Vorteil aerodynamische und aeroelastische Phänomene an skalierten Turbinenschaufeln unter aerodynamisch ähnlichen Bedingungen zu untersuchen.

Der Antrieb der Turbine erfolgt mit Luft als Prozessmedium. Die verdichtete Luft wird von drei parallel betriebenen Schraubenkompressoren zur Verfügung gestellt, welche je nach Bedarf einzeln zu- oder abgeschaltet werden. Die drei Schraubenkompressoren können einen maximalen Massenstrom von 11 kg/s und ein Druckverhältnis von 3,7 zur Verfügung stellen. Die Zulaufstrecke zur Turbine beträgt ca. 13 m, welches eine homogene und axial gerichtete Anströmung bewirkt. Ein Normventurirohr in der Zulaufstrecke zur Turbine wird zur Messung des Massenstroms nach DIN ISO 5167 genutzt. Die Turbine ist über eine Kupplung und eine Drehmomentenmesswelle an ein Getriebe gekoppelt. Das Getriebe gibt die Leistung des Läufers an eine Pendelmaschine ab, die sowohl als Motor als auch als Generator fungieren kann.

Auslegungsparameter

Ein Längsschnitt der fünfstufigen Axialturbine ist in Abb. 5.1 dargestellt. Jede Stufe besteht aus 29 Leitschaufeln und 30 Laufschaufeln. Die Leitschaufeln sind in Gehäuseringen montiert, die in das Turbinengehäuse eingelegt werden. Die Laufschaufeln werden in einem Vollrotor mit 30 axial durchgängigen Tannenbaumnuten montiert. Die Stufen der Basisbeschaukelung sind als Repetierstufen ausgelegt, bei einem Reaktionsgrad von $r=0,5$ im Mittenschnitt. Der Unterschied zwischen den Schaufeln besteht aufgrund des divergenten Strömungspfades in der Schaufelhöhe. Die fünfte Stufe ist nach Aschenbruck et al. (2013a) für die Untersuchung von erzwungenen Schwingungen nachträglich

ausgelegt. Dabei wurden folgende Aspekte bei der Auslegung berücksichtigt:

- Gutes aerodynamisches Verhalten mit einer hohen spezifischen Arbeit
- Im Auslegungspunkt keine Resonanzstellen bei niedrigen Drehzahlharmonischen und der Blattwechselfrequenz
- Aeroelastisches Verhalten wie Niederdruckturbinenschaufeln in Flugtriebwerken (reduzierte Frequenz k_C unter 3,2)
- Längere und dünnere Schaufeln im Vergleich zur Basisbeschaufelung für höhere Schwingungsamplituden

Unter Berücksichtigung dieser Anforderungen und den Randbedingungen folgend aus den ersten vier Stufen ergeben sich die in Tab. 5.2 dargestellten Strömungsparameter für die Untersuchungen der fünfstufigen Axialturbine. Der Reaktionsgrad der fünften Stufe beträgt im Mittenschnitt $r=0,2$. Die reduzierte Frequenz der fünften Laufschaufelreihe ist mit $k_C=2,4$ im Bereich von typischen Werten für Niederdruckturbinenschaufeln in Flugtriebwerken. Der Einfluss auf das aerodynamische und aeroelastische Verhalten der Turbinenschaufeln wird neben dem Auslegungspunkt an zwei Teillastpunkten untersucht. Die Parameter der Teillastpunkte sind ebenfalls in Tab. 5.2 dargestellt.

Der Fokus in dieser Arbeit liegt auf der Untersuchung der Schwingungsanregung und der Schaufelschwingungsantwort der fünften Laufschaufelreihe in Abhängigkeit von geometrischen Variationen in der Beschaufelung der fünfstufigen Axialturbine. Im Vergleich zu Aschenbruck und Seume (2015) werden geometrische Variationen nicht unmittelbar vor die untersuchte Laufschaufelreihe eingebracht, sondern in den Stufen davor und deren Einfluss über mehrere Stufen auf die Schaufelschwingungsantwort der fünften Laufschaufelreihe untersucht.

Tabelle 5.2: Parameter der fünfstufigen Axialturbine im Teillast- und Auslegungspunkt (Hauptmann et al. 2017)

Betriebspunkt	BP1	BP2	BP3 (Auslegungspunkt)
Massenstrom \dot{m} in kg/s	3,3	4,3	8,5
Drehzahl n in min^{-1}	2000	4000	7500
Druckverhältnis p_{ein}/p_{aus}	1,33	1,58	2,74
Eintrittstemperatur T_{ein} in K	341	364	423
Austrittstemperatur T_{aus} in K	320	324	330

5.1.1 Messtechnik für Strömungsmessungen

Zur Erforschung der aerodynamischen Schwingungsanregung und der Schwingungsantwort der fünften Laufschaufelreihe ist eine detaillierte Instrumentierung erforderlich. Zur Erfassung des Strömungsfeldes sind in Abb. 5.1 die Messebenen dargestellt, an denen Radial- bzw. Umfangstraversierungen unter Nutzung von pneumatischen Fünflochsonden durchgeführt werden. Der Axialturbinenprüfstand inklusive vollständiger Instrumentierung ist in Abb. 5.2 dargestellt.

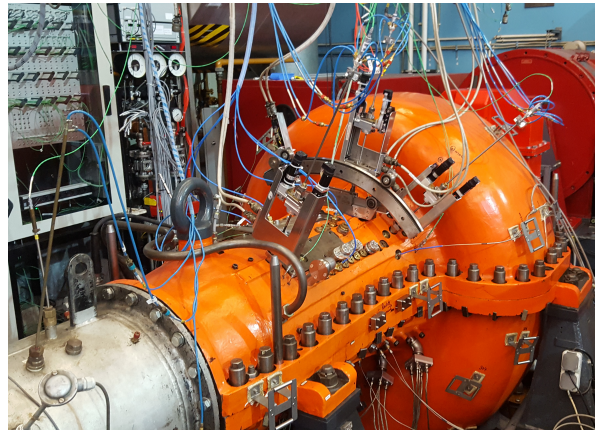


Abbildung 5.2: Axialturbinenprüfstand inklusive Instrumentierung für die fünfstufige Axialturbinenkonfiguration

Messebenen

Zur Erfassung der Eintrittsrandbedingungen sind in ME2.10, der Eintrittsebene der Turbine (s. Abb. 5.1), radiale Sondentraversen durchgeführt worden. Die Austrittsrandbedingungen in ME3.02 werden über fünf, gleichmäßig über den Umfang verteilte, ver-

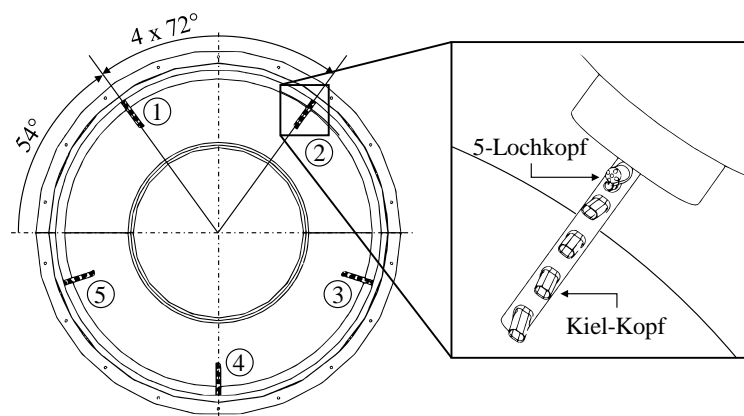


Abbildung 5.3: Schematische Darstellung der Kammsonden am Turbinenausritt in ME3.02

stellbare Kammsonden erfasst. Die Kammsonden (s. Abb. 5.3), sind zur Messung von Totaldruck und Totaltemperatur mit Kiel-Kopf (engl.: Kiel-Head) Messstellen instrumentiert, sowie mit einem Fünfloch-Kopf zur Erfassung des statischen Druckes und der Strömungswinkel. Neben der Vermessung der Ein- und Austrittsrandbedingungen werden radiale Sondentraversierungen und Umfangstraversierungen über eine Schaufelteilung in den Ebenen stromauf- (ME2.51) und stromabwärts (ME2.52) der fünften Laufschaufelreihe durchgeführt.

Pneumatische Fünflochsonde

Für die Sondentraversierungen in den Ebenen ME2.10, ME2.51 und ME2.52 werden pneumatische Fünflochsonden mit einem Sondenkopfdurchmesser von 3 mm, siehe Abb. 5.4, eingesetzt. Die Fünflochsonden sind im Hochgeschwindigkeitskalibrierkanal (HGK) des TFD für einen Bereich des Gierwinkels von $-24^\circ < \alpha < 24^\circ$, für einen Bereich des Nickwinkels von $-30^\circ < \gamma < 30^\circ$ und für Machzahlen zwischen $0,1 < Ma < 0,9$ kalibriert. Zur Messung der Temperatur in der Strömung ist ein Thermoelement in einem Kiel-Kopf oberhalb des Sondenkopfes instrumentiert. Aus den Messungen der statischen Drücke am Fünflochkopf und der Temperatur am Thermoelement, werden die Strömungsgeschwindigkeiten, die Machzahl und die Strömungswinkel berechnet. Die Berechnung des Totaldruckes, des statischen Druckes, der Machzahl und der Strömungswinkel aus den gemessenen Drücken und den Kalibrierkoeffizienten ist in Aschenbruck et al. (2015), Herbst et al. (2011), und Rieß und Braun (2003) beschrieben. Mittels der dort vorgestellten Berechnungsmethode gelingt es das Strömungsfeld unter anderem vor der untersuchten Laufschaufelreihe detailliert zu erfassen.

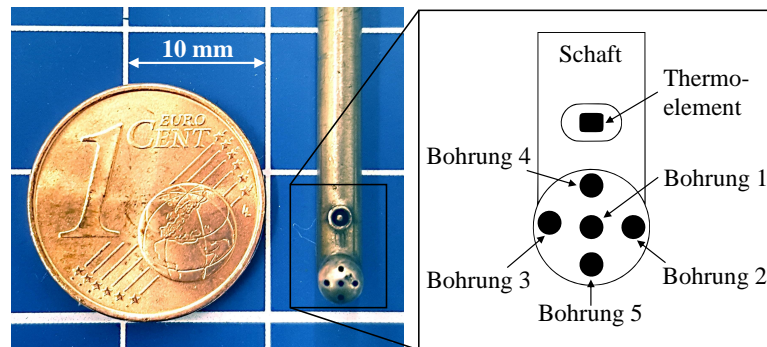


Abbildung 5.4: Pneumatische Fünfloch-Sonde mit einem Sondendurchmesser von 3 mm

Profildruckmessstellen

Zur weiteren experimentellen Validerung der numerischen Simulationen sind Profildruckmessstellen auf 50% und 75% Schaufelhöhe der fünften Leitschaufelreihe installiert worden. Dafür sind auf 50% Schaufelhöhe 11 Profildruckmessstellen jeweils auf Druck- und Saugseite der Leitschaufel installiert, um ein vollständiges Bild der Profildruckverteilung zu erhalten. Auf 75% Schaufelhöhe sind insgesamt 19 Profildruckmessstellen auf der Druck- und Saugseite verteilt. Profildruckmessstellen, die während des Betriebs oder nach dem Einbau nicht mehr funktionsfähig waren, sind im Ergebnisteil nicht enthal-

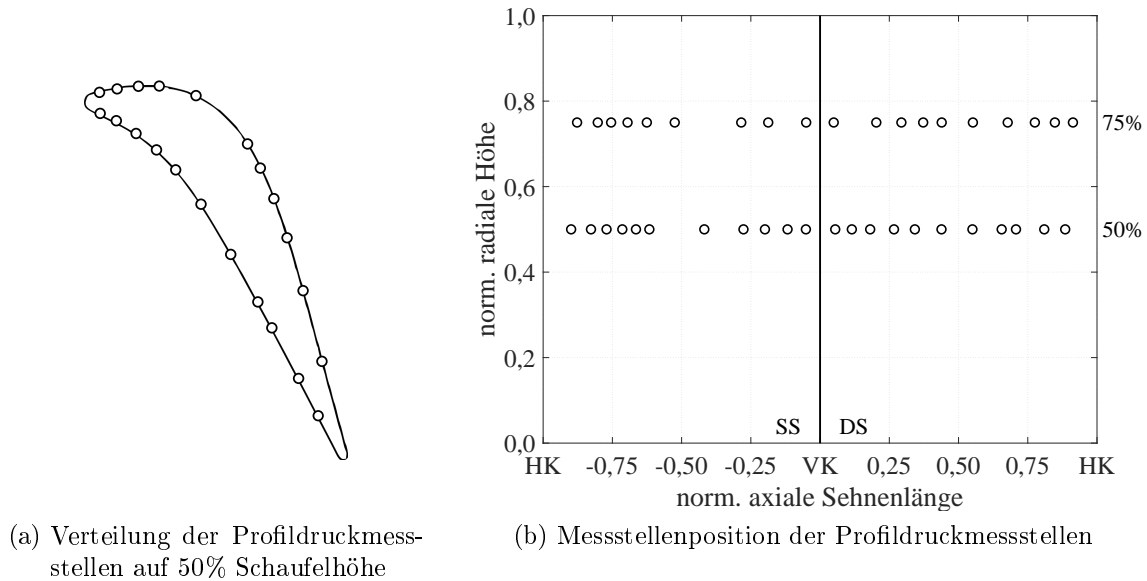


Abbildung 5.5: Übersicht der Profildruckmessstellen auf der fünften Leitschaufel

ten. In Abb. 5.5 ist die Verteilung der Messpositionen über die axiale Sehnenlänge für beide Schaufelhöhen dargestellt. Der Fokus bei der Instrumentierung liegt darauf, eine vollständige Druckverteilung des gesamten Profils zu erhalten und insbesondere den Ablösepunkt auf der Saugseite der Schaufel abzubilden. Der Ablösepunkt ist eine Position auf der Schaufel, an der die Strömung an der Wand so stark verzögert wird, dass sie dem Profil nicht mehr folgen kann. Es entsteht ein Rückstromgebiet, woraus eine Erhöhung des Strömungswiderstands entsteht. Bei der Instrumentierung der Schaufeln ist darauf zu achten, dass viele Positionen auf der Schaufel mit der Instrumentierung abgedeckt sind, diese Positionen aber auch fertigungsgerecht sind. Daraus ergibt sich letztlich eine begrenzte Anzahl an Messstellen pro Schaufel und pro Schaufelhöhe.

5.1.2 Messtechnik für Schaufelschwingungserfassung

Campbell-Diagramm

Für die aeroelastischen Untersuchungen wird das Campbell-Diagramm der fünften Laufschaufel zur Analyse des Schwingungsverhaltens herangezogen. Das Campbell-Diagramm ist in Abb. 5.6 dargestellt, welches sich aus der Auslegung der fünften Stufe ergeben hat. Die Eigenfrequenzen der Laufschaufeln der fünften Stufe sind aufgrund des festen Sitzes des Tannenbaumfußes im Turbinenläufer mit steigender Drehzahl nahezu konstant. Die Werte der ersten vier Eigenfrequenzen sind für den Auslegungspunkt (BP3) bei $n = 7500 \text{ min}^{-1}$ angegeben. Neben den relevanten Eigenfrequenzen sind alle relevanten Erregerordnungen, die im Betrieb auftreten können, in dem Campbell-Diagramm eingetragen. Nach den Auslegungsanforderungen treten bei der Nenndrehzahl keine Resonanzstellen durch Unwucht (1. und 2. EO) oder durch die Blattwechselfrequenz der

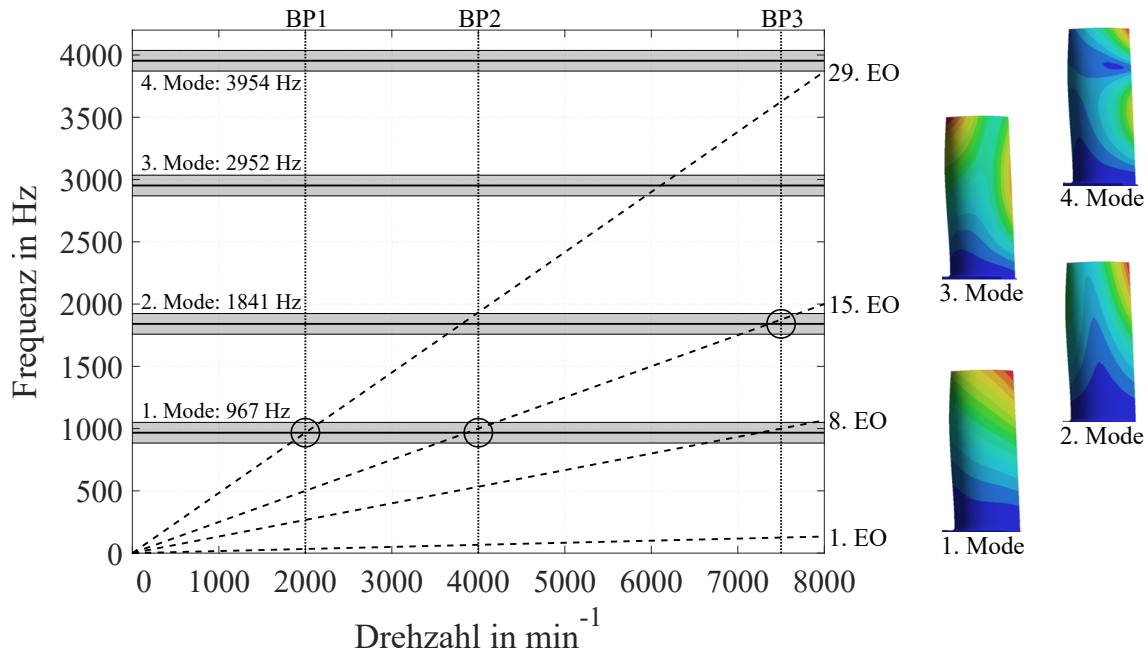


Abbildung 5.6: Campbell-Diagramm und die Eigenformen der fünften Laufschaufel nach Aschenbruck und Seume (2015)

Statornachläufe (29. EO) auf. Allerdings können zusätzliche Resonanzstellen durch das Auftreten geometrischer Varianzen mit der ersten und zweiten Eigenfrequenz durch Anregung der 8. und 15. EO auftreten (Jöcker et al. 2002, Aschenbruck und Seume 2015). Die hohe Steifigkeit der Schaufel-Scheibenkopplung führt dazu, dass die Schwingformen der Schaufel dominant sind. Die Eigenmoden der Schaufeln sind für alle Knotendurchmesser nahezu unabhängig von der Scheibe (Aschenbruck 2019). Daraus ergibt sich, dass im Nennlastpunkt bei der 8. und 15. EO eine Resonanz mit dem 8. Knotendurchmesser bei der 1. Eigenfrequenz bzw. dem 15. Knotendurchmesser bei der 2. Eigenfrequenz vorliegt. Das Anregungsmuster der Erregerordnung stimmt somit mit dem Muster der Knotendurchmesser der Eigenmode überein, womit eine weitere Voraussetzung für eine Resonanz geschaffen ist.

Tip-Timing System - Sondenpositionen

Die im Campbell-Diagramm markierten Resonanzstellen stellen Betriebspunkte dar, an denen eine Überhöhung der Schaufelschwingungsamplitude entsteht und die Schaufeln somit einem hohen Risiko hinsichtlich High-Cycle-Fatigue ausgesetzt sind. Um eine Überhöhung der Schwingungsamplituden experimentell festzustellen, wird in dieser Arbeit ein optisches Schaufelschwingungsmesssystem, ein sogenanntes Tip-Timing System der Firma Agilis Measurement System Inc. genutzt. Dieses System erfasst berührungslos die Schwingungsamplitude jeder einzelnen Laufschaufel (s. Abschn. 2.5). Die Schaufelschwingungen werden durch acht nicht-äquidistant über den Umfang verteilte optische Sonden bestimmt. Alle acht Sonden sind an der gleichen axialen Position, an der Hinterkante der

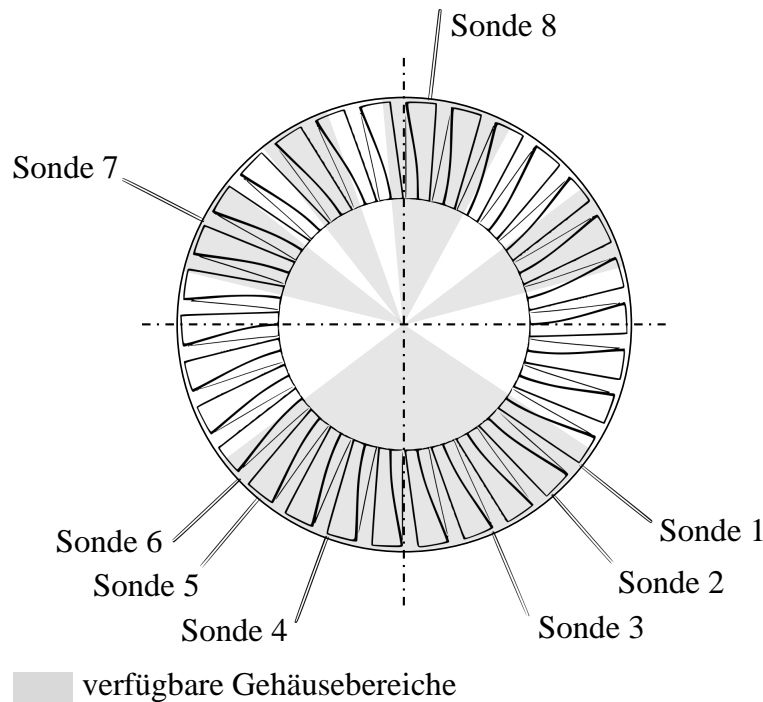


Abbildung 5.7: Umfangsverteilung der Tip-Timing Sonden (Blickrichtung entgegen Strömungsrichtung)

fünften Laufschaufelreihe, installiert. Da die ersten beiden Eigenfrequenzen vom höchsten Interesse für die hier vorliegenden Untersuchungen sind und diese Eigenmoden die höchsten Auslenkungen an der Hinterkante der Schaufelspitze zeigen, sind die Sonden an der Schaufelhinterkante der Laufschaufel angebracht. Die Schaufelschwingungsantwort kann an dieser Position somit gut erfasst werden. Die Qualität der Schaufelschwingungsmessungen hängt zusätzlich von der Umfangsverteilung der Sonden ab. Die Position der Tip-Timing Sonden sind in Abb. 5.7 dargestellt und identisch zu denen in Aschenbruck und Seume (2015) und Hauptmann und Seume (2018). Die Umfangsverteilung der Sonden findet über einen speziellen Algorithmus der Firma Agilis statt, welcher sicherstellt, dass basierend auf dem oben dargestellten Campbell-Diagramm die Eigenfrequenzen und Erregerordnungen korrekt erfasst werden. Dabei berücksichtigt der Algorithmus die verfügbaren Gehäusebereiche, in denen die Sonden montiert werden können. Die Sonden sind so positioniert, dass sie optimale Ergebnisse bei den Messungen von synchronen Schaufelschwingungen erzielen.

Tip-Timing System - Messprinzip

Das Messprinzip der Tip-Timing Messungen ist in Abb. 5.8 gezeigt und basiert auf dem Prinzip der berührungslosen Messverfahren in Abschn. 2.5. Jede Tip-Timing Sonde sendet einen Laserstrahl aus, der von der Schaufel reflektiert wird und von der Detektorbox erfasst wird. Die Detektorbox misst die Ankunftszeit des Lasers jeder einzelnen Schaufeln für jede Umdrehung. Sobald eine Schaufel schwingt, ändert sich die Ankunftszeit um

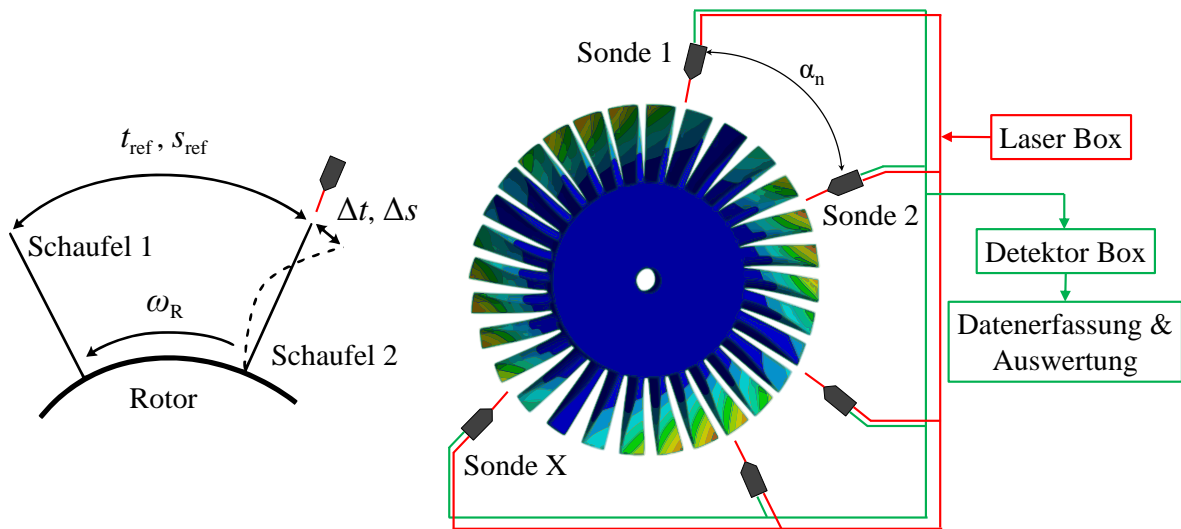


Abbildung 5.8: Messprinzip des Tip-Timing Systems nach Hauptmann und Seume (2018)

Δt im Vergleich zum Referenzzustand. Die Änderung der Ankunftszeit wird anschließend in eine Umlenkung Δs umgerechnet. Für diese Umrechnung muss die Rotationsgeschwindigkeit und der Radius der Messposition bekannt sein. Durch Bestimmung der Ankunftszeit und der Auslenkung jeder einzelnen Schaufel pro Umdrehung an jeder der acht Sensoren lässt sich die Auslenkung der Schaufel in Abhängigkeit von der Zeit rekonstruieren. Da in dieser Arbeit der Fokus auf synchrone Schaufelschwingungen liegt, wird für die Auswertung der aufgenommenen Signale die Methode der kleinsten Fehlerquadrate (engl.: LSMF-Methode) verwendet. Die Ergebnisse dieser Auswertungsmethode enthalten die Frequenz der Schwingung, die Amplitude und die Phase jeder Schaufel (Andersson et al. 2010).

5.2 Numerisches Setup

Das numerische Modell in dieser Arbeit basiert auf dem Modell von Aschenbruck und Seume (2015). Die numerischen Simulationen sind mit dem kommerziellen Strömungslöser ANSYS CFX 17.2 durchgeführt worden. Um den Einfluss geometrischer Varianzen in verschiedenen Stufen der fünfstufigen Axialturbine sowohl auf das aerodynamische Verhalten in der Turbine als auch auf das aeroelastische Verhalten der fünften Laufschaufelreihe zu erfassen und zu beurteilen, sind stationäre und instationäre CFD-Simulationen erforderlich. Für die CFD-Simulationen werden zur Lösung der dreidimensionalen Navier-Stokes Gleichungen blockstrukturierte Netze verwendet. Dabei wird die Finite-Volumen-Methode angewendet und eine hochauflösende Diskretisierung zweiter Ordnung genutzt. In allen Simulationen wird Luft, betrachtet als ideales Gas, als Medium mit dem Total-Energie Modell für die Wärmeübertragung verwendet. Die Turbulenz ist

mit dem Shear-Stress-Transport-Turbulenzmodell (Abkürzung: SST-Turbulenzmodell) modelliert worden. Zur Auflösung der Grenzschicht an den Wänden (Schaufel, Nabe, Gehäuse) des numerischen Modells ist die automatische Wandfunktion von ANSYS CFX genutzt worden.

5.2.1 Numerisches Modell

Stationäre Strömungssimulationen

Für die in dieser Arbeit betrachteten aerodynamischen und aeroelastischen Untersuchungen wird das numerische Modell auf die Stufen beschränkt, ab denen eine geometrische Variation eingebracht ist. Dies spart Zeit- und Rechenressourcen. Für diese Simulationen werden bei den verschiedenen Betriebspunkten die Eintrittsrandbedingungen, wie Totaldruck, Totaltemperatur und Strömungswinkel, für die jeweilige Stufe aus den stationären Rechnungen der gesamten fünfstufigen Axialturbine extrahiert. In den stationären Simulationen der gesamten fünfstufigen Axialturbine werden analog zu Hauptmann et al. (2017) die Interfaces zwischen den Leit- und Laufreihen als Mischungsebenen (engl.: Mixing Plane) definiert. Strömungseffekte, wie Nachläufe oder Potentialeffekte, werden in diesen Simulationen somit nicht berücksichtigt. Das numerische Modell der fünfstufigen Axialturbine besitzt mit 15,3 Millionen Netzknoten eine doppelt so hohe Auflösung wie bei Aschenbruck und Seume (2015), um auch über mehrere Stufen eine hohe Auflösung und einen geringen Diskretisierungsfehler zu erhalten. Die Grenzschichtauflösung befindet sich in allen Stufen im Bereich der Schaufeln bei $y^+ < 10$, ab Stufe 3 im Bereich von $y^+ \approx 1$. An allen Wänden an denen $y^+ > 1$ vorliegt, wird die Wandfunktion verwendet. Aus diesen stationären Rechnungen wird das Geschwindigkeitsprofil und die Totaltemperatur am Eintritt der Stufe extrahiert, in der die geometrische Variation eingebracht wird. Die extrahierten Daten werden im Folgenden dem numerischen Modell mit geometrischer Variation als Eintrittsrandbedingung vorgegeben. Um einen geringen Iterationsfehler für die stationären Simulationen zu erhalten, sollten die maximalen Residuen unter 10^{-3} und die Schwankungen der Massenanteile unter 10^{-2} liegen. Zusätzlich wird eine gute Konvergenz erreicht, wenn das Totaldruckverhältnis und der isentrope Wirkungsgrad asymptotisch verläuft.

Instationäre Strömungssimulationen

Neben dem Einfluss geometrischer Variationen auf das Strömungsfeld wird in dieser Arbeit insbesondere der Einfluss auf die Schwingungsantwort der fünften Laufschaufelreihe erforscht. Dafür sind instationäre Strömungssimulationen erforderlich, um die aerodynamische Anregung zu ermitteln. Diese Simulationen erhalten als Eintrittsrandbedingung das zuvor aus den stationären Simulationen der fünfstufigen Axialturbine extrahierte Strömungsprofil. Als Austrittsrandbedingung wird der statische Austrittsdruck vorgegeben. Die instationären Simulationen im Zeitbereich müssen in Ansys CFX mit dem gleichen Teilungswinkel erfolgen, sodass die Anzahl der Leitschaufeln von 29 auf 30 erhöht wird. Die Größe der Leitbeschaufelung wird nicht geändert. Lastiwka et al. (2013) und Aschenbruck und Seume (2015) zeigen, dass eine geringe Erhöhung der Schaufelzahl, ohne Änderung des Profils, einen vernachlässigbaren Einfluss auf das aerodynamische

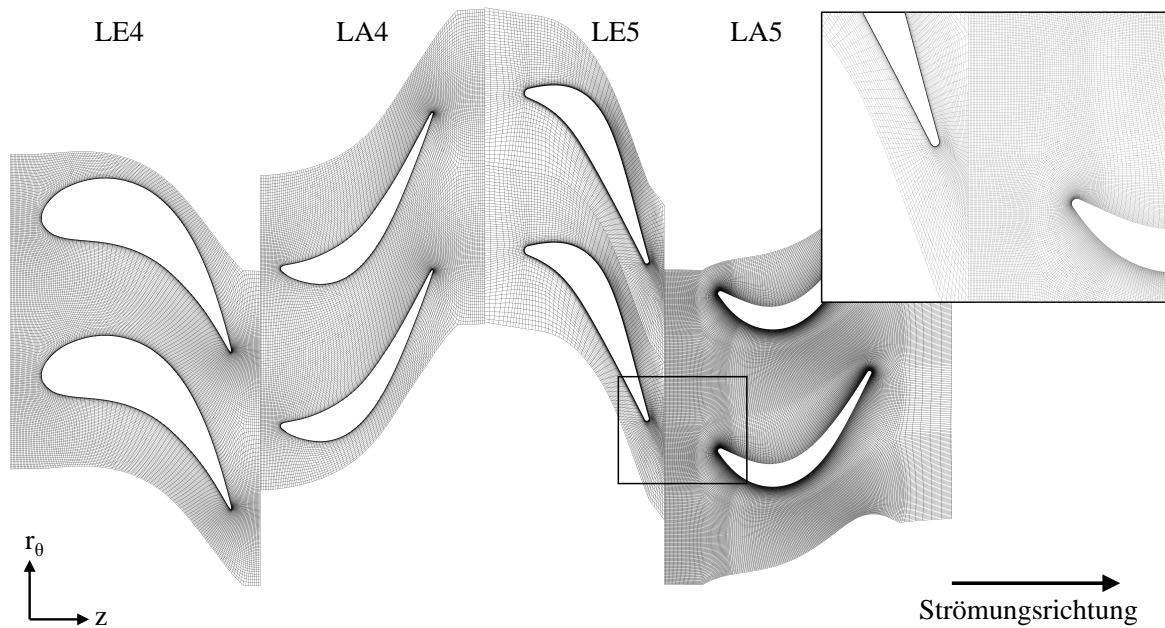


Abbildung 5.9: Rechenetz im Mittenschnitt für die instationären Strömungssimulationen nach Hauptmann et al. (2017)

Verhalten der Turbine hat.

In Abbildung 5.9 ist das Rechenetz im Mittenschnitt für die instationären Strömungssimulationen dargestellt. Wird eine geometrische Variation in die Leitbeschaufelung der vierten Stufe eingebracht, wird das in Abb. 5.9 dargestellte numerische Modell verwendet. Das dargestellte Rechenmodell besitzt 14,96 Millionen Netzknoten. Um den Einfluss einer geometrischen Variation auf die Schwingungsantwort der Laufschaufel der fünften Stufe über eine weitere Stufe zu bestimmen, wird das numerische Modell um die dritte Stufe erweitert und eine geometrische Variation in die dortige Leitbeschaufelung eingebracht. Die instationären Simulationen werden mit jeweils zwei Passagen pro Stufe berechnet. Anders als bei Aschenbruck und Seume (2015) werden nun keine geometrischen Variationen unmittelbar vor der analysierten fünften Laufschaufelreihe eingebracht, sondern in die Leitbeschaufelung der vierten oder dritten Stufe. Dadurch kann der Einfluss stufen-übergreifend quantifiziert werden. Die Variationen werden jeweils alternierend modelliert. Dies bedeutet, dass abwechselnd eine Referenz-Schaufel und eine Schaufel mit einer geometrischen Variation verwendet wird. Die Interfaces zwischen den Leit- und Laufschaufelreihen sind als transientes Rotor-Stator Interface (engl.: sliding mesh) definiert.

Für die zeitliche Auflösung wird eine identische Auflösung wie in Hauptmann et al. (2017) gewählt. Zum Einschwingen des instationären Strömungsfeldes und insbesondere der instationären Oberflächendrücke auf der Laufschaufel wird eine zeitliche Auflösung von zunächst 32 Zeitschritten pro Teilung gewählt. Ein eingeschwungener Zustand ist nach Aschenbruck (2019) erreicht, wenn die Änderungen der Druckamplituden $< 3\%$

sind. Anschließend folgt eine weitere halbe Umdrehung mit einer feineren zeitlichen Auflösung. Mit 64 Zeitschritten pro Teilung wird eine weitere halbe Umdrehung simuliert und die instationären Oberflächendrücke auf den Schaufeln für jeden Zeitschritt gespeichert. In den vorherigen Untersuchungen hat sich gezeigt, dass diese zeitliche Auflösung ausreichend ist, um an allen Betriebspunkten die Hauptanregungsfrequenzen auflösen zu können. Bei den instationären Simulationen werden für einen geringen Iterationsfehler RMS-Residuen kleiner 10^{-4} gefordert. Die instationären Oberflächendrücke werden im weiteren Verlauf genutzt, um die aerodynamische Schwingungsanregung und die Schaufelschwingungsamplitude der fünften Laufschaufelreihe zu bestimmen. Die Methodik ist beschrieben in Kap. 7.

5.2.2 Numerisches Modell mit Fünflochsonde

Fünflochsonde mit Sondenkopfdurchmesser von 5 mm

Die in Abschn. 5.1.1 beschriebene pneumatische Fünflochsonde zur Messung des Strömungsfeldes stellt aufgrund ihrer Versperrung innerhalb des Kanals eine Beeinflussung der Strömung dar. Herbst et al. (2011) zeigen numerisch, dass eine Strömungssonde innerhalb des Strömungskanals einer zweistufigen Axialturbine einen deutlichen lokalen Einfluss auf die Erfassung der Strömung besitzt. Dieser Einfluss ist in Aschenbruck et al. (2015) beim Vergleich von numerischen und experimentellen Daten in der fünfstufigen Axialturbine mit einer pneumatischen Fünflochsonde mit einem Sondenkopfdurchmesser von 5 mm bestätigt worden. Nach Aschenbruck et al. (2015) ist in Abb. 5.10 der Totaldruckverlauf im Nachlauf der Leitbeschaufelung der fünften Stufe dargestellt. Diese Ergebnisse bestätigen, dass die Fünflochsonde einen Einfluss auf den Totaldruck innerhalb des Nachlaufes, also in Bereichen hoher Druckgradienten, besitzt. Durch die Interaktion

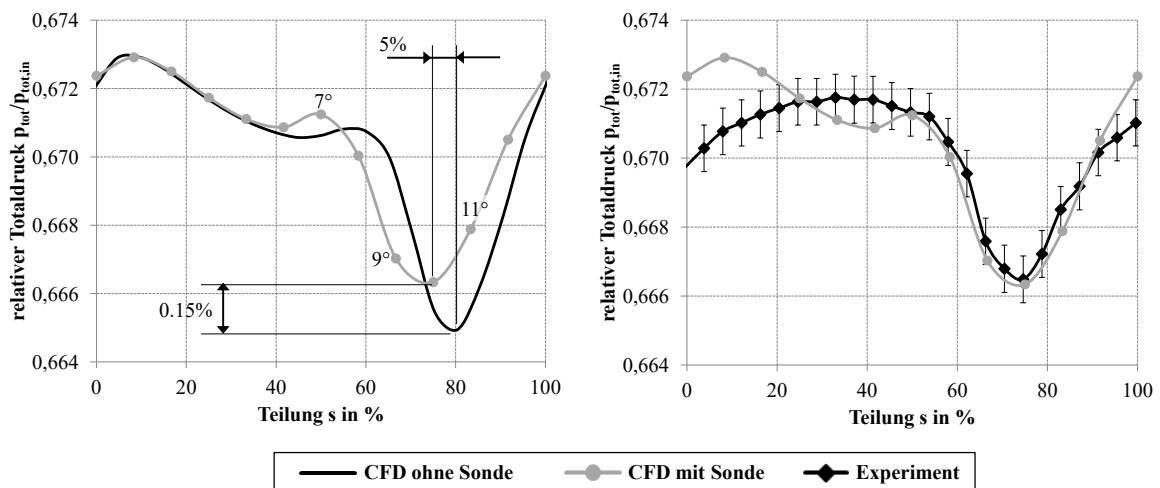


Abbildung 5.10: Einfluss einer pneumatischen Fünflochsonde ($\varnothing 5$ mm Sondenkopf) auf die Nachlaufmessung einer Leitschaufel (Aschenbruck et al. 2015)

der Sonde mit der Leitbeschaufelung (Potentialeffekt) kommt es zu einer Verschiebung des Nachlaufes in Umfangsrichtung um ca. 5% der Teilung. Als Folge wird ein geringer Totaldruckverlust im Vergleich zum Totaldruckverlustverhalten ohne Sonde bestimmt. Allerdings zeigt der Vergleich der numerischen Simulation, modelliert mit Fünflochsonde, und den experimentellen Daten eine gute Übereinstimmung im Bereich der hohen Druckgradienten des Nachlaufes. Diese gute Übereinstimmung zwischen der numerischen und experimentellen Sondenmessung lässt darauf schließen, dass die Unterschiede in der Nachlaufmessung durch die Interaktion der Sonde mit der Schaufelhinterkante der Leit-schaufel verursacht wird.

Fünflochsonde mit Sondenkopfdurchmesser von 3 mm

In dieser Arbeit werden die Strömungsmessungen mit einer pneumatischen Fünflochsonde mit einem Durchmesser des Sondenkopfes von 3 mm durchgeführt. Durch die leicht geringere Versperrung im Bereich des Sondenkopfes ist auch ein leicht anderes Verhalten zu erwarten als in Aschenbruck et al. (2015). Daher wurde ein entsprechendes numerisches Modell mit entsprechender Sonde aufgebaut, um ebenfalls die Nachlaufmessung hinter der Leitbeschaufelung der fünften Stufe zu validieren. Die Validierung des Nachlaufes hinter der fünften Leitschaufelreihe spielt insofern eine wichtige Rolle, da sie maßgeblich für die aerodynamische Schwingungsanregung der fünften Laufschaufelreihe verantwortlich ist.

Als Randbedingungen wird der fünften Stufe ein Totaldruck- und Totaltemperaturprofil inklusive einem Profil der Strömungswinkel am Eintritt vorgegeben. Das Profil wird, wie in Abschn. 5.2.1 beschrieben, aus Simulationen der gesamten fünfstufigen Axialturbine extrahiert, indem die exakten Randbedingungen aus dem Experiment vorgegeben werden. Am Turbinenausstritt wird der statische Austrittsdruck in der Ebene der Kammsonden definiert. Zur Validierung wird eine Teilung hinter der Leitbeschaufelung betrachtet.

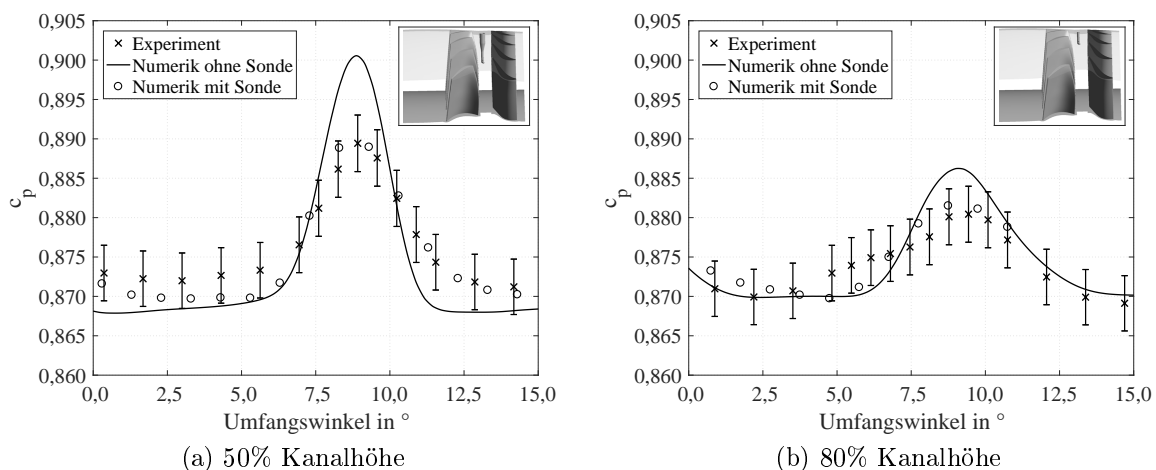


Abbildung 5.11: Einfluss der pneumatischen Fünflochsonde ($\varnothing 3$ mm Sondenkopf) auf die Nachlaufmessung; Fehlerbalken im 95% Konfidenzintervall

5 Testfall: Mehrstufige Axialturbine

Die Schrittweite der Sonde in der Numerik beträgt über den gesamten Umfang 1° . Die Schrittweite der Sonde während des Experiments hingegen betrug im Bereich niedriger Druckgradienten 1° . Im Bereich hoher Druckgradienten wurde mit einer Schrittweite zwischen $0,25^\circ$ und $0,5^\circ$ feiner aufgelöst.

Die Ergebnisse der numerischen Simulationen mit Sonde und der Vergleich mit den experimentellen Daten ist in Abb. 5.11 dargestellt. Zusätzlich ist der zeitlich gemittelte Verlauf aus der numerischen Simulation ohne Sonde in dem Diagramm enthalten. Die Ergebnisse sind als c_p -Wert dargestellt, der definiert ist als

$$c_p = \frac{p_{tot,ein} - p_{tot}}{p_{tot,ein} - p_{aus}} \quad (5.1)$$

Der c_p -Wert ist in diesem Fall eine Normierung über den Druckabbau der gesamten fünfstufigen Axialturbine. Der Druck $p_{tot,ein}$ entspricht dem Totaldruck in Ebene ME2.10, p_{aus} dem statischen Druck in Ebene ME3.02 und p_{tot} dem Totaldruck in der jeweils betrachteten Ebene. Beim Vergleich der Ergebnisse ist festzustellen, dass im Bereich niedriger Druckgradienten eine gute Übereinstimmung zwischen allen drei Fällen zu erkennen ist, sowohl auf 50% als auch auf 80% Kanalhöhe.

Im Bereich hoher Druckgradienten gibt es, wie zuvor bei Aschenbruck et al. (2015) gezeigt, einen signifikanten Unterschied im Totaldruckverlust des Nachlaufes zwischen den Simulationen mit und ohne Sonde. Allerdings zeigt der Vergleich zwischen den experimentellen Daten und den Simulationen mit Sonde eine sehr gute Übereinstimmung im Nachlaufbereich auf beiden Kanalhöhen. Die experimentellen Daten sind mit Fehlerbalken im 95% Konfidenzintervall dargestellt. Die Unterschiede zwischen den Messungen befinden sich somit im Konfidenzintervall.

Insgesamt zeigt der Vergleich zwischen den numerischen und experimentellen Sondenmessungen auf 50% und auf 80% Kanalhöhe eine gute Übereinstimmung bei der Bestimmung des Nachlaufes. Der maßgebliche Unterschied im Bereich hoher Druckgradienten zwischen den experimentellen Messungen und den numerischen Simulationen ohne Sonde folgt somit aus der Interaktion zwischen der Leitbeschaufelung und der Fünflochsonde. Zusätzlich ist eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation mit Sonde auch bei höheren Kanalhöhen gegeben, an denen vermehrt auch andere Sekundärströmungseffekte auftreten.

6 Einfluss geometrischer Variationen auf die Aerodynamik

6.1 Übertragung geometrischer Variationen auf die Beschau felung

In diesem Abschnitt werden die in Abschnitt 4.2 festgelegten geometrischen Variationen in die Beschau felung der fünfstufigen Axialturbine eingebracht. Zunächst liegt der Fokus auf dem Einbringen der Abweichungen in die Leitbeschaufelung der vierten Stufe und deren Auswirkungen auf die stromabwärts liegende Stufe. Da sich die aeroelastischen Betrachtungen in Kap. 8 auf die Schwingungsanregung und die Schwingungsantwort der fünften Laufschaufelreihe konzentrieren, gilt es zunächst die Unterschiede auf das Strömungsfeld und auf das aerodynamische Verhalten innerhalb der fünften Stufe herauszustellen. Im weiteren Verlauf dieses Kapitels erfolgt ein Vergleich mit weiteren Kon-

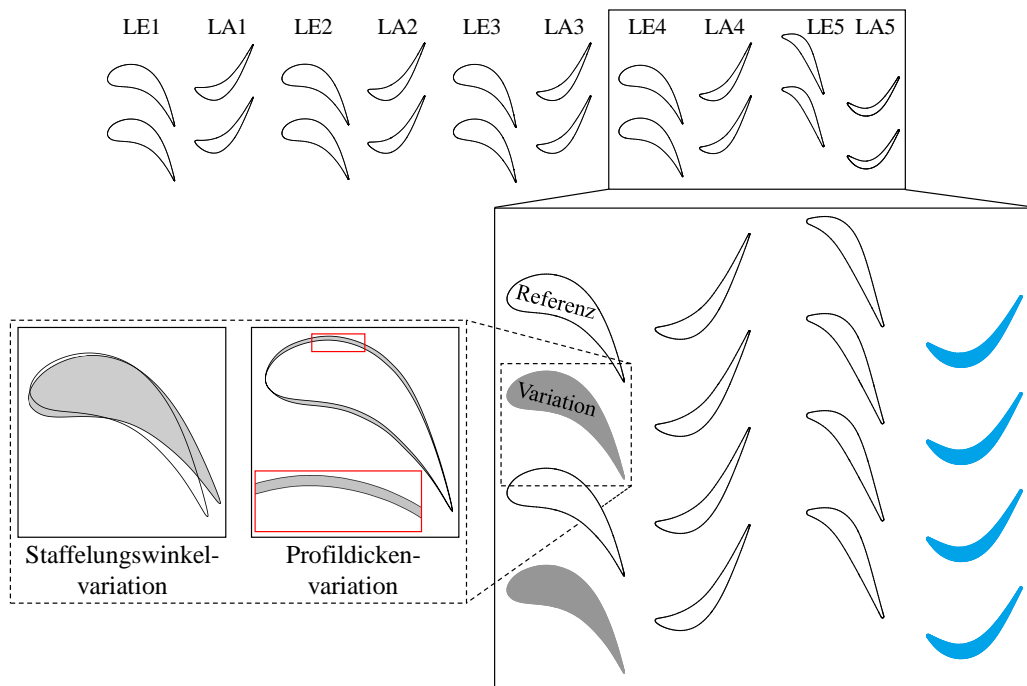


Abbildung 6.1: Schematische Darstellung der alternierenden Anordnung beispielhaft eingebracht in Stufe 4

figurationen. Diese Konfigurationen enthalten eine geometrische Variation in der Leitbeschaufelung der dritten oder fünften Stufe. Durch die Gegenüberstellung der verschiedenen Konfigurationen erfolgt die erstmalige Quantifizierung des stufen-übergreifenden Einflusses geometrischer Abweichungen in einer mehrstufigen Axialturbine.

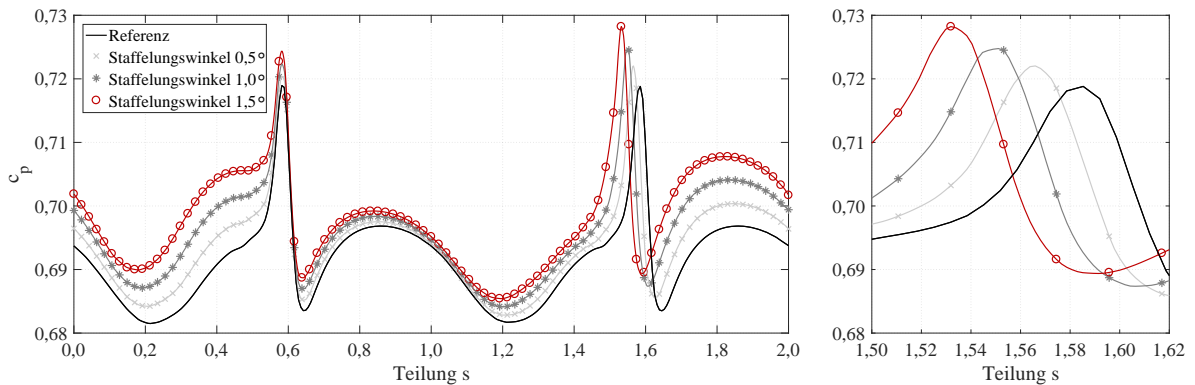
In Abbildung 6.1 ist das Einbringen der geometrischen Variation beispielhaft für die Leitreihe in Stufe 4 schematisch dargestellt. Die Anordnung der Schaufeln findet alternierend statt. Das bedeutet eine Referenzschaufel und eine modifizierte Schaufel wird abwechselnd in die Leitreihe eingebracht. Die alternierende Anordnung ist eine typische Anordnung in der Regeneration von Flugtriebwerken (Bleeg et al. 2008) und wurde unter anderem auch deswegen hier genutzt. Des Weiteren sorgt die alternierende Anordnung für eine zusätzliche Resonanzstelle im BP2 und BP3, wie es im Campbell-Diagramm der fünften Laufschaufelreihe aus Abschnitt 5.1.2 zu sehen ist. Für einen genauen Vergleich und die Quantifizierung des Einflusses geometrischer Varianzen über mehrere Stufen, wird die gleiche Anordnung ebenfalls in der Leitbeschaufelung der Stufe 3 und der Stufe 5 (Aschenbruck et al. 2013b) gewählt.

6.2 Einfluss auf die Aerodynamik

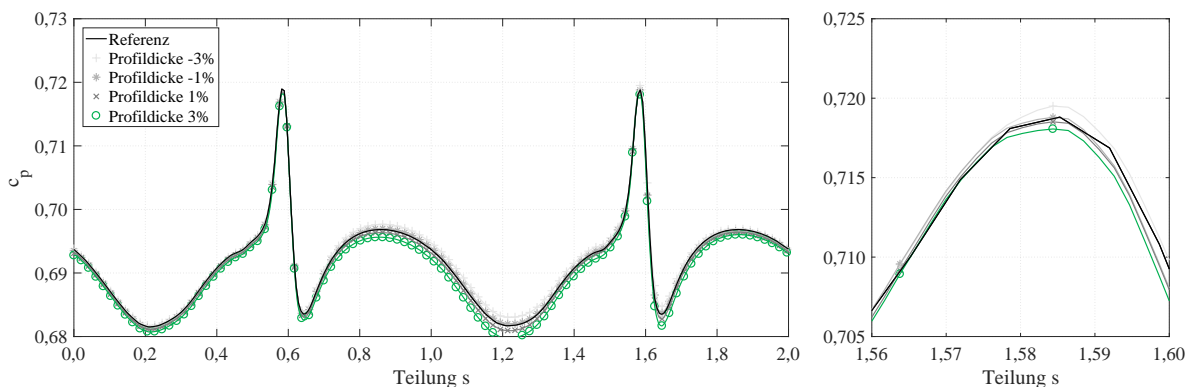
In diesem Abschnitt werden die Sensitivitäten der geometrischen Variationen hinsichtlich des Totaldruckverhaltens im Nachlaufbereich der Leitschaufeln erfasst und der konvektive Transport über die Stufen herausgestellt. Dafür werden stationäre Strömungssimulationen mit den geometrischen Variationen in der Leitbeschaufelung der vierten Stufe in den Betriebspunkten aus Abschn. 5.1 durchgeführt. Der Einfluss der geometrischen Abweichungen auf das aerodynamische Verhalten innerhalb der Stufen, insbesondere auf das Nachlaufverhalten, wird daraufhin detailliert untersucht. Die Versperrungen der nachfolgenden Leit- und Laufschaufeln sorgen dafür, dass die Nachläufe sich nicht ungehindert durch die Stufen fortpflanzen. Dadurch wird ein realistischer Einfluss des Nachlaufverhaltens erfasst.

6.2.1 Form des Nachlaufs

In Abbildung 6.2 ist der Einfluss der geometrischen Variationen auf das Nachlaufverhalten unmittelbar hinter der variierten Leitschaufel 4 nach Hauptmann et al. (2015b) dargestellt. Die Nachlaufströmung eine Stufe stromabwärts, hinter der Leitreihe 5, ist nach Hauptmann et al. (2015b) in Abbildung 6.3 gezeigt. Die dargestellten Nachläufe sind bei einer Kanalhöhe von 80% bestimmt worden. Da im Mittenschnitt eine höhere Ausmischung stromabwärts zu erwarten ist und sich die relevanten Strömungsgebiete für die Schwingungsanregung zu höheren Kanalhöhen befinden, wird der Fokus der Auswertung auf eine Kanalhöhe von 80% gelegt. Der Nachlauf wird über den Druckverlustbeiwert c_p nach Gl.(5.1) charakterisiert. Ein niedriger c_p -Wert entspricht einem hohen Totaldruck, ein hoher c_p -Wert entspricht einem niedrigen Totaldruck.



(a) Staffelungswinkelvariation mit Vergrößerungsausschnitt im Nachlauf (rechts)



(b) Profildickenvariation mit Vergrößerungsausschnitt im Nachlauf (rechts)

Abbildung 6.2: Einfluss geometrischer Variationen auf das Nachlaufverhalten hinter Leitschaukel 4 auf 80% Kanalhöhe (BP3)

Nachlauf hinter der Leitreihe 4

In Abbildung 6.2a ist ein signifikanter Einfluss der Staffelungswinkelvariation auf das Totaldruckverhalten bzw. den Druckverlustbeiwert hinter der vierten Leitschaukelreihe zu erkennen. Die Erhöhung des Staffelungswinkels sorgt für eine Verschiebung des Nachlaufs in Umfangsrichtung bei einer Teilung von ca. $s = 1,6$. Eine Erhöhung um $1,5^\circ$ führt zu einer Verschiebung des Nachlaufs um 5,2% der Teilung, die aus einer verminderten Umlenkung der Strömung resultiert. Mit einer Sehnenlänge von $C = 59,6$ mm und einer axialen Sehnenlänge von $l_{ax} = 50,1$ mm ergibt sich aus den trigonometrischen Beziehungen (s. Abb. 4.1) eine Verschiebung der Hinterkante der modifizierten Schaukel um 3,5% der Teilung. Dieser Anteil ist letztlich maßgeblich für die Verschiebung des Nachlaufs verantwortlich. Die mit steigender Staffelungswinkelvariation zunehmend saugseitige Fehlanströmung der variierten Leitschaukel bewirkt zudem eine Erhöhung der Profilverluste. Die dadurch entstehende Verdrängungswirkung verursacht eine weitere Minderumlenkung der Strömung, sodass insgesamt eine Verschiebung des Nachlaufs um 5,2% der Teilung vorliegt. Eine Erhöhung des Staffelungswinkels um $1,5^\circ$ erhöht den Druckverlustbeiwert c_p gegenüber dem Referenzfall um 1,29% im Nachlaufbereich von

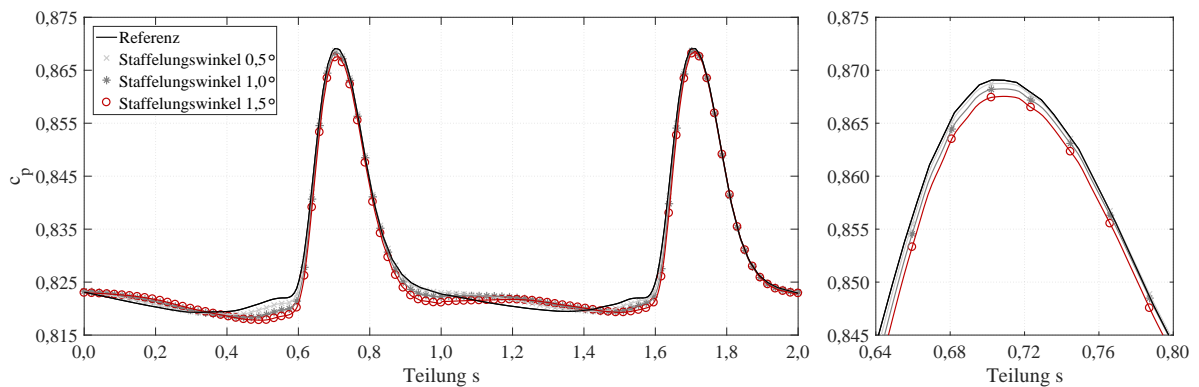
ca. $s = 1,6$. Die Strömungsverhältnisse in der benachbarten Passage werden durch den geänderten Staffelungswinkel aufgrund der Querströmung von Druck- zu Saugseite ebenfalls beeinflusst. Der steigende engste Querschnitt in dieser Passage resultiert in einer minimal verstärkten Verzögerung der Strömung. Die Ablösung der Grenzschicht auf der Saugseite der Referenzschaufel tritt früher ein, wodurch die Verluste steigen und somit auch der Druckverlustbeiwert und das Impulsdefizit. Bei einer Teilung von ca. $s = 0,6$ liegt der Anstieg des Impulsdefizits gegenüber dem Referenzfall bei bis zu 0,76%. Darüber hinaus erhöhen sich die Verluste in der Schaufelpassage zwischen der Druckseite der variierten und der Saugseite der Referenzschaufel. Durch die saugseitige Fehlanströmung der variierten Schaufel, kann die Strömung dem Profil auf der Druckseite nicht lange folgen, sodass die Strömung ablöst und sich die Verluste erhöhen.

Dahingegen ist der Einfluss der Profildickenvariation auf das Impulsdefizit im Nachlauf hinter der Leitschaufelreihe 4 in Abb. 6.2b deutlich schwächer. Sowohl eine Steigerung als auch eine Reduzierung der Profildicke führt nicht zu einer Verschiebung des Nachlaufes in Umfangsrichtung. Des Weiteren sorgt eine Erhöhung der Profildicke für eine geringere Senkung der Nachlauftiefe im Vergleich zur Staffelungswinkelvariation. Die Änderung der Nachlauftiefe schwankt um bis zu 0,15% je nach Größenordnung der Profildickenvariation. Durch die Erhöhung der Profildicke verkleinert sich der Strömungsquerschnitt. Die Minderung des Querschnitts wiederum resultiert in einer Beschleunigung der Strömung. Dies verringert die Grenzschichtdicke des Profils und mindert die Verluste. Diese Änderungen im Strömungsverhalten gegenüber der Referenzkonfiguration spiegeln sich im Verlauf von Abb. 6.2b wieder.

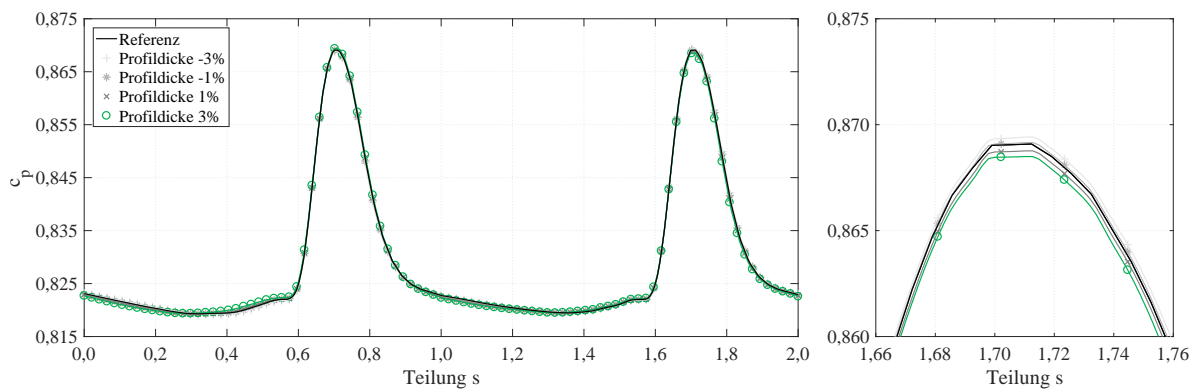
Nachlauf hinter der Leitreihe 5

In Abbildung 6.3 ist der Einfluss der geometrischen Variationen auf das Nachlaufverhalten hinter der fünften Leitschaufelreihe auf 80% Kanalhöhe in BP3 dargestellt. Das Strömungsbild hinter der Leitschaufelreihe 5 ist maßgeblich entscheidend für die aerodynamische Schwingungsanregung der fünften Laufschaufelreihe. Der Einfluss der geometrischen Variationen auf das Strömungsfeld schwächt sich stromabwärts ab, sodass die Unterschiede im Nachlaufverhalten gegenüber der Referenzgeometrie geringer ausfallen. Die Variation des Staffelungswinkels sorgt eine Stufe stromabwärts der modifizierten Schaufel bei einer Teilung von $s = 0,7$ für eine Reduzierung des Impulsdefizits um bis zu 0,2% gegenüber dem Referenzfall. Eine Verschiebung des Nachlaufs liegt indessen nicht vor. Die geometrische Variation ändert die Abströmung in der vierten Stufe wodurch es zu einer geänderten Anströmung der nachfolgenden Schaufelreihen kommt. Folglich wird die Leitschaufelreihe der fünften Stufe saugseitiger angeströmt und die Profilverluste dadurch minimiert. Die Unterschiede zwischen den beiden Nachläufen ist unter anderem Ursache für die aerodynamische Schwingungsanregung mit verschiedenen Anregungsfrequenzen. Der Unterschied des Impulsdefizits zwischen beiden Nachläufen beträgt 0,12% für eine Staffelungswinkelvariation von $1,5^\circ$, wohingegen für die Referenzgeometrie keine Änderung zwischen beiden Nachläufen vorliegt.

Eine Variation der Profildicke bewirkt eine Stufe stromabwärts, hinter der Leitschaufelreihe 5, nur minimale Druckänderungen sowohl innerhalb der Kernströmung als auch im Nachlaufbereich. Die Druckänderungen gegenüber dem Referenzfall belaufen sich im



(a) Staffelungswinkelvariation mit Vergrößerungsausschnitt im Nachlauf (rechts)



(b) Profildickenvariation mit Vergrößerungsausschnitt im Nachlauf (rechts)

Abbildung 6.3: Einfluss geometrischer Variationen auf das Nachlaufverhalten hinter Leitschaufel 5 auf 80% Kanalhöhe (BP3)

Nachlaufbereich auf unter 0,1%. Für eine Profildickenvariation von 3% fällt der Unterschied in der Amplitude zwischen beiden Nachläufen mit 0,1% geringer aus als bei der Staffelungswinkelvariation. Dennoch lässt sich auch eine Stufe stromabwärts der geometrischen Variation noch minimale Druckänderungen im Nachlauf und zwischen den Nachläufen gegenüber der Referenzgeometrie feststellen. Dies deutet auf eine potentielle Schwingungsanregung abweichend vom Referenzfall für die nachfolgende Laufschaufelreihe hin.

6.2.2 Stufenkenngrößen

Neben dem Einfluss der geometrischen Variationen auf das Nachlaufverhalten, gilt es einen globalen Einfluss auf das aerodynamische Verhalten der Stufen der Axialturbine zu bestimmen. Dimensionslose Kenngrößen mit denen sich eine Stufe beschreiben lassen, sind unter anderem die Leistungszahl ψ und die Durchflusszahl ϕ (s. Abschn. 2.1). Die Leistungszahl ψ beschreibt den realen Druckumsatz in einer Stufe und stellt somit ein Maß für die aerodynamische Belastung einer Schaufel dar. Die Leistungszahl wird

6 Einfluss geometrischer Variationen auf die Aerodynamik

maßgeblich von den Umfangskomponenten der Absolutgeschwindigkeit beeinflusst (Gl. 2.5). Eine geometrische Varianz innerhalb der Beschauflung führt zu einer Änderung dieser Geschwindigkeitskomponenten stromauf- und stromabwärts der Laufschaufelreihe. Dies verursacht eine Änderung der Leistungszahl und führt zu einer abweichenden aerodynamischen Belastung der Stufe.

Leistungszahl

Die Abbildung 6.4 zeigt die relative Änderung der Leistungszahl gegenüber dem Referenzfall in BP3 für die Laufschaufelreihen der vierten und fünften Stufe durch Einbringen einer geometrischen Variation in die Leitbeschauflung der vierten Stufe. Die Leistungszahl ist durch Mittelung der Geschwindigkeitskomponenten über zwei Teilungen bestimmt und die prozentuale Änderung gegenüber dem Referenzfall in der jeweiligen Stufe ermittelt worden. Bei Betrachtung der Abbildungen ist eine Änderung der Leistungszahl für die Stufe 4 und die Stufe 5 erkennbar. In Abbildung 6.4a ist durch eine Erhöhung des Staffelungswinkels eine Reduzierung der Leistungszahl der vierten Stufe um bis zu 4% zu verzeichnen. Dabei sorgt eine stetige Erhöhung des Staffelungswinkels für eine erhöhte Minderumlenkung hinter der Leitschaufelreihe und für eine Reduzierung der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit. Dies vermindert die aerodynamische Belastung der vierten Laufschaufelreihe. Eine Änderung des Staffelungswinkels in der vierten Leitschaufelreihe beeinflusst auch die aerodynamische Belastung der Laufschaufeln eine Stufe stromabwärts. Eine Variation des Staffelungswinkels um $1,5^\circ$ steigert die aerodynamische Belastung der fünften Laufschaufelreihe um bis zu 0,22%. Dies ist damit zu begründen, dass die geänderte Anströmung der Leitschaufeln in Stufe 5 jeweils zu einer geänderten Abströmung führt. Dadurch kommt es in Stufe 5 zu geänderten Geschwindigkeitsdreiecken und zu einer Erhöhung der Umlenkung.

Der Einfluss der Profildicke fällt gegenüber der Änderung des Staffelungswinkels gerin-

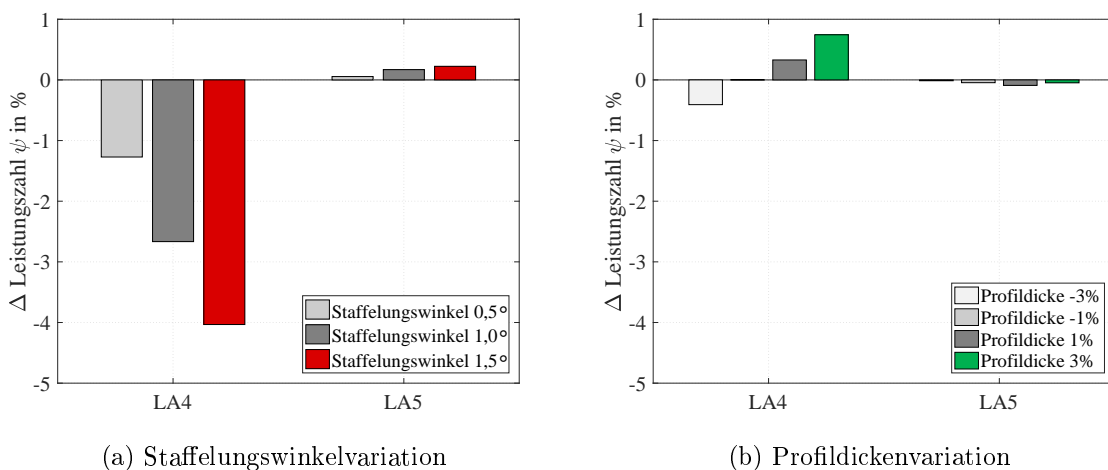


Abbildung 6.4: Einfluss geometrischer Variationen auf die relative Änderung der Leistungszahl gegenüber dem Referenzfall in BP3

ger aus und besitzt eine andere Charakteristik. Eine Erhöhung der Profildicke führt zu einer stetigen Erhöhung der aerodynamischen Belastung der vierten Laufschaufelreihe. Ein dickeres Schaufelprofil erhöht die Umlenkung hinter der Leitschaufelreihe und verstärkt den Arbeitsumsatz um bis 0,75% in Stufe 4. Die Variation der Profildicke sorgt gleichzeitig für minimale Strömungsänderungen in der fünften Stufe. Die Änderungen der aerodynamischen Belastung der fünften Stufe basiert auf Änderungen in der An- und Abströmung und führt zu einer minimalen Reduzierung der Umlenkung und der Leistungszahl. Die prozentuale Änderung liegt bei unter 0,1%. Für beide geometrischen Parameter sind, neben den Änderungen der Leistungszahlen der unmittelbar anschließenden Laufschaufelreihe, Änderungen in der aerodynamischen Belastung eine Stufe stromabwärts zu verzeichnen.

Durchflusszahl

In Abbildung 6.5 sind die prozentualen Änderungen der Durchflusszahl gegenüber dem Referenzfall für die Laufschaufelreihe der vierten und fünften Stufe im BP3 dargestellt. Die prozentualen Änderungen sind abhängig von den geometrischen Variationen in Stufe 4. Die Durchflusszahl ist ebenfalls durch Mittelung der Geschwindigkeitskomponenten über zwei Teilungen bestimmt worden. In beiden Abbildungen ist zunächst zu erkennen, dass die relativen Änderungen der Durchflusszahl gegenüber den prozentualen Änderungen der Leistungszahl kleiner ausfallen. Die Variation des Staffelungswinkels in Abb. 6.5a sorgt neben einer Minderumlenkung gleichzeitig für eine Reduzierung der Axialgeschwindigkeit. Dadurch reduziert sich die Durchflusszahl um bis 0,15% in Stufe 4. Die Erhöhung der Umlenkung in Stufe 5 steigert gleichzeitig die Durchflusszahl um bis zu 0,36%. Mit steigendem Staffelungswinkel steigen diese Tendenzen.

Die Änderung der Profildicke zeigt auch bei der prozentualen Änderung der Durchflusszahl geringere Auswirkungen gegenüber einer Variation des Staffelungswinkels. Eine ste-

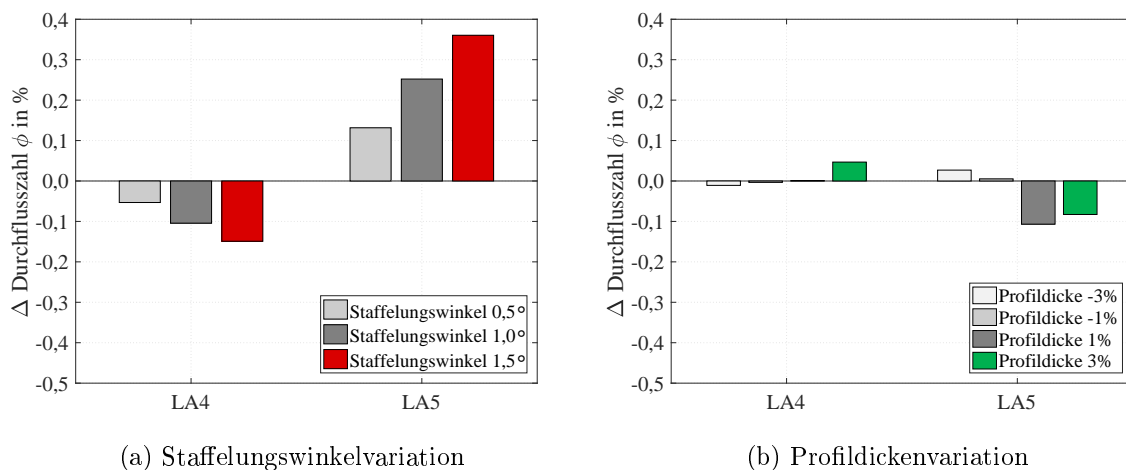


Abbildung 6.5: Einfluss geometrischer Variationen auf die relative Änderung der Durchflusszahl gegenüber dem Referenzfall in BP3

tige Erhöhung der Profildicke steigert jedoch die Durchflusszahl in Stufe 4. Da durch die Variation der Profildicke der Querschnitt innerhalb einer Passage verengt wird, erhöht sich die Axialgeschwindigkeit hinter der Leitschaufelreihe und führt somit zu einer minimalen Erhöhung der Durchflusszahl. Der Einfluss auf die fünfte Stufe erfolgt analog zur Änderung der Leistungszahl.

Korrelation zwischen Leistungszahl und Durchflusszahl

Trägt man die prozentualen Änderungen der Durchflusszahl gegenüber den prozentualen Änderungen der Leistungszahl für die geometrischen Variationen auf, ist in Abb. 6.6 ein linearer Zusammenhang zwischen den Änderungen der Durchfluss- und Leistungszahl zu verzeichnen. Der lineare Zusammenhang zwischen der Durchflusszahl und der Leistungszahl lässt sich mit dem Korrelationskoeffizienten nach Pearson, basierend auf den Ausführungen in Sachs und Hedderich (2006), quantifizieren. Der Korrelationskoeffizient r_{yz} (Gl. 6.1) ist ein Maß für die Stärke des linearen Zusammenhangs zwischen den Größen y und z und ist definiert als das Verhältnis der empirischen Kovarianz zu dem Produkt der Standardabweichungen beider Größen.

$$r_{yz} = \frac{\frac{1}{m-1} \sum_{i=1}^m (y_i - \bar{y})(z_i - \bar{z})}{\sqrt{\sum_{i=1}^m (y_i - \bar{y})^2 \sum_{i=1}^m (z_i - \bar{z})^2}} \quad (6.1)$$

Es besteht eine starke lineare Abhängigkeit zwischen beiden Größen je näher der Betrag $|r_{xy}|$ an 1 ist. Ab einem Wert größer 0,7 wird von einer starken linearen Korrelation gesprochen. Ab einem Wert kleiner 0,3 liegt keine lineare Korrelation vor. Für den linearen

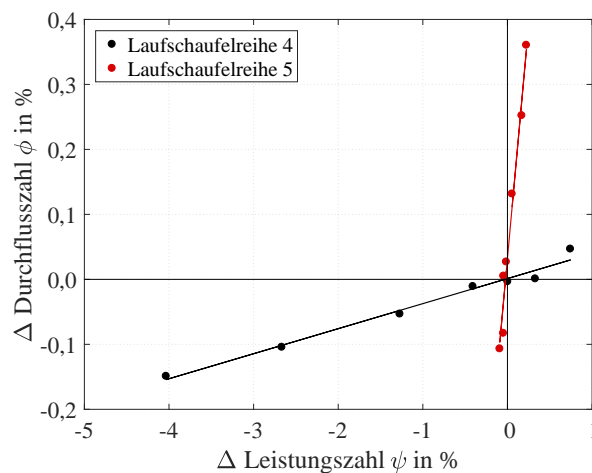


Abbildung 6.6: Verhältnis zwischen Durchflusszahl und Leistungszahl der Laufschaufelreihen 4 und 5 in BP3 in Abhängigkeit von geometrischen Variationen

Zusammenhang zwischen den Änderungen der Durchfluss- und Leistungszahl in Abb. 6.6 ergibt sich ein starker linearer Zusammenhang. Der Korrelationskoeffizient beträgt bei Betrachtung der vierten Laufreihe $r = 0,989$ und für die fünfte Laufreihe $r = 0,986$. Des Weiteren lassen sich die Einflüsse auf die Laufschaufelreihe 4 und die Laufschaufelreihe 5 über die Steigung der Ausgleichsgeraden separieren. Die Steigung der Ausgleichsgeraden zeigt, dass aufgrund des konvektiven Transports die Einflüsse der geometrischen Variationen nach einer Stufe noch zu bestimmen sind. Sowohl die Leistungszahl als auch die Durchflusszahl werden durch geometrische Abweichungen stufen-übergreifend beeinflusst. Der Einfluss auf stromabwärts liegende Stufen wird in Abschn. 6.4 hinsichtlich dieser aerodynamischen Kenngrößen genauer quantifiziert.

Die in diesem Abschnitt gezeigten Ergebnisse der Stufen 4 und 5 sind konsistent mit den in Abschn. 2.1 vorgestellten Zusammenhängen von Gl. (2.5) und Gl. (2.3). Eine Minderumlenkung infolge einer geometrischen Variation in Stufe 4 bewirkt nach Gl. (2.4) bzw. Gl. (2.5) einen reduzierten Arbeitsumsatz und eine geringere Leistungszahl. Darüber hinaus hat eine Reduzierung der Durchflusszahl eine langsamere Ausbreitung der Strömung mit einem niedrigeren zeitlichen Druckgradienten zur Folge. Wenn sich nach Gl. (2.3) der zeitliche Druckgradient reduziert, wird weniger Totalenthalpie umgesetzt, woraus ebenfalls eine Senkung der aerodynamischen Belastung und der Leistungszahl erfolgt. Bei Betrachtung der Leistungs- und Durchflusszahl der Stufe 5 in Abhängigkeit der geometrischen Variationen sind entsprechend die entgegengesetzten Beobachtungen festzustellen. Nach den Erkenntnissen aus Biester (2016) entsprechen diese Ergebnisse einer Umverteilung der Totalenthalpie und basieren auf dem Mechanismus der Energieteilung. Dieser Mechanismus ist in Biester (2016) detailliert erläutert.

6.3 Änderung der Geschwindigkeitsdreiecke

Die Änderung des Nachlaufverhaltens sowie die Änderung der Leistungs- und Durchflusszahl lässt sich mit einer Änderung der Geschwindigkeitsdreiecke begründen. In Abbildung 6.7 ist die Änderung der Geschwindigkeitskomponenten durch Einbringen einer Staffelungswinkelvariation in die Leitschraufereihe der vierten Stufe schematisch dargestellt. Die Staffelungswinkelvariation reduziert die Umlenkung der Leitreihe, was mit einer niedrigen Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit stromab des Stators verbunden ist. Diese Minderumlenkung sorgt auch für die Verschiebung des Nachlaufes in Abb. 6.2. Allerdings erhöhen sich gleichzeitig die Hinterkantenverluste und das Impulsdefizit im Nachlauf gegenüber dem Referenzfall. Die geänderte Abströmung infolge der geometrischen Variation setzt sich in den stromabwärts folgenden Schaufelreihen fort. Dadurch wird die fünfte Laufschaufelreihe mit einer steigenden Axial- und Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit angeströmt. Die Änderung dieser Geschwindigkeitskomponenten spiegelt sich in den Ergebnissen der Leistungs- und Durchflusszahl in Abb. 6.4 und 6.5 wieder, wodurch die fünfte Laufschaufelreihe aerodynamisch höher belastet wird. Daraus folgt, dass selbst minimale Änderungen der Geschwindigkeitskomponenten infolge einer geometrischen Variation Änderungen im Strömungsfeld nachfolgender Stufen verursachen. Diese wiederum bewirken Änderungen im globalen aerodynamischen

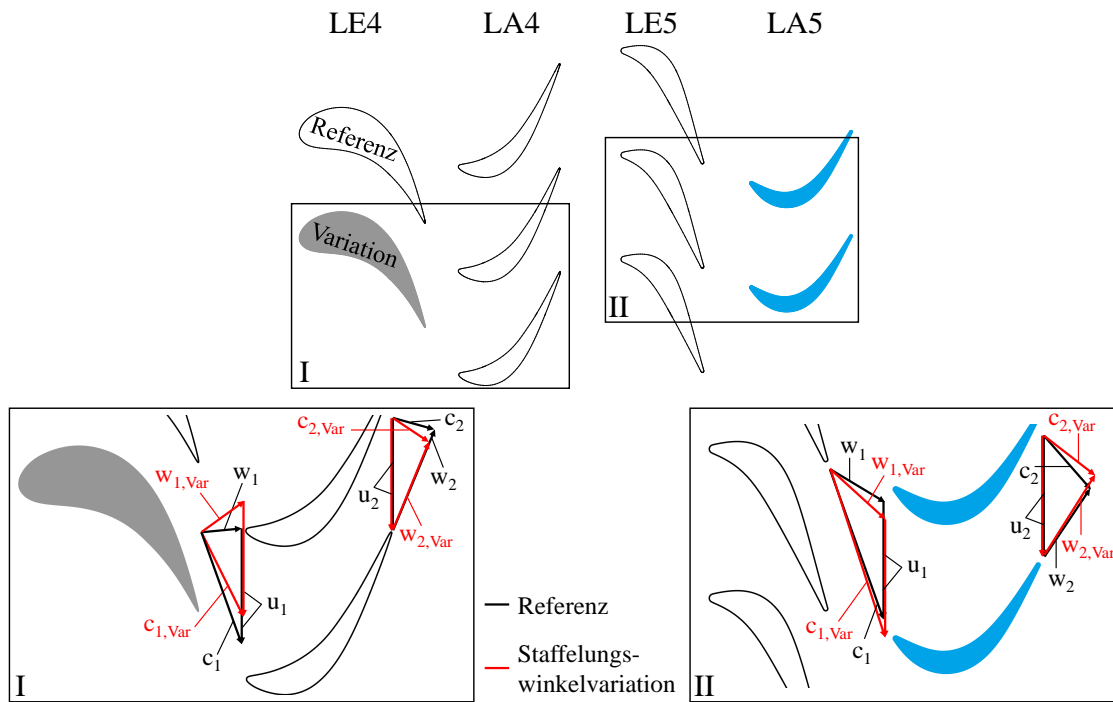


Abbildung 6.7: Änderung der Geschwindigkeitsdreiecke beispielhaft für eine Variation des Staffelungswinkels in Stufe 4

Verhalten der Stufen. Eine geometrische Variation der Profildicke sorgt für geringere Änderungen der Geschwindigkeitskomponenten, weshalb diese Variation sowohl auf das Nachlaufverhalten als auch auf das aerodynamische Verhalten hinsichtlich Leistungs- und Durchflusszahl einen geringeren Einfluss hat. Dennoch sind infolge dieser geometrischen Variation Änderungen zu verzeichnen und verursachen dadurch ein geändertes aerodynamisches Verhalten der einzelnen Stufen.

6.4 Quantifizierung des Mehrstufeneffektes auf die Aerodynamik

Zur Quantifizierung des Einflusses geometrischer Varianzen auf das aerodynamische Verhalten mehrerer Stufen einer Axialturbinen und zur Beurteilung des konvektiven Strömungstransports über mehrere Stufen werden weitere Konfigurationen betrachtet. Neben den bereits vorgestellten geometrischen Variationen, eingebracht in Stufe 4, werden die gleichen geometrischen Variationen alternierend auf die Leitbeschaufelung der dritten Stufe übertragen und simuliert. Anschließend werden die Ergebnisse mit den Simulationsergebnissen aus Aschenbruck et al. (2013b) verglichen. In dieser Arbeit wurden die Einflüsse von geometrischen Abweichungen in der Leitbeschaufelung der fünften Stufe bestimmt. Um den Einfluss über mehrere Stufen zu quantifizieren, liegt der Fokus auf die

Änderungen des aerodynamischen Verhaltens in der fünften Stufe. Für die Validierung der numerischen Ergebnisse werden allerdings in den folgenden Abschnitten ausschließlich die Ergebnisse mit einer geometrischen Variation in Stufe 4 herangezogen.

Leistungszahl

Zunächst wird die Änderung der Leistungszahl infolge einer dem Referenzfall gegenüber modifizierten Leitbeschaufelung in Stufe 3 bewertet. Zum Vergleich sind in Abb. 6.8 die Staffelungswinkelvariation von $1,5^\circ$ und die Profildickenvariation von $+3\%$, eingebracht in Stufe 4, mit eingefügt. Diese Abweichungen haben zuvor die größten Auswirkungen auf das aerodynamische Strömungsfeld gezeigt und werden daher hier als Vergleich mit herangezogen. Die Variation des Staffelungswinkels in Stufe 3, siehe Abb. 6.8a, zeigt ähnliche Auswirkungen auf die direkt nachfolgende Laufschaufelreihe, wie eine Staffelungswinkelvariation in Stufe 4. Mit wachsender Variation steigt die Minderumlenkung hinter der Leitreihe und die anschließende Laufreihe 3 wird um $4,5\%$ aerodynamisch weniger belastet. Die Minderumlenkung in Stufe 3 führt jedoch dazu, dass die Stufe 4 fehlangeströmt wird. Dadurch erhöht sich die aerodynamische Belastung der Laufreihe 4, bei einer Staffelungswinkelvariation von $1,5^\circ$ um ca. 1% . Die Fehlanströmung infolge der geometrischen Variation setzt sich bis zur Stufe 5 fort. Dort erhöht sich die Umlenkung gegenüber dem Referenzfall infolge der geänderten An- und Abströmungen und steigert die aerodynamische Belastung der fünften Laufschaufelreihe um bis zu $0,53\%$. Durch den verminderten Arbeitsumsatz in Stufe 3 muss somit bei gleichen Druckabbau über die Maschine die Stufe 4 und 5 mehr Arbeit verrichten und einen erhöhten Anteil Totalenthalpie umsetzen. Die Variation in Stufe 4 hingegen sorgt für eine geringere aerodynamische Belastung der vierten Stufe, erhöht allerdings gleichzeitig die aerodynamische Belastung in den anderen Stufen. Der Mechanismus der Umwandlung von Totalenthalpie ist somit ebenfalls für diese Konfigurationen erkennbar.

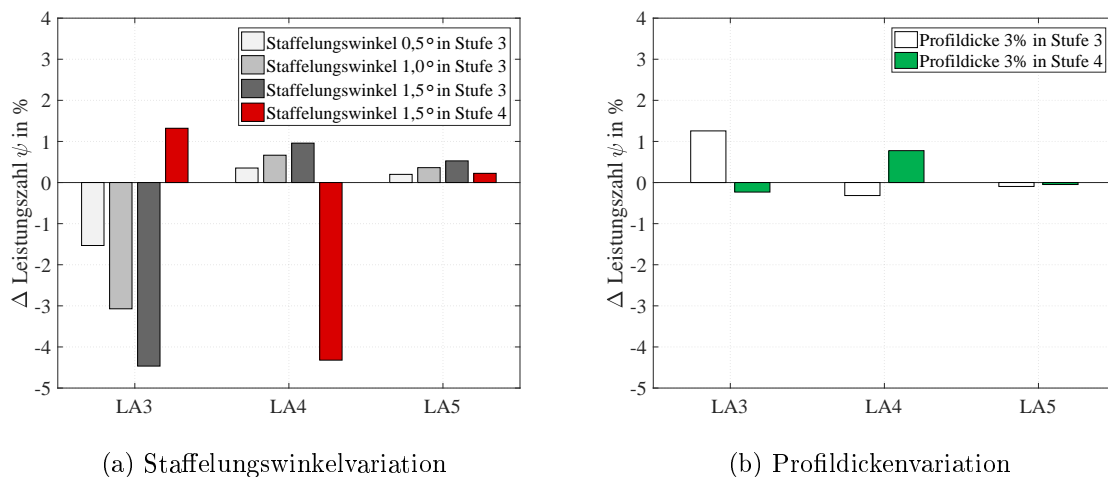


Abbildung 6.8: Änderung der Leistungszahl gegenüber dem Referenzfall in BP3 mit geometrischen Variationen in Stufe 3 und Stufe 4

6 Einfluss geometrischer Variationen auf die Aerodynamik

Die Abbildung 6.8a zeigt außerdem, dass die gleiche geometrische Variation in Stufe 3 die aerodynamische Belastung der fünften Stufe um mehr als das Doppelte erhöht gegenüber dem Einfluss der geometrischen Variation in Stufe 4. Die Staffelungswinkelvariation von $1,5^\circ$ in Stufe 4 erhöht die aerodynamische Belastung der fünften Laufschaufelreihe um $0,22\%$, hingegen die gleiche Abweichung in Stufe 3 um $0,53\%$. Erst eine geringere Variation des Staffelungswinkels in Stufe 3, beispielsweise um $0,5^\circ$, führt zu einer geringeren aerodynamischen Belastung der fünften Laufschaufelreihe als eine Staffelungswinkelvariation um $1,5^\circ$ in Stufe 4.

In Abbildung 6.8b ist der Vergleich einer Variation der Profildicke um $+3\%$ eingebracht in Stufe 3 und Stufe 4 dargestellt. Die Änderungen in der Leistungszahl fallen erneut in allen Stufen geringer aus als bei der Variation des Staffelungswinkels. Grund dafür ist, dass eine Erhöhung der Profildicke in dieser Größenordnung für eine geringere Änderung der Umlenkung sorgt gegenüber einer Staffelungswinkelvariation. Dennoch führt auch in diesem Fall die gleiche geometrische Variation in Stufe 3 zu einer um den Faktor 2 verminderten aerodynamischen Belastung der fünften Stufe im Vergleich zu der Variation in Stufe 4.

Diese Auswirkungen für beide Geometrieparameter sind damit zu begründen, dass die Stufe 3 mit einer Referenz-Leistungszahl von $\psi = 1,19$ mehr Arbeit verrichtet, als die Stufe 4 mit einer Referenz-Leistungszahl von $\psi = 0,77$ oder die Stufe 5 mit $\psi = 0,89$. Eine Variation in Stufe 3 hat somit größere Auswirkungen auf das aerodynamische Verhalten nachfolgender Stufen, als eine Variation in Stufe 4. Bei gleichem Druckabbau über die gesamte Maschine, müssen die anderen Stufen somit ein höheres Enthalpiegefälle abbauen, womit die Leistungszahlen der anderen Stufen steigen. Es ist in Abb. 6.8a zu erkennen, dass der Einfluss einer einzelnen geometrischen Variation sich über mehrere Stufen ausmischt. Dennoch hat eine geometrische Variation in Stufe 3 nicht zwangsläufig geringere Auswirkungen auf die fünfte Stufe, als eine Variation in Stufe 4.

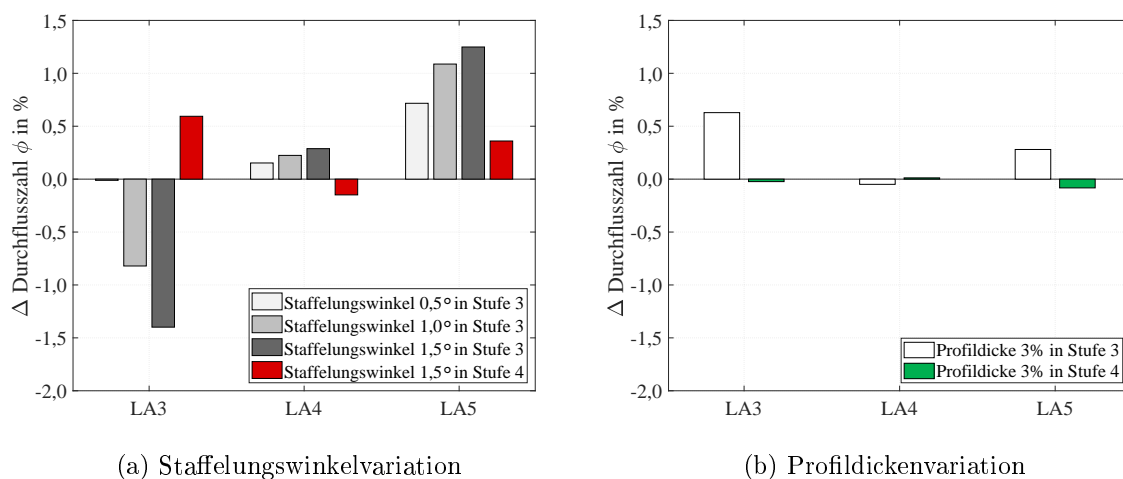


Abbildung 6.9: Änderung der Durchflusszahl gegenüber dem Referenzfall in BP3 mit geometrischen Variationen in Stufe 3 und Stufe 4

Durchflusszahl

Bei Betrachtung der Durchflusszahl in Abb. 6.9 fallen die Abweichungen zwischen der gleichen geometrischen Variation in Stufe 3 höher aus als in Stufe 4. Bei Betrachtung der prozentualen Änderungen in Stufe 5 führen die geänderten Strömungsbedingungen, beispielsweise bei einer Staffelungswinkelvariation von $1,5^\circ$ in Stufe 3, zu einer prozentualen Erhöhung von 1,25%. Dahingegen ist die Erhöhung der Durchflusszahl infolge der gleichen geometrischen Variation eingebracht eine Stufe stromabwärts, in Stufe 4, mit 0,36% um circa das dreifache kleiner. Gleiche Tendenzen sind ebenfalls für die Profildicke ermittelt worden, allerdings erneut mit einer geringeren prozentualen Abweichungen als bei einer Variation des Staffelungswinkels.

Korrelation zwischen Leistungszahl und Durchflusszahl

Durch Auftragen der prozentualen Änderung der Durchflusszahl gegenüber der Änderung der Leistungszahl aller bisher betrachteten geometrischen Variationen ergibt sich der in Abb. 6.10 dargestellte Zusammenhang. Außerdem sind in dieser Darstellung die Ergebnisse aus den Simulationen aus Aschenbruck et al. (2013a) berücksichtigt, wo der Einfluss geometrischer Variationen in der Leitbeschaufelung der fünften Stufe untersucht worden ist. In diesem Fall wird die jeweilige prozentuale Änderung für die fünfte Laufschaufelreihe im BP3 bewertet. Die geometrischen Variationen in der Leitbeschaufelung der Stufe 5 haben die größten Auswirkungen auf die Leistungszahl bzw. der Durchflusszahl der direkt nachfolgenden fünften Laufschaufelreihe. Sie wirken unmittelbar auf das Strömungsfeld der nachfolgenden Laufschaufelreihe ein. Analog zu Abb. 6.6 ist ein linearer Zusammenhang erkennbar. Nach Gl. 6.1 besteht mit einem Korrelationskoeffizient von $r = 0,876$ für eine Variation in Stufe 5 eine starke lineare Abhängigkeit. Der Einfluss der geometrischen Variationen eingebracht in Stufe 3 und Stufe 4 ist dem gegenüber ge-

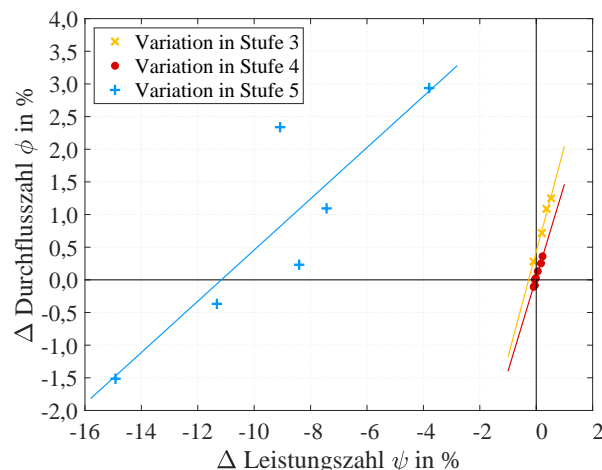


Abbildung 6.10: Verhältnis zwischen Durchflusszahl und Leistungszahl für die Laufschaufelreihe 5 in BP3 in Abhängigkeit von geometrischen Variationen in verschiedenen Stufen

ringer. Allerdings sind die Differenzen gegenüber dem Referenzfall feststellbar. In beiden Fällen besteht ebenfalls ein starker linearer Zusammenhang zwischen der Durchflusszahl und der Leistungszahl. Für eine Variation in Stufe 3 beträgt der Korrelationskoeffizient $r = 0,993$ und $r = 0,986$ für eine Variation in Stufe 4. Die geometrischen Variationen können über die jeweilige Steigung dieser Geraden der jeweiligen Stufe zugeordnet werden. In der Analyse der letzten Laufschaufelreihe lässt sich somit allein durch Bestimmung der Änderung Leistungs- und der Durchflusszahl bestimmen in welcher Stufe eine geometrische Varianz zuvor implementiert war. Einen linearen Zusammenhang zwischen der relativen Abweichung der Durchfluss- und der Leistungszahl in Abhängigkeit von geometrischen Varianzen ist bereits in Biester (2016) und Ernst et al. (2016) für eine Stufe bestimmt worden. Allerdings unterscheiden sich in Ernst et al. (2016) die Linearitäten infolge verschiedener Betriebspunkte.

6.5 Validierung an der mehrstufigen Axialturbine

Zum Nachweis der Gültigkeit der bisher vorgestellten numerischen Ergebnisse werden die numerischen Simulationen mit experimentellen Sondenmessungen verglichen. Die Strömungsfeldmessungen sind für den Referenzfall und einer Staffelungswinkelvariation von $1,5^\circ$ in Stufe 4 durchgeführt worden. Für den Fall der Staffelungswinkelvariation wird wie in der Numerik eine alternierende Anordnung der Leitschaufeln gewählt. Die Staffelungswinkelvariation von $1,5^\circ$ hat zuvor die größten Änderungen gegenüber dem Referenzfall auf das aerodynamische Verhalten der Axialturbine gezeigt. Daher wird diese geometrische Variation gegenüber der Profildickenvariation vorgezogen. Die numerischen Simulationen werden im Folgenden mit diesen zwei Konfigurationen verifiziert. Dabei wird geprüft, ob die numerisch ermittelten Unterschiede auch experimentell nachgewiesen werden können. Im Folgenden werden die Messungen beispielhaft am Betriebspunkt 2 ausgewertet und mit den Ergebnissen der stationären und instationären CFD-Simulationen verglichen. Der Betriebspunkt 2 weist ähnliche Geschwindigkeitsdreiecke wie der Betriebspunkt 3 auf, sodass von der Anströmung auch eine gute Vergleichbarkeit zwischen den beiden Betriebspunkten vorliegt.

6.5.1 Konsistenz der Versuche

Reduzierung

Um die experimentellen Ergebnisse der zwei Konfigurationen an verschiedenen Tagen aus aerodynamischer Sicht miteinander vergleichen zu können, werden Drehzahl und Massenstrom auf sogenannte reduzierte Größen geregelt. Dadurch wird gewährleistet, dass, trotz variierender Eintrittsbedingungen, an dem jeweiligen Betriebspunkt Machzahl-Ähnlichkeit besteht. Durch die Regelung auf die reduzierten Größen werden die jeweiligen Stufen somit stets in gleichen Winkelverhältnissen angeströmt und es werden zusätzliche Fehlanströmungen vermieden. Eine Regelung nach reduzierten Größen beeinflusst nicht die aerodynamische Schwingungsanregung, weil der dynamische Druck als treibender Faktor für die Schwingungsanregung gleich bleibt. Die folgenden Darstel-

6.5 Validierung an der mehrstufigen Axialturbine

lungen des reduzierten Massenstroms und der reduzierten Drehzahl basieren auf den Ausführungen von Traupel (2001). Der reduzierte Massenstrom setzt sich aus dem Massenstrom $\dot{m} = A c_0$ und der idealen Gaszustandsgleichung $p = \rho RT$, normiert auf den Referenzzustand zu

$$\dot{m}_{red} = \dot{m} \frac{p_{ref}}{p} \sqrt{\frac{RT}{R_{ref} T_{ref}}} \quad (6.2)$$

zusammen. Bei Machzahl-Ähnlichkeit sind die Geschwindigkeitsdreiecke zueinander proportional, sodass bei Regelung auf reduzierte Größen die Strömungsgeschwindigkeit und die Umfangsgeschwindigkeit des Rotors proportional zueinander sind. Daraus resultiert die reduzierte Drehzahl normiert auf den Referenzzustand zu

$$n_{red} = n \sqrt{\frac{R_{ref} T_{ref}}{RT}}. \quad (6.3)$$

Die Reduzierung findet nach der DIN ISO 2533 auf Standardbedingungen statt. Da der Referenzzustand aber frei gewählt werden kann, wird in dieser Arbeit auf die Eintrittsbedingungen des Auslegungspunktes (siehe Tab. 5.2) reduziert.

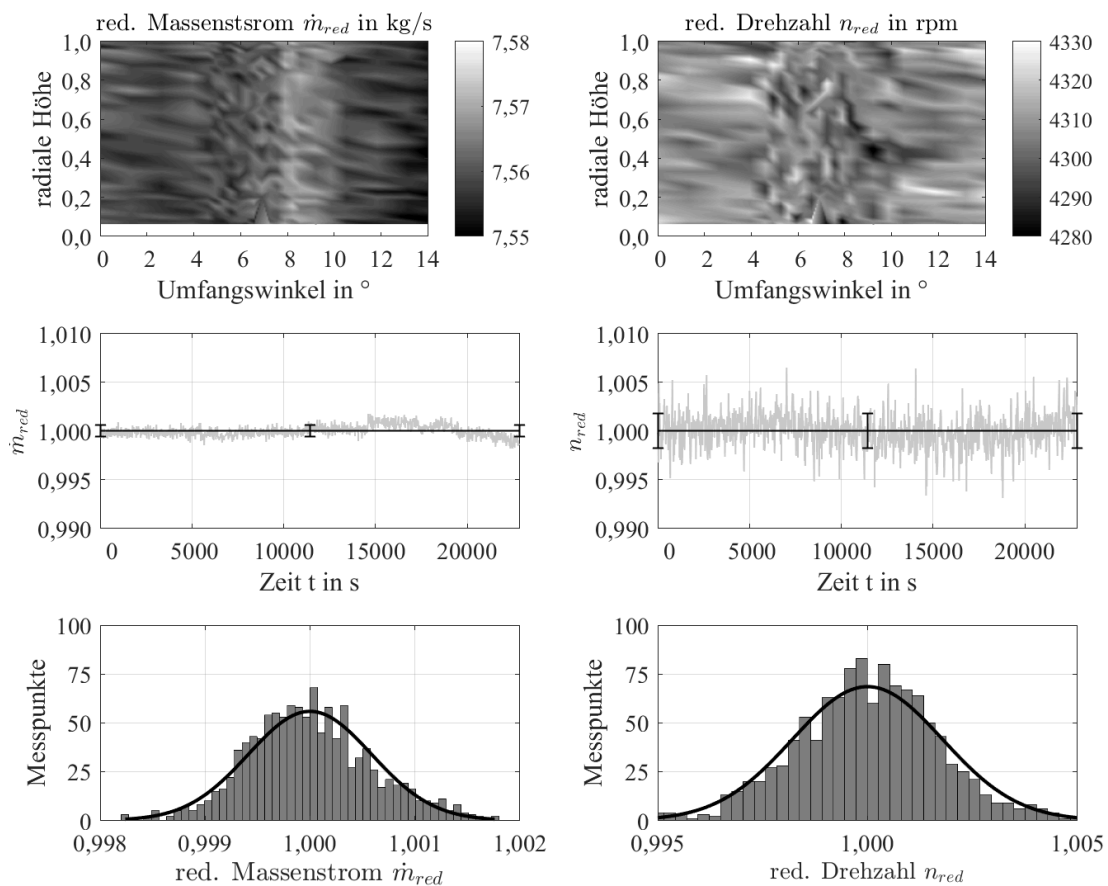


Abbildung 6.11: Betriebspunktstabilität exemplarisch in ME2.51 in BP2

Betriebspunktstabilität

Während der Sondentraversierungen ist es wichtig, dass die Regelung den Betriebspunkt über die gesamte Zeit stabil hält. Änderungen im Strömungsfeld während einer Traversierung werden somit vermieden. Die Betriebspunktstabilität während einer peripheren Sondentraversierung in der Ebene ME2.51 ist exemplarisch in BP2 in Abb. 6.11 dargestellt. Es zeigt im oberen Bereich einen Konturplot des reduzierten Massenstroms und der reduzierten Drehzahl. Die Messpunkte aus diesem Messfeld sind in den anderen Abbildungen dazu genutzt worden, die prozentuale Abweichung und Schwankung der jeweiligen Größe zu bestimmen. Die Abbildung 6.11 zeigt, dass bei ca. 1000 Messpunkten in einer Dauer von etwa 6 Stunden die reduzierte Drehzahl und der reduzierte Massenstrom weniger als 0,5% schwankt. Der Betriebspunkt wird über die Regelung somit stabil gehalten und das Strömungsfeld weist während der Sondentraversierungen nur geringe Schwankungen auf.

Reproduzierbarkeit

Neben der Betriebspunktstabilität ist eine Reproduzierbarkeit der Sondenmessungen für eine hohe Genauigkeit und einer hohen Qualität der Messungen erforderlich. In Abbildung 6.12 ist die Wiederholgenauigkeit der Sondenmessungen in der Eintrittsebene ME2.10 über die Kanalhöhe der Axialturbine dargestellt. Die Unterschiede zwischen den Messungen in Abb. 6.12 liegen innerhalb des 95% Konfidenzintervalls. In Abbildung 6.12a und 6.12b ist die Reproduzierbarkeit der radialen Sondentraverse an zwei unterschiedlichen Tagen dargestellt. Die beiden Tage weisen stark unterschiedliche Außentemperaturen auf. Die zuvor vorgestellte Regelung auf die reduzierte Drehzahl und den reduzierten Massenstrom ermöglicht Machzahlähnlichkeit in den Messebenen zu

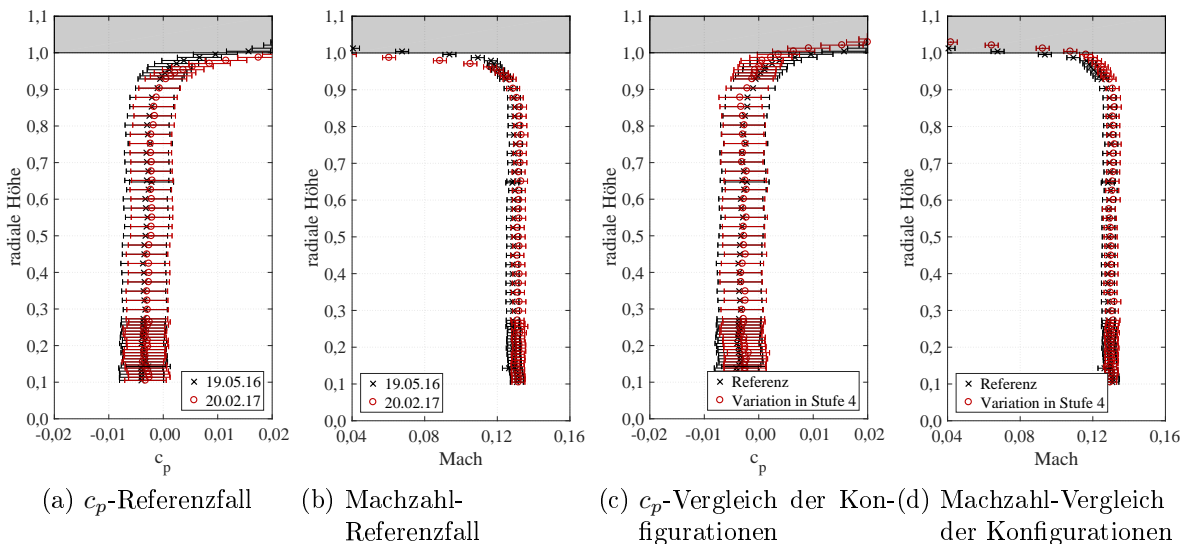


Abbildung 6.12: Reproduzierbarkeit der Ergebnisse bei einer radialen Traversierung der Eintrittsebene ME2.10 in BP2; Fehlerbalken im 95% Konfidenzintervall

erhalten. Die Sondenmessungen zeigen eine hohe Wiederholgenauigkeit und eine gute Übereinstimmung hinsichtlich der Machzahl. Der Totaldruck ist erneut mit dem Druckverlustbeiwert c_p dargestellt. Die Normierung über den Druckabbau bietet eine gute Vergleichbarkeit des Totaldrucks an verschiedenen Tagen, trotz variierender Eintrittsdrücke, weil die Maschine stets den gleichen Druck über die Turbine abbaut. Die Abbildung 6.12a zeigt dabei eine gute Reproduzierbarkeit der Sondenmessungen hinsichtlich des Druckbeiwerts. In Abbildung 6.12c und 6.12d ist die Wiederholgenauigkeit der Sondenmessungen in der Eintrittsebene für verschiedene Konfigurationen dargestellt. Sowohl für den Referenzfall als auch für die Konfiguration mit einer Staffelungswinkelvariation von $1,5^\circ$ in Stufe 4 sind zur Vergleichbarkeit des aerodynamischen Strömungsfeldes gleiche Eintrittsrandbedingungen erforderlich. Der Vergleich der Sondenmessungen zeigt eine gute Übereinstimmung sowohl des Totaldruckverhaltens als auch der Machzahl zwischen den beiden Konfigurationen. Es konnte somit gezeigt werden, dass die Sondenmessungen eine hohe Wiederholgenauigkeit an unterschiedlichen Tagen und bei unterschiedlichen Konfigurationen aufweisen. Darüber hinaus ist in der Eintrittsebene ME2.10 eine gleichmäßige Anströmung auf die erste Stufe der Axialturbine bis 90% Kanalhöhe zu erkennen. Ab 90% Kanalhöhe wird der Einfluss der gehäuseseitigen Grenzschicht auf die Strömung deutlich. Die Machzahl und der Totaldruck sinkt durch den Einfluss der Grenzschicht bis zum Gehäuse. Die Sondenmessungen in der Messebene ME2.10 werden für die experimentelle Validierung als Eintrittsrandbedingung für die numerischen Simulationen genutzt.

Gleichförmigkeit über den Umfang

Neben den Eintrittsrandbedingungen wird die exakte Austrittsrandbedingung zur Validierung der numerischen Simulationen benötigt. Die Austrittsrandbedingung wird aus

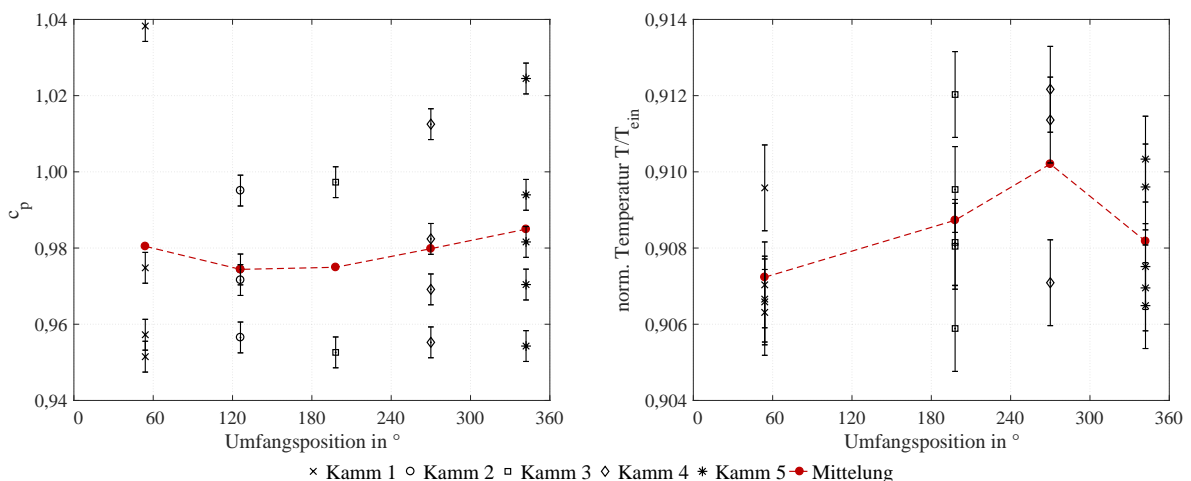


Abbildung 6.13: Austrittsrandbedingungen in der Kammsondenebene ME3.02 für BP2 des Referenzfalls - links: Druckverteilung in c_p ; rechts: normierte Temperaturverteilung; Fehlerbalken im 95% Konfidenzintervall

6 Einfluss geometrischer Variationen auf die Aerodynamik

der Kammsondenebene gewonnen und ist in Abb. 6.13 beispielhaft für den Referenzfall im BP2 dargestellt. In den Diagrammen ist der Druckbeiwert und die Temperatur normiert auf die Turbineneintrittstemperatur über den Umfang dargestellt. Die Umfangspositionen entsprechen den Umfangspositionen der Kammsonden aus Abb. 5.3. Jede Messstelle des jeweiligen Kamms ist an der entsprechenden Umfangsposition aufgetragen. Sofern eine Messstelle defekt war, wurde sie in dieser Auftragung nicht berücksichtigt. Es ist zu erkennen, dass über die Höhe eines Kamms unterschiedliche Drücke und Temperaturen gemessen werden. Allerdings liegt für die Druckverteilung im Mittel eine hohe Gleichförmigkeit und mit einer maximalen Schwankung von 1,1% eine geringe Abweichung zwischen den einzelnen Kämmen vor. Für die Temperaturverteilung ist im Mittel ebenfalls eine hohe Gleichförmigkeit über den Umfang festzustellen. Die maximale Abweichung zwischen den Kämmen liegt bei 0,33%. Daraus lässt sich ableiten, dass die im Mittel erzielten Ergebnisse in der Kammsondenebene für die Austrittsrandbedingung gut geeignet sind.

6.5.2 Validierung anhand der Strömungsmessungen

Profildruckverteilung

Abbildung 6.14 zeigt den Vergleich der Profildruckverteilung zwischen den experimentellen und numerischen Ergebnissen auf 50% und 75% Schaufelhöhe der fünften Leitschaufel des Referenzfalls. Dargestellt ist der Kehrwert des Druckbeiwertes c_p aufgetragen über der normierten axialen Sehnenlänge in BP2. Die experimentellen Ergebnisse sind mit Messunsicherheiten gekennzeichnet. Die Fehlerbalken entsprechen einem 95%-igen Konfidenzintervall.

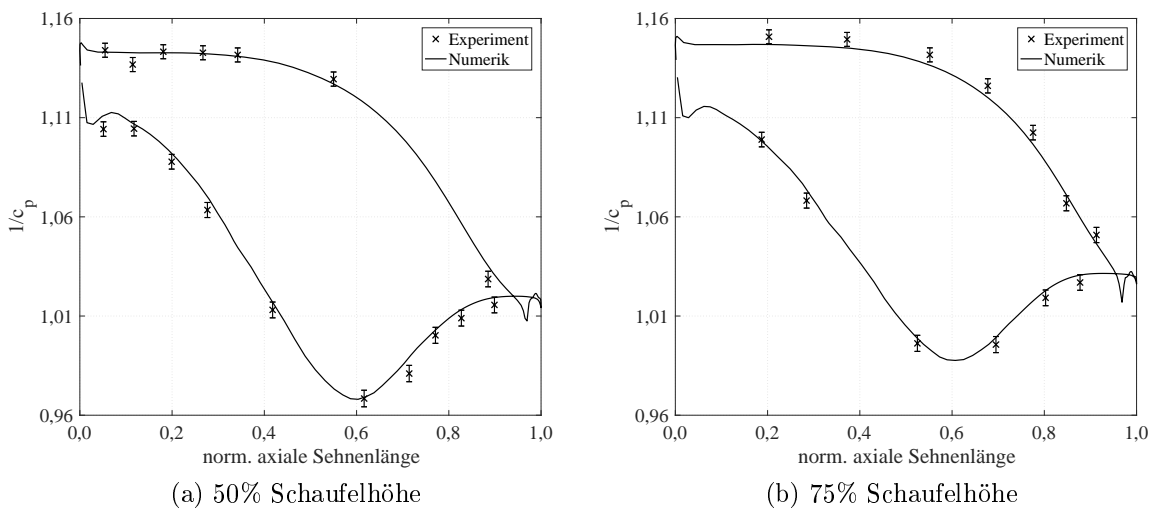


Abbildung 6.14: Numerische und experimentelle Profildruckverteilung des Referenzfalls auf der Leitschaufelreihe 5 in BP2 nach Hauptmann et al. (2017); Fehlerbalken im 95% Konfidenzintervall

Der Vergleich der Profildruckverteilungen zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen den numerischen und experimentellen Ergebnissen auf 50% Schaufelhöhe. Über die gesamte axiale Sehnenlänge befinden sich die Simulationsergebnisse im Konfidenzintervall der experimentellen Daten. Darüber hinaus wird bei ca. 60% der axialen Sehnenlänge der Ablösebereich auf der Leitschaufel gut erfasst. Auf 75% Schaufelhöhe sind weniger Messstellen aufgrund des geringeren Bauraums verfügbar. Dennoch wird der Verlauf der Profildruckverteilung gut wiedergegeben. Die numerischen Ergebnisse zeigen somit eine gute Vorhersage der Profildruckverteilungen, sodass auch die An- und Abströmung der fünften Leitschaufelreihe durch die Numerik gut vorhergesagt wird. Zusammenfassend folgt aus dieser guten Übereinstimmung eine gute Vorhersage des Betriebspunktes mit dem numerischem Setup.

Strömungsfeldmessungen in ME2.51 (Umfangstraversierung)

Der Einfluss der geometrischen Variation auf das Nachlaufverhalten direkt hinter vierten Leitschaufelreihe ist in dieser Arbeit nicht untersucht worden. Auf Grund zu geringen Bauraums zwischen der Leit- und Laufschaufelreihe in der vierten Stufe konnte kein Sondenzugang vorgesehen werden. Dennoch ist bereits in Aschenbruck und Seume (2015) gezeigt worden, dass der Einfluss einer geometrischen Variation direkt hinter der Leitschaufelreihe gegenüber dem Referenzfall gut vorhergesagt wird. Wird die pneumatische Fünflochsonde im numerischem Modell, wie in Aschenbruck et al. (2015) oder in Abschnitt 5.2.2 beschrieben, mit berücksichtigt, wird auch die Strömung im Bereich hoher Druckgradienten gut vorhergesagt.

Im Folgenden wird der Nachlauf zwischen der Leit- und Laufschaufelreihe in der fünften Stufe (ME2.51) analysiert. Der Vergleich der Nachläufe, zwischen den numerischen und experimentellen Ergebnissen für den Referenzfall und der Konfiguration mit einer Staffellungswinkelvariation in Stufe 4, ist in Abb. 6.15 dargestellt. Es werden die Ergebnisse auf

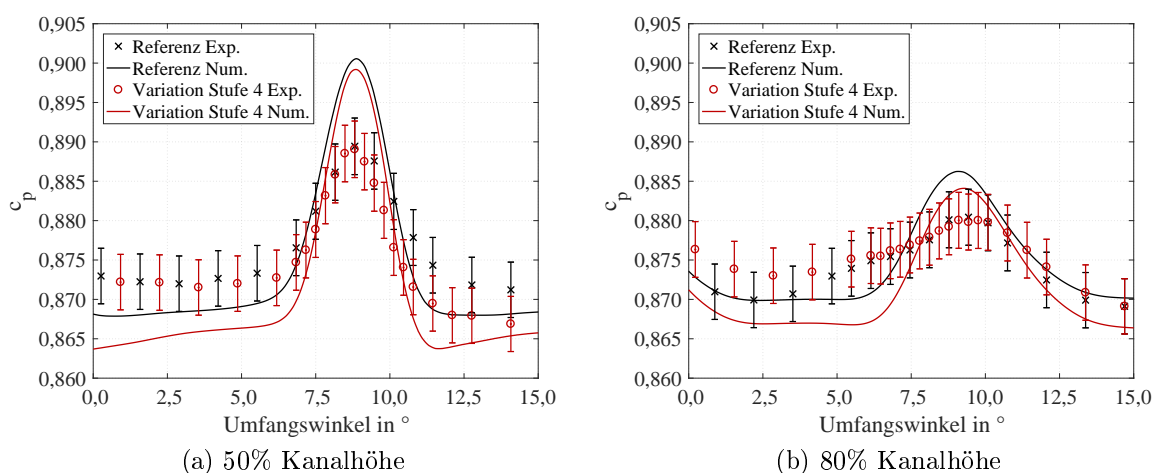


Abbildung 6.15: Vergleich des Nachlaufs von Referenz und der Variation in Stufe 4 in ME2.51 in BP2; Fehlerbalken im 95% Konfidenzintervall

6 Einfluss geometrischer Variationen auf die Aerodynamik

50% und 80% Kanalhöhe miteinander verglichen. Die Fehlerbalken der experimentellen Daten entsprechen einem 95%-igen Konfidenzintervall. Die Nachläufe der numerischen Simulationen ergeben sich aus zeitlich instationär gemittelten Daten über einer Teilung. Sowohl für die numerischen als auch den experimentellen Daten ist der Totaldruck erneut aufgetragen über die Normierung des c_p -Wertes. Da kein größerer Winkelbereich traversiert werden konnte, werden die Schaufelnachläufe über etwas mehr als einer Teilung miteinander verglichen. Sowohl für 50% als auch für 80% Kanalhöhe sind deutliche Unterschiede zwischen den numerischen und experimentellen Druckverlauf zu erkennen. Im Bereich hoher Druckgradienten, im Nachlaufbereich der Schaufel, ist eine 1,27%ige Abweichung des Impulsdefizits auf 50% Kanalhöhe und eine 0,67%ige Abweichung auf 80% Kanalhöhe festzustellen. Dieser Unterschied der Vorhersage des Impulsdefizites ist in Abschn. 5.2.2 für den Referenzfall behandelt worden. Der Einfluss der pneumatischen Fünfloch-Sonde reduziert das Impulsdefizit des Schaufelnachlaufs aufgrund der vorliegenden Versperrung. Bei Berücksichtigung der Fünflochsonde im numerischem Modell ist eine gute Übereinstimmung zwischen den numerischen und experimentellen Ergebnissen vorhanden (s. Abschn. 5.2.2). Auf 80% Kanalhöhe ist der Unterschied im Impulsdefizit geringer, allerdings ist auch hier der vorhandene Unterschied auf den Einfluss der Fünflochsonde auf die Strömung zurückzuführen.

Die Variation in Stufe 4 reduziert minimal die Nachlauftiefe analog zu den numerischen Simulationen. Allerdings befinden sich die Abweichungen im Messunsicherheitsbereich und die Unterschiede sind somit nicht eindeutig identifizierbar. In der Passage sorgt die Staffelungswinkelvariation ebenfalls für minimale Änderungen des Druckbeiwertes auf beiden Kanalhöhen, was aus abweichenden Randbedingungen im Experiment resul-

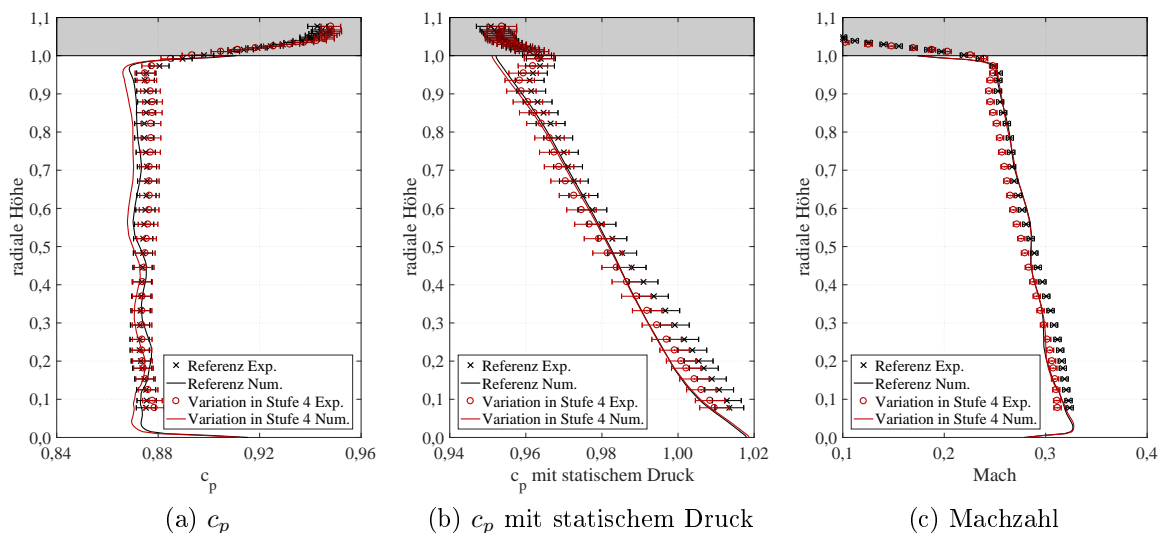


Abbildung 6.16: Vergleich zwischen Numerik und Experiment der radialen Verteilungen in ME2.51 in BP2 nach Hauptmann und Seume (2018); umfangsgemittelt, Fehlerbalken im 95% Konfidenzintervall

tiert. Die Staffelungswinkelvariation zeigt somit in den numerischen und experimentellen Ergebnisse die gleichen Tendenzen gegenüber dem Referenzfall auf. Unter der Berücksichtigung des Einflusses der Fünflochsonde auf das Strömungsfeld wird somit von einer guten Übereinstimmung zwischen Experiment und Simulation ausgegangen.

Strömungsfeldmessungen in ME2.51 (Umfangsgemittelt)

In Abbildung 6.16 sind die aus den peripheren Sondentraversen umfangsgemittelten Verteilungen des Totaldrucks, des statischen Drucks und der Machzahl über die Kanalhöhe aufgetragen. Der Totaldruck und der statische Druck ist mittels des Druckbeiwerts c_p erneut auf das Druckniveau normiert. Der umfangsgemittelte Verlauf des Totaldrucks ist über die Kanalhöhe nahezu konstant und zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen Numerik und Experiment. Der Einfluss der Staffelungswinkelvariation fällt gering aus und zeigt ausschließlich minimale Abweichung gegenüber dem Referenzfall. Ähnliches ist für den Verlauf des statischen Druckes und der Machzahl zu erkennen. Allerdings reduziert sich der statische Druck und die Machzahl mit zunehmender Kanalhöhe. In beiden Fällen sind gute Übereinstimmungen zwischen Numerik und Experiment zu verzeichnen.

Strömungsfeldmessungen in ME2.52 (radiale Traversierung)

Die aerodynamischen Messungen stromabwärts der fünften Laufschaufelreihe sind in Abb. 6.17 dargestellt. Die radialen Sondentraversen der beiden Konfigurationen werden erneut mit den numerischen Ergebnissen verglichen. Neben dem Totaldruck, dargestellt als Druckbeiwert c_p , und der Machzahl ist die Verteilung des statischen Druckes über die Kanalhöhe aufgetragen. Der statische Druck wird ebenfalls als Druckbeiwert dargestellt

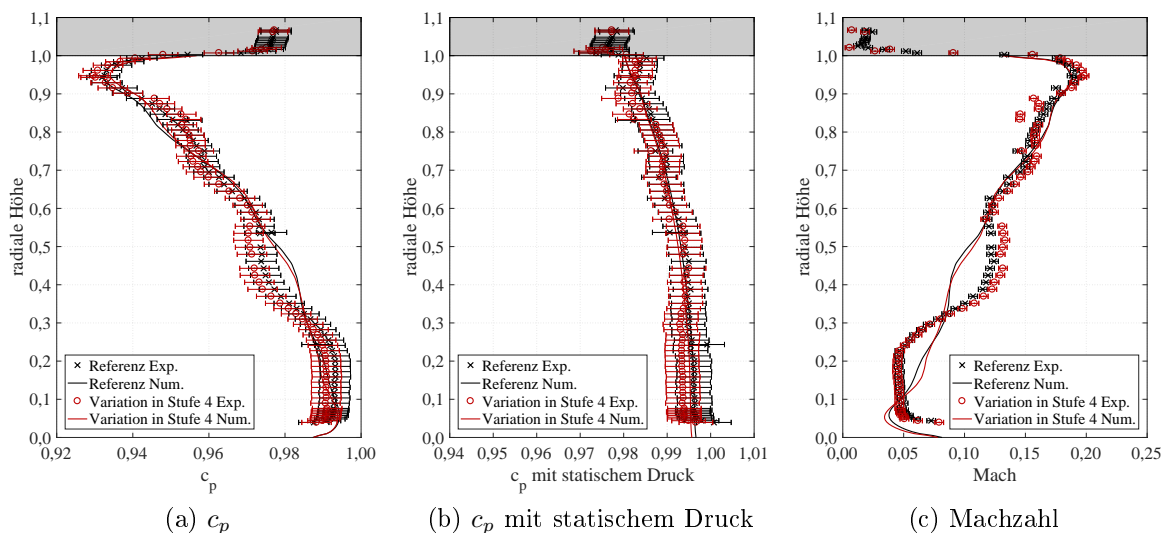


Abbildung 6.17: Vergleich zwischen Numerik und Experiment der radialen Verteilungen in ME2.52 in BP2 nach Hauptmann und Seume (2018); Fehlerbalken im 95% Konfidenzintervall

und auf den Druckabbau der Turbine normiert. Beim Vergleich des Totaldruckverlaufs zwischen dem Referenzfall und der Variation in Stufe 4 für die numerischen Simulationen wird ein ähnlicher Verlauf über die gesamte Kanalhöhe deutlich. Allerdings sind ab 80% Kanalhöhe Gebiete niedrigeren Totaldruckes erkennbar, sodass das Maximum des Totaldruckes für die Variation in Stufe 4 bei 95% Kanalhöhe 0,2% niedriger gegenüber dem Referenzfall ist. Der Verlauf der Messungen beider Konfigurationen zeigt ebenfalls einen identischen Verlauf untereinander. Unterschiede sind im Bereich von 40-50% und 80-90% Kanalhöhe erkennbar. In diesem Bereich kommt es zu geänderten Sekundärströmungen infolge der geometrischen Variation, was für einen geänderten Totaldruckverlauf sorgt. Für den Druckbeiwert c_p ist eine gute Übereinstimmung zwischen den Experimenten und numerischen Simulationen vorhanden. Allerdings ist zwischen 30% und 60% Kanalhöhe der gemessene Totaldruck höher gegenüber den Simulationen. Dieser Unterschied ist ebenfalls in Abb. 6.17c im Verlauf der Machzahl zu sehen. Die Machzahl zeigt von 60% Kanalhöhe bis zum Gehäuse eine gute Übereinstimmung mit den numerischen Ergebnissen. Es sind jedoch zwischen Nabe und 30% Kanalhöhe niedrigere Geschwindigkeiten gegenüber der Numerik zu verzeichnen. Dieses Geschwindigkeitsdefizit ist auf eine Ablösung im Nabenbereich dieses Teillastpunktes zurückzuführen. Eine solche Ablösung lässt sich in den Simulationen ebenfalls beobachten, ist jedoch nicht so dominant wie in den experimentellen Ergebnissen. Daraus folgt, dass die Strömung vermehrt in Richtung Kanalmitte ausweicht und sich in diesem Bereich zwischen 30% und 55% Kanalhöhe eine Geschwindigkeitsüberhöhung vorliegt. Dieser Erhöhung der Geschwindigkeit sorgt gleichzeitig für einen erhöhten Totaldruck in diesem Bereich, wie es in Abb. 6.17a zu erkennen ist. Die gleichen Tendenzen hinter der Laufschaufelreihe sind in Aschenbruck und Seume (2015) beobachtet worden. Der tendenzielle Verlauf der Geschwindigkeitsabhängigen Größen basiert auf der Auslegung mittels des radialen Gleichgewichtes. Der Verlauf der statischen Drücke in Abb. 6.17b zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen Numerik und Referenz. Es sind nur minimale Abweichungen im Druckverlauf zu höheren Kanalhöhen erkennbar.

Stufenkenngrößen

Der vorherige Abschnitt hat gezeigt, dass in den numerischen Simulationen eine geometrische Variation einen signifikanten Einfluss auf die Leistungszahl einer Stufe hat. Daher wird im Folgenden die Validierung der Leistungszahl der Laufschaufelreihe 5 gezeigt. In Abbildung 6.18 ist die radiale Verteilung der Leistungszahl der fünften Laufschaufelreihe für den Referenzfall in BP2 dargestellt. Durch Erfassung der Drücke und Temperaturen mittels der pneumatischen Fünfflochsonden können die Geschwindigkeitskomponenten und Winkel an jeder Position stromauf- und stromabwärts der fünften Laufschaufelreihe bestimmt werden. Daraus wird mit der jeweiligen radialen Höhe die Leistungszahl berechnet. Die Abbildung 6.18 zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen den numerischen und experimentellen Ergebnissen. Die numerische Vorhersage ist über die gesamte radiale Höhe im 95%-igen Vertrauensintervall der experimentellen Ergebnisse. Darüber hinaus ist zu erkennen, dass die Leistungszahl mit zunehmender Kanalhöhe abnimmt und ein Großteil der Arbeit im Bereich der Nabe verrichtet wird.

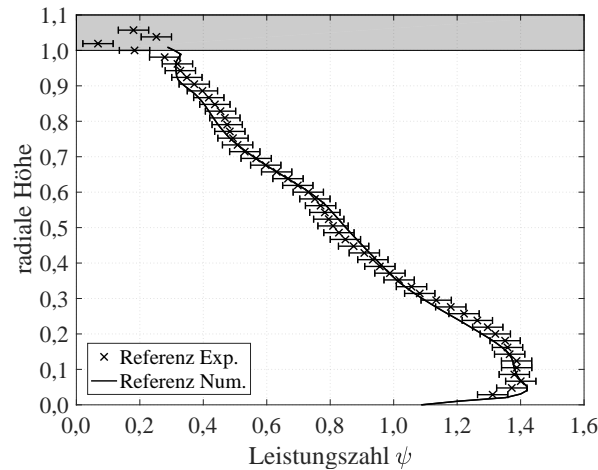


Abbildung 6.18: Vergleich zwischen Numerik und Experiment der radialen Verteilung der Leistungszahl von LA5 in BP2 nach Hauptmann et al. (2017); Fehlerbalken im 95% Konfidenzintervall

Da in den aeroelastischen Untersuchungen der Fokus auf die Schwingungsantwort der fünften Laufschaufelreihe gelegt wird, ist entsprechend der Schwerpunkt in den aerodynamischen Untersuchungen auf die fünfte Stufe gelegt worden. Es ist herausgestellt werden, dass minimale Unterschiede im Strömungsfeld aufgrund einer geometrischen Variation stufen-übergreifend sowohl numerisch als auch experimentell gegenüber dem Referenzfall bestimmt werden können. Allerdings befinden sich diese Unterschiede in manchen Strömungsgebieten im Bereich der Messunsicherheit der aerodynamischen Messungen. Unter Berücksichtigung des Sondeneinflusses auf die Strömung besteht dennoch eine gute Übereinstimmung der numerischen Simulationen mit den experimentellen Ergebnissen. Es konnte eine gute Übereinstimmung zwischen den numerischen und experimentellen Ergebnissen stromauf- und stromabwärts der fünften Laufschaufelreihe bestimmt werden. In den folgenden Kapiteln wird nun der Einfluss der geometrischen Variationen auf die Schwingungsantwort der fünften Laufschaufelreihe betrachtet und über mehrere Stufen quantifiziert.

6.6 Zusammenfassung

Abschließend wird festgehalten, dass ein Einfluss geometrischer Variationen in der Leitbeschaukelung einer Turbinenstufe auf das aerodynamische Verhalten einer Turbine auch nach mehrere Stufen vorhanden ist. So bewirkt eine geometrische Variation unmittelbar stromabwärts der modifizierten Leitschaufel eine Verschiebung des Nachlaufs in Umfangsrichtung und eine Erhöhung des Impulsdefizites. Der Einfluss der geometrischen Variation pflanzt sich anschließend durch die veränderte Abströmung stromabwärts fort. Eine Erhöhung einer Staffelungswinkel- oder Profildickenvariation führt eine Stufe stromabwärts zwar zu keiner Verschiebung des Nachlaufs, reduziert jedoch das Impulsdefizit.

6 Einfluss geometrischer Variationen auf die Aerodynamik

Darüber hinaus bewirkt die geometrische Variation stufen-übergreifend einen Unterschied gegenüber dem Referenzfall im Impulsdefizit benachbarter Nachläufe. Die minimalen Druckänderungen im Verlauf des Nachlaufs deuten auf eine Anregung erzwungener Schwingungen abweichend vom Referenzfall hin. Die Auswirkungen der Differenzen im Strömungsfeld auf die aerodynamische Schwingungsanregung und der Schwingungsantwort der fünften Laufschaufelreihe wird in Kap. 8 detailliert betrachtet.

Die Änderung des Nachlaufs wirkt sich ebenso stufen-übergreifend auf die Leistungs- und Durchflusszahl der jeweiligen Stufe aus. Bei Beobachtung einer Mehrumlenkung infolge einer geometrischen Variation erhöht sich die Leistungszahl einer Stufe und verstärkt den Arbeitsumsatz. Eine Erhöhung der Durchflusszahl hat durch die schnellere Ausbreitung einen höheren zeitlichen Druckgradienten zur Folge, wodurch mehr Totalenthalpie umgesetzt wird und die aerodynamische Belastung steigt.

Eine Quantifizierung des Einfluss geometrischer Variationen auf die Stufenkenngrößen zeigt, dass eine geringere aerodynamische Belastung einer Stufe, infolge einer verminderten Umlenkung, die aerodynamisch Belastung anderer Stufen verstärkt. Unter Voraussetzung des gleichen Druckabbaus über die Maschine gilt der Mechanismus der Umwandlung von Totalenthalpie, wodurch die anderen Stufen ein höheres Enthalpiegefälle abbauen müssen. Daraus folgt, dass eine geometrische Variation nicht nur die Stufenkenngrößen in der gleichen Stufe beeinflusst, sondern auch die Kenngrößen stromabwärts liegender Stufen.

Die Korrelation zwischen der Änderung der Leistungszahl und der Durchflusszahl zeigt einen linearen Zusammenhang in Abhängigkeit von den geometrischen Variationen, eingebracht in einer Leitreihe in alternierender Anordnung. Dieser Zusammenhang zeigt auf, dass geometrische Variationen bis zu zwei Stufen stromabwärts einen Einfluss auf das aerodynamische Verhalten der Stufen haben.

7 Methoden zur Vorhersage erzwungener Schwingungen

Das vorherige Kapitel zeigt, dass regenerationsbedingte oder verschleißbedingte geometrische Varianzen infolge des konvektiven Strömungstransports auch über mehrere Stufen Änderungen im Strömungsfeld verursachen. Neben dem Einfluss auf das aerodynamische Strömungsfeld wird in den folgenden Kapiteln der Einfluss auf die aerodynamische Schwingungsanregung herausgestellt. Dafür werden in diesem Kapitel die Methoden zur Bestimmung der aerodynamischen Schwingungsanregung vorgestellt. Die Methoden zur Bestimmung der Schwingungsanregung liegen den Methoden von Jöcker et al. (2002) und Aschenbruck (2019) zugrunde. Daher wird im Folgenden nicht detailliert auf die einzelnen Auswertungsmethoden eingegangen, sondern zum Teil auf die beiden genannten Quellen verwiesen.

7.1 Bestimmung der aerodynamischen Schwingungsanregung

Die Strömung in einer Turbomaschine ist inhärent instationär und verursacht instationäre Strömungsphänomene, die in Kapitel 2 behandelt werden. Diese instationäre Strömungsphänomene resultieren in Anregungsmechanismen, wie dem Potentialeffekt oder dem Nachlaufeffekt. Diese Mechanismen führen zu einem Druckfeld auf der Schaufeloberfläche das hochgradig instationär ist. Zur Analyse der instationären Oberflächendrücke und zur Bestimmung der aerodynamischen Schwingungsanregung werden mehrere Methoden vorgestellt. Es wird zunächst auf die Analyse der Druckschwankungen im Zeit- und Frequenzbereich eingegangen. Anschließend wird das Vorgehen zur Bestimmung der aerodynamischen Arbeit vorgestellt, um die Anregung einer Schaufel in Abhängigkeit von einer Schaufelmode zu bewerten. Dieses Kapitel wird mit der Vorstellung der Methode zur Bestimmung der Schaufelschwingungsamplitude geschlossen.

7.1.1 Analyse der Druckschwankungen im Zeitbereich

Die Analyse der instationären Oberflächendrücke im Zeitbereich basiert auf der Methode von Jöcker et al. (2002), Biester et al. (2013) und Aschenbruck (2019). Aufgetragen werden die instationären Druckschwankungen auf der Schaufeloberfläche an einem Schaufelschnitt über die Zeit. In den genannten Quellen werden die instationären Oberflächendrücke gebildet aus der Subtraktion des zeitlich gemittelten Drucks \bar{p}

7 Methoden zur Vorhersage erzwungener Schwingungen

und dem Druck $p(t)$ zum Zeitpunkt t . Dieser instationäre Druck $p'(t)$ wird in Aschenbruck (2019) als dimensionslose Kenngröße $c'_p(t)$ dargestellt, indem mit dem dynamischen Druck $p_{tot,ME2.51} - p_{ME2.51}$ am Eintritt der Laufreihe normiert wird. Der sogenannte instationäre Druckbeiwert ergibt sich somit zu

$$c'_p(t) = \frac{\bar{p} - p(t)}{p_{tot,ME2.51} - p_{ME2.51}} = \frac{p'(t)}{p_{tot,ME2.51} - p_{ME2.51}}. \quad (7.1)$$

Die Darstellung der zeitlich aufgelösten Druckschwankungen in Abbildung 7.1, erlaubt die Identifizierung instationärer Strömungseffekte und deren Ausbreitungsrichtung. Druckschwankungen infolge von Statornachläufen breiten sich stromabwärts in Richtung der Hinterkante (HK) aus, dahingegen können sich Druckschwankungen infolge des Potentialeffekts auch stromaufwärts in Richtung der Vorderkante (VK) ausbreiten. Durch die Wechselwirkung zwischen der stromaufwärts liegenden Leitschaufel und der Laufschaufel wirkt der Potentialeffekt hauptsächlich im Vorderkantenbereich der Laufschaufel. Stromabwärts überwiegt der Einfluss des Nachlaufs. Die Ausbreitungsrichtung ist in Abbildung 7.1 über die schwarzen Pfeile gekennzeichnet.

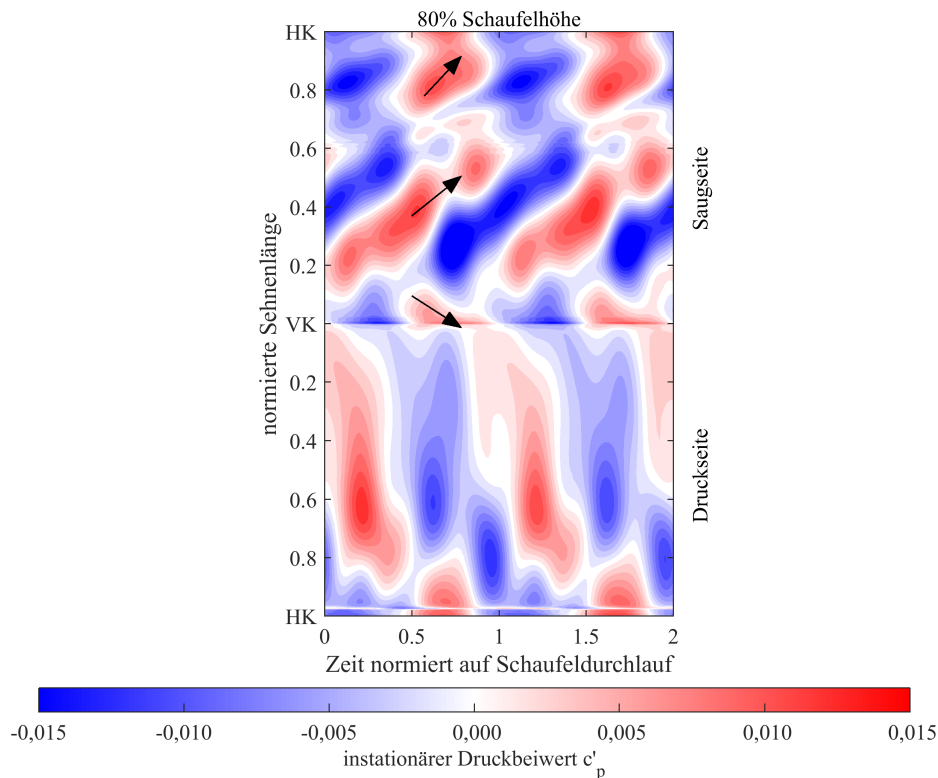


Abbildung 7.1: Zeitlich aufgelöste Druckschwankungen auf der Schaufeloberfläche des Referenzfalls auf 80% Schaufelhöhe nach Aschenbruck (2019)

7.1.2 Analyse der Druckschwankungen im Frequenzbereich

Mittels der Druckschwankungen werden im Zeitbereich die Anregungsmechanismen und deren Ausbreitungsrichtung identifiziert. Allerdings sind für die erzwungenen Schwingungen die im Anregungsspektrum der Druckschwankungen auftretenden Frequenzen entscheidend. Daraus lassen sich anschließend die Punkte bestimmen, an denen Resonanz und somit eine Überhöhung der Schwingungsamplitude auftritt. Zur Bestimmung des Frequenzspektrums wird das instationäre Drucksignal aus dem Zeitbereich mittels einer Fast-Fourier-Transformation (FFT) in den Frequenzbereich übertragen, woraus sich die Hauptanregungsfrequenzen ableiten. Abbildung 7.2 zeigt diese Transformation für das instationäre Drucksignal der Oberflächendrücke der fünften Laufschaufel im Referenzfall für den BP3. Durch Transformation des Zeitsignals in den Frequenzbereich lassen sich für diesen Fall eindeutig die 30. EO, die Blattwechselfrequenz, und deren Harmonischen als die Hauptanregungsfrequenzen bestimmen. Treten nun geometrische Varianzen in der Beschaukelung der Axialturbine auf, so werden mit dieser Methode zusätzliche Anregungsfrequenzen identifiziert, die aus den Varianzen resultieren.

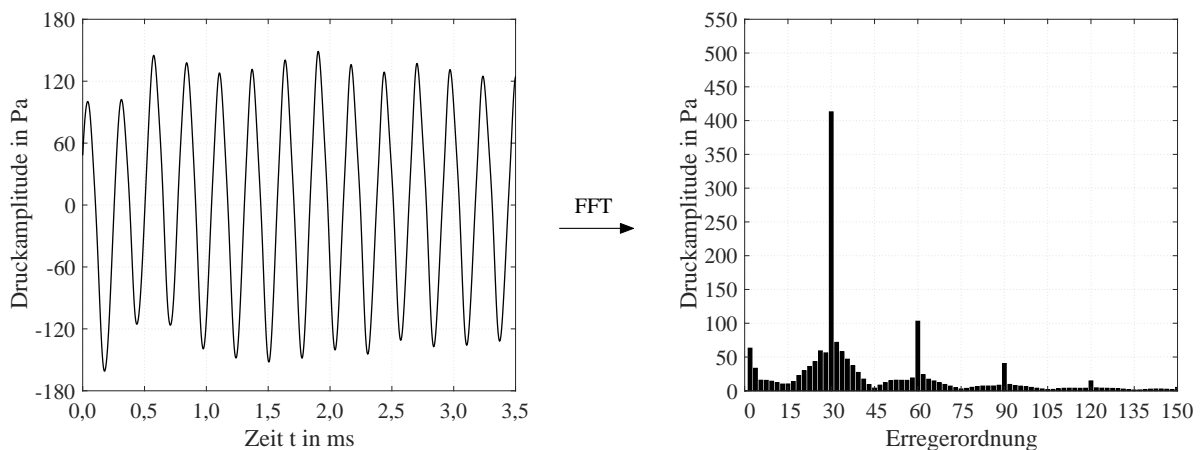


Abbildung 7.2: Transformierung des Zeitsignals in den Frequenzbereich mittels einer FFT

Die Transformation der Oberflächendrücke aus dem Zeit- in den Frequenzbereich erlaubt es zusätzlich, die Amplitude und Phase für die Hauptanregungsfrequenzen über die Sehnenlänge auf Druck- und Saugseite zu analysieren. Diese Darstellung ist in Abbildung 7.3 beispielhaft für den Referenzfall auf 80% Schaufelhöhe bei der 30. EO gezeigt. Im oberen Diagramm sind die Druckamplituden über die Sehnenlänge bei der BWF dargestellt und im unteren Diagramm die dazugehörige Phase. Mit der Analyse der Druckamplituden über die Sehnenlänge werden die Positionen der Anregungspunkte auf der Schaufeloberfläche für die Hauptanregungsfrequenzen identifiziert. Darüber hinaus lässt sich über den Phasenwinkel die Ausbreitungsrichtung der Druckamplituden bestimmen. Bei einer Sehnenlänge von 0% bis 10% steigt für den gezeigten Fall der Phasenwinkel, was einer Ausbreitung stromaufwärts entspricht. Mit anschließender Reduzierung des Phasenwin-

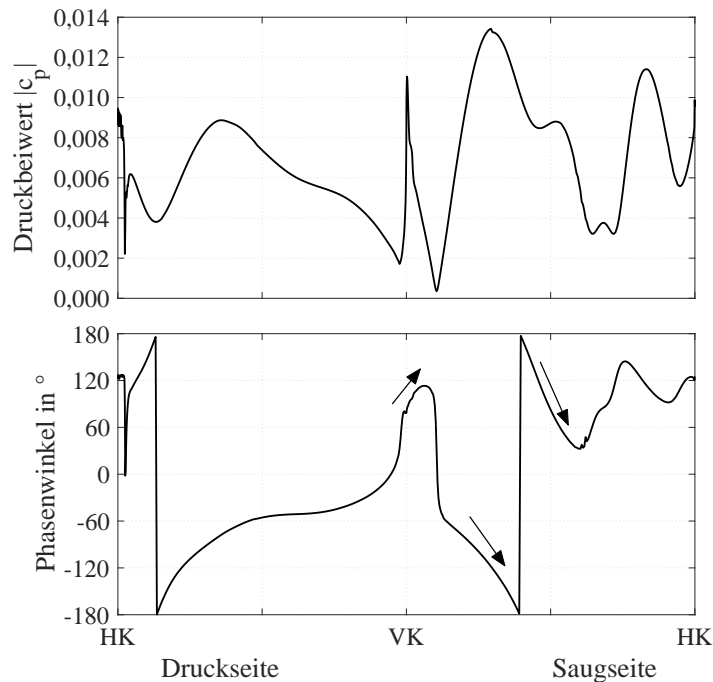


Abbildung 7.3: Amplitude und Phase über die Sehnenlänge auf Druck- und Saugseite des Referenzfalls auf 80% Schaufelhöhe für die 30. EO (BWF)

kels breiten sich die Druckamplituden stromabwärts aus. Diese Beobachtung stimmt mit den Beobachtungen aus Abbildung 7.1 überein. Diese Methode basiert ebenfalls auf den Methoden von Jöcker et al. (2002) und Aschenbruck (2019).

7.1.3 Aerodynamische Arbeit

Die Bestimmung der Schwingungsanregung einer bestimmten Eigenmode bei einer entsprechenden Eigenfrequenz erfolgt mittels der instationären Druckschwankungen über die Berechnung der aerodynamischen Arbeit. Die Größe der aerodynamischen Arbeit kann nach Hauptmann et al. (2017) und Aschenbruck (2019) als lokale Größe auf der Schaufeloberfläche und als integrale Größe bestimmt werden. Die Arbeiten basieren auf den Grundlagen von Jöcker et al. (2002) und Gezork et al. (2014) und werden im Folgenden zur Analyse der Schwingungsanregung herangezogen. Bereiche positiver aerodynamischer Arbeit regen die untersuchte Eigenform zu Schwingungen an, Bereiche negativer aerodynamischer Arbeit werden gedämpft. Die aerodynamische Arbeit W_{aero} wird als integrale Größe bestimmt über

$$W_{aero} = \frac{\int_0^T \left(\int_{r_i}^{r_a} \oint_S p' \cdot \vec{n} \cdot \vec{u} \, ds \, dr \right) dt}{\max(|\vec{u}|)}. \quad (7.2)$$

7.2 Bestimmung der Schaufelschwingungsamplitude

Dabei gibt p' die instationären Oberflächendrücke, \vec{n} den Oberflächennormalenvektor und \vec{u} den lokalen Verschiebungsvektor der Eigenform an. Der Verschiebungsvektor \vec{u} wird aus der Modalanalyse der Laufschaufel extrahiert. Die aerodynamische Arbeit setzt sich somit aus dem Skalarprodukt dieser drei Komponenten und deren Integration über die Schaufeloberfläche und einer Schwingungsperiode zusammen. Die lokale aerodynamische Arbeit auf der Schaufeloberfläche ist hingegen die Arbeit pro Fläche:

$$W_{aero,lokal} = \frac{\int_0^T p' \cdot \vec{n} \cdot \vec{u} dt}{\max(|\vec{u}|)} \quad (7.3)$$

Zur Bewertung der aerodynamischen Schwingungsanregung an den Eigenfrequenzen der Laufschaufeln wird der Fall gewählt, wenn die aerodynamische Arbeit maximal wird. Die maximale aerodynamische Arbeit $W_{aero,max}$ bildet sich aus dem Betrag der aerodynamischen Arbeit W_{aero} . Der Extremfall der aerodynamischen Schwingungsanregung wird somit durch Vernachlässigung der Phaseninformationen bestimmt.

Neben dem Parameter der aerodynamischen Arbeit, ist die Erregbarkeit ex (von engl.: *excitation*) ein weiterer geeigneter Parameter, der eine Beurteilung der Schwingungsanregung einer Schaufel erlaubt. Dieser Parameter gibt die Anregung der Schaufel in Abhängigkeit von der Stärke des instationären Druckfeldes an. Die Erregbarkeit bestimmt sich somit aus

$$ex = \frac{W_{aero,max}}{\int_0^T \left(\int_{r_i}^{r_a} \oint_S |p' \cdot \vec{n}| \cdot |\vec{u}| ds dr \right) dt} \quad (7.4)$$

Die Erregbarkeit ist somit das Verhältnis zwischen der tatsächlich ermittelten maximalen aerodynamischen Arbeit und der theoretisch möglichen maximalen aerodynamischen Arbeit. Nach Aschenbruck (2019) befindet sich dieser Parameter für schwach angeregte Schaufeln im Bereich von 0,1% und bei stark angeregten Schaufeln bei ca. 5%.

7.2 Bestimmung der Schaufelschwingungsamplitude

7.2.1 Fluid-Struktur-Kopplung

Die instationären Oberflächendrücke, die im vorherigen Abschnitt analysiert wurden, bewirken eine Schwingungsanregung der Schaufeln. Die daraus resultierende Schaufelschwingungsamplitude wird aus der Kopplung zwischen Fluid und Struktur berechnet. Die Fluid-Struktur-Kopplung kann sowohl als einseitige Kopplung (unidirektional) als auch als beidseitige Kopplung (bidirektional) ausgeführt werden. In dieser Arbeit wird der Ansatz einer unidirektionalen Fluid-Struktur-Kopplung gewählt. Dieser Ansatz spart Zeit- und Rechenressourcen, weil die Ergebnisse der Strömungs- (CFD) und Strukturberechnung (FEM) nacheinander berechnet werden. Die wechselseitigen Einflüssen bei einer gleichzeitigen Berechnung der Strömungsverhältnisse und der Strukturbewegung, wie es bei einer beidseitigen Kopplung der Fall ist, werden nicht bestimmt. Es findet bei der unidirektionalen FSK somit keine Rückkopplung aus der Schaufelbewegung auf das umgebende Fluid statt. Die Annahme einer unidirektionalen FSK ist legitim, weil der Einfluss der Schaufelschwingungen auf das Strömungsfeld vernachlässigbar ist und

somit von kleinen Schwingungsamplituden ausgegangen werden darf. Darüber hinaus ist in Turbomaschinen das Massenverhältniss zwischen der Schaufel und dem umgebenden Fluid hoch, weshalb sich die Dynamik der Schaufel im Fluid nur vernachlässigbar ändert. Die hier vorgestellte Methode der unidirektionalen FSK basiert auf der Methode von Aschenbruck und Seume (2015) und Hauptmann et al. (2017) dargestellt in Abbildung 7.4.

Es werden zunächst die instationären Oberflächendrücke auf der Laufschaufel über eine instationäre Strömungsberechnung bestimmt. Anschließend werden die Oberflächendrücke vom CFD-Netz auf das FEM-Netz übertragen und mittels einer Fast-Fourier-Transformation in den Frequenzbereich transformiert. Für die Hauptanregungsfrequenzen wird jeweils eine harmonische Analyse durchgeführt. Neben den Druckschwankungen im Frequenzbereich werden der harmonischen Analyse die Ergebnisse einer statischen Strukturanalyse als Eingangsrandbedingung übergeben, um den Drehzahleinfluss zu berücksichtigen. Nach der harmonischen Analyse wird durch Überlagerung der einzelnen Schaufelschwingungsantworten die resultierende Schwingungsamplitude der Laufschaufel bestimmt. Die Auswertung der Schwingungsantwort findet an der Hinterkante der Schaufelspitze statt, weil dort die höchsten Auslenkungen zu erwarten sind.

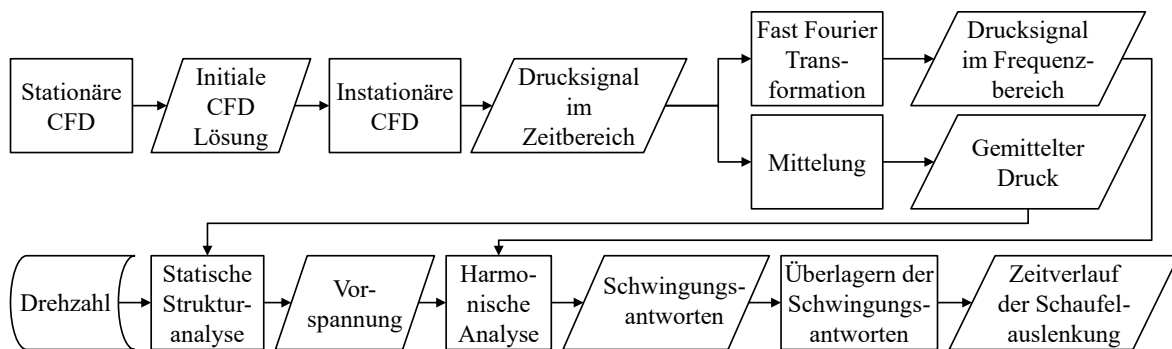


Abbildung 7.4: Methode der unidirektionalen Fluid-Struktur-Kopplung (Aschenbruck 2019)

7.2.2 Dämpfung

Zur Bestimmung der Schaufelschwingungsamplituden ist der harmonischen Analyse das Dämpfungsverhältnis vorzugeben, welches abhängig von den untersuchten Betriebspunkten ist. In dieser Arbeit wird das Dämpfungsverhältnis D mittels der, in Abschn. 2.3.1 vorgestellten, *Half-Power Bandwidth Methode* nach Gl. 2.15 bestimmt. Dafür werden Schaufelschwingungsmessungen in der Axialturbine an den untersuchten Betriebspunkten der angeregten Eigenfrequenzen genutzt. Die Dämpfungsverhältnisse sind in Tabelle 7.1 angegeben.

Da die Dämpfungsverhältnisse aus den experimentellen Schaufelschwingungsmessungen resultieren, enthalten die Werte sowohl die aerodynamische als auch die Strukturdämpfung. Diese Werte weisen allerdings eine hohe Unsicherheit auf, da insbesondere der

Tabelle 7.1: Dämpfungsverhältnisse für die jeweiligen Betriebspunkte nach Aschenbruck und Seume (2015)

Betriebspunkt	Dämpfungsverhältnis D (Gl.2.15)
BP1	0,0012
BP2	0,0016
BP3	0,00175

Kontakt im Schaufelfuß von Schaufel zu Schaufel und an unterschiedlichen Tagen variiert und somit eine geänderte Strukturdämpfung verursacht. Die exakte Geometrie der Läufernuten ist nicht genau bekannt und somit eine exakte numerische Vorhersage der strukturellen Dämpfung nicht möglich, weil der Kontakt im Schaufelfuß bei den verschiedenen Drehzahlen numerisch nicht modelliert werden kann. Allerdings zeigen Hauptmann et al. (2018) am Beispiel der in dieser Arbeit vorgestellten Referenzbeschaufelung für verschiedene Berechnungsmethoden, dass die Dämpfung einen entscheidenden Einfluss bei der Vorhersage der Schaufelschwingungsamplitude hat. Neben der strukturellen Dämpfung stellt die Bestimmung der aerodynamischen Dämpfung eine weitere Unsicherheit dar. Allerdings lässt sich die aerodynamische Dämpfung inzwischen, wie Meinzer et al. (2018), Hauptmann et al. (2018) und Bittner et al. (2018) zeigen, mit einer zeitlinearisierten Methode der unidirektionalen FSK gut vorhersagen. Diese Methode ist jedoch beschränkt auf die Bestimmung der Schwingungsantwort bei der Blattwechselfrequenz und deren Vielfachen. Niedrigere Anregungsfrequenzen, beispielsweise infolge geometrischer Varianzen, können so nicht aufgelöst werden. Daher werden in dieser Arbeit die resultierenden Schwingungsamplituden nach der Methode von Aschenbruck (2019) berechnet. Eine genaue Unsicherheitsbetrachtung dieser Methode ist ebenfalls in Aschenbruck (2019) enthalten, eine kurze Beschreibung befindet sich dazu im Anhang in Abschn. A.4.

7 Methoden zur Vorhersage erzwungener Schwingungen

8 Einfluss geometrischer Variationen auf die Aeroelastik

In dem vorherigen Kapitel sind die Methoden zur Bestimmung der aerodynamischen Schwingungsanregung beschrieben. In diesem Kapitel werden diese Methoden genutzt, um den Einfluss geometrischer Variationen auf die aerodynamische Schwingungsanregung zu bestimmen. Dafür werden analog zu den aerodynamischen Untersuchungen geometrische Variationen in die Leitbeschaufelung einer vorgelagerten Stufe eingebracht und deren Einfluss auf die letzte Laufschaufelreihe der Axialturbine untersucht. Dabei liegt der Fokus auf der Quantifizierung der aerodynamischen Schwingungsanregung in mehrstufigen Axialturbinen unter Einfluss geometrischer Abweichungen gegenüber dem Auslegungszustand. Die numerischen Daten werden anschließend mit den experimentellen Daten des Referenzfalls und einer abweichenden Konfiguration validiert und der betriebspunktabhängige Einfluss herausgestellt.

8.1 Erzwungene Schwingungen durch geometrische Variationen in einer vorgelagerten Stufe

8.1.1 Aerodynamische Schwingungsanregung

In diesem Abschnitt werden die Frequenzanteile der instationären Oberflächendrücke auf der fünften Laufschaufelreihe abhängig von der jeweiligen geometrischen Variation in Stufe 4 ausgewertet und mit dem Campbell-Diagramm entsprechend bewertet. Für die kritischen Anregungsfrequenzen wird die aerodynamische Arbeit und die Erregbarkeit nach der Methode aus Kapitel 7 bestimmt. Daraus können kritische Anregungszustände identifiziert und den Ursachen aus der Aerodynamik zugeordnet werden.

Instationäre Oberflächendrücke

In Abbildung 8.1 sind die Frequenzanteile der instationären Oberflächendrücke in Abhängigkeit von den Staffelungswinkel- und Profildickenvariationen dargestellt. Neben der BWF (30. EO) sind die halbe BWF (15. EO) und deren Vielfache aufgetragen. Im Referenzfall ist die BWF die dominierende Anregungsfrequenz. Doch durch die alternierende Anordnung der geometrischen Variationen in der Beschaufelung der vierten Leitreihe werden zusätzlich Frequenzanteile der halben BWF hervorgerufen. Für die Staffelungswinkelvariation in Abb. 8.1a ist ein deutlicher Anstieg der Druckamplituden bei der 15. EO festzustellen. Dabei erhöht sich die Amplitude stetig mit steigender Staffelungswinkelvariation. Gleichzeitig senkt sich die Druckamplitude der BWF. Trotz des deutlichen

8 Einfluss geometrischer Variationen auf die Aeroelastik

Anstiegs der Druckamplitude bei der halben BWF, bleibt die BWF die dominierende Anregungsfrequenz. Eine Änderung der Profildicke in Abb. 8.1b bewirkt ebenfalls eine Erhöhung der Druckamplitude bei der halben BWF und eine Senkung bei der BWF. Allerdings fallen die Änderungen gegenüber dem Referenzfall deutlich geringer aus, als bei den Staffelungswinkelvariationen. Die Änderungen der Druckamplituden sind somit zum einen abhängig vom geometrischen Parameter als auch von der Größenordnung der Variation.

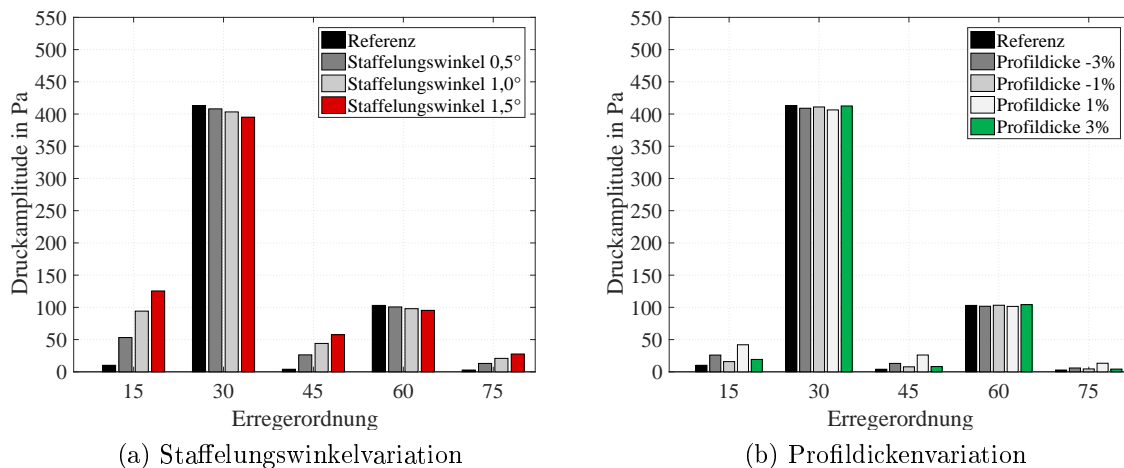


Abbildung 8.1: Einfluss geometrischer Variationen auf die Oberflächendrücke von LA5 in BP3

Aerodynamische Arbeit (integrale Größe)

In Abbildung 8.2 ist die aerodynamische Arbeit als integrale Größe und die Erregbarkeit der fünften Laufschaufel in Abhängigkeit von den geometrischen Variationen aufgetragen. Die aerodynamische Arbeit und die Erregbarkeit ist für die 2. Eigenmode im BP3 ausgewertet. Die aerodynamische Arbeit ist ein geeigneter Parameter zur Bewertung der aerodynamischen Schwingungsanregung der Laufschaufel. Darüber hinaus dient die Erregbarkeit zur Analyse der Stärke der Anregung. In Abbildung 8.2a ist zu erkennen, dass mit steigendem Staffelungswinkel sich die aerodynamische Arbeit erhöht, gleichzeitig sinkt die Erregbarkeit der Laufschaufel. Die aerodynamische Arbeit steigt somit von 0,0018 J/m beim Referenzfall auf bis zu 0,007 J/m bei einer Staffelungswinkelvariation von 1,5° an. Durch die steigende aerodynamische Arbeit erhöht sich die Anregung der fünften Laufschaufelreihe. Dahingegen sinkt gleichzeitig die Erregbarkeit der Laufschaufel von 0,7% auf bis zu 0,38%. Bei Betrachtung der aerodynamischen Arbeit und der Erregbarkeit hinsichtlich der Profildickenvariation in 8.2b, sind ähnliche Tendenzen zu erkennen. Mit erhöhter Variation der Profildicke steigt die aerodynamische Arbeit auf bis zu 0,0058 J/m. Eine Erhöhung der Anregung ist sowohl infolge eines dünneren als auch dickerem Schaufelprofil aufgrund veränderter Strömungsverhältnisse festzustellen. Allerdings erhöht sich, im Vergleich zur Staffelungswinkelvariation, die Erregbarkeit der

8.1 Erzwungene Schwingungen durch geometrische Variationen in einer vorgelagerten Stufe

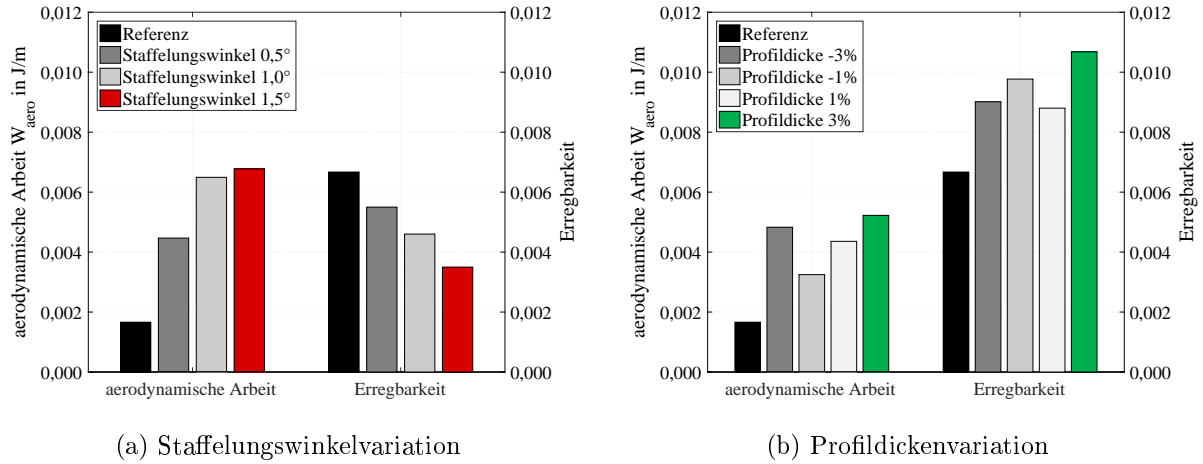


Abbildung 8.2: Einfluss geometrischer Variationen auf die aerodynamische Arbeit und die Erregbarkeit von LA5 in BP3 für die zweite Eigenmode

fünften Laufschaufel infolge der Profildickenvariation. Die Erregbarkeit verstärkt sich gegenüber dem Referenzfall auf bis zu 1,1%. Die aerodynamische Arbeit zeigt den gleichen Anstieg wie die Druckamplituden der 15. EO bei Anregung der zweiten Eigenfrequenz in BP3. Unter Berücksichtigung der Einflüsse geometrischer Variationen auf das aerodynamische Verhalten der Turbine, sind diese Tendenzen auch bei der Änderung der Leistungszahl bestimmt worden. Dabei ist zu erkennen, dass eine Erhöhung der Leistungszahl gegenüber dem Referenzfall eine Senkung der Erregbarkeit herbeiführt, wie es bei der Staffelungswinkelvariation der Fall ist. Dahingegen bewirkt eine Senkung der Leistungszahl, wie bei der Profildickenvariation, eine höhere Erregbarkeit der fünften Laufschaufelreihe. Daraus folgt ebenfalls, dass eine betragsliche Änderung der Leistungszahl zu einer proportionalen Änderung der aerodynamischen Arbeit gegenüber dem Referenzfall führt.

Aerodynamische Arbeit (lokale Größe)

Die Betrachtung der lokalen aerodynamischen Arbeit $W_{aero,lokal}$ auf der Schaufeloberfläche in Abb. 8.3 erlaubt eine genauere Analyse der aerodynamischen Schwingungsanregung. Die aerodynamische Arbeit ist für den Referenzfall und den beiden Konfigurationen dargestellt, die zuvor den größten Einfluss zeigten; die Staffelungswinkelvariation $1,5^\circ$ und die Profildickenvariation von $+3\%$. Es ist die aerodynamische Arbeit im Nennlastpunkt für die Anregung der zweiten Eigenmode bei der halben BWF auf Druck- und Saugseite gezeigt. Für alle drei Konfigurationen ist die Knotenlinie der Torsionsmode gut zu erkennen. Im Vergleich zum Referenzfall treten für beide Variationen Bereiche erhöhter aerodynamischer Arbeit auf aufgrund der steigenden Druckanregung bei der halben BWF. Dies folgt aus den alternierend angeordneten geometrischen Variationen und den daraus veränderten Nachlaufverhalten und den geänderten Sekundärströmungen im Strömungsfeld. Die Staffelungswinkelvariation zeigt großflächige Bereiche positiver Arbeit im Bereich der Vorderkante, die deutlich stärker ausgeprägt sind als für die

8 Einfluss geometrischer Variationen auf die Aeroelastik

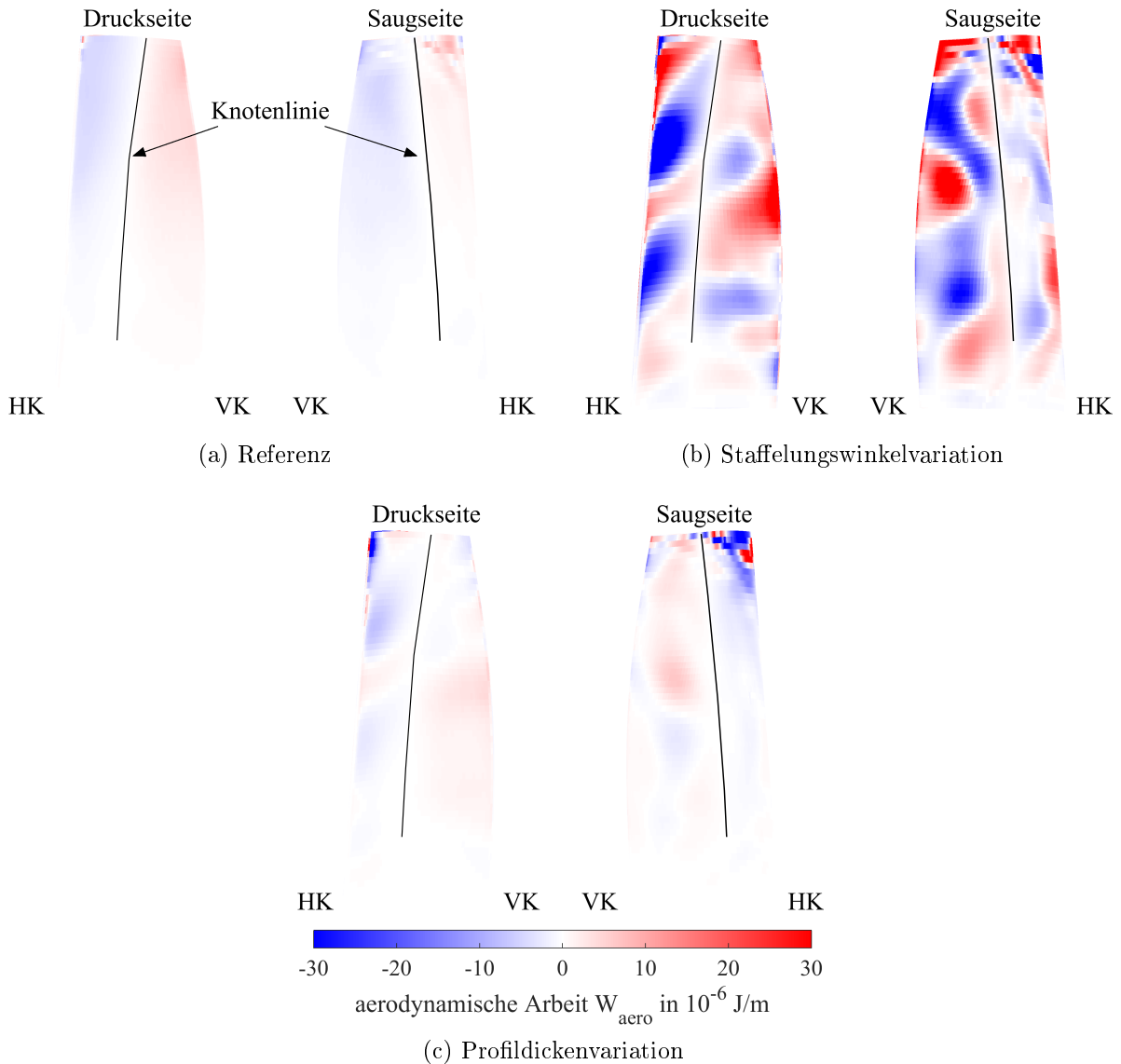


Abbildung 8.3: Aerodynamische Arbeit auf der Schaufeloberfläche in BP3 für die zweite Eigenmode

Profildickenvariation. Darüber hinaus sind im Bereich der Hinterkante an der Schaufelspitze erhöhte Anteile aerodynamischer Arbeit festzustellen, aufgrund der Sekundärströmungen im Blattspitzenbereich. In diesem Bereich der Schaufel zeigt die Eigenform ihre größten Auslenkungen. Insbesondere für die Profildickenvariation ist dort auf der Saugseite der größte Bereich aerodynamischer Arbeit festzustellen. Die Tendenzen der aerodynamischen Arbeit als integrale Größe spiegeln sich ebenfalls in der Darstellung der lokalen aerodynamischen Arbeit wieder. Geometrische Variationen führen somit zu erhöhter aerodynamischer Arbeit, insbesondere zu höheren Schaufelhöhen im Bereich der Hinterkante, und zeigen gegenüber dem Referenzfall das Potential einer Amplitu-

denüberhöhung in diesem Betriebspunkt.

Instationäre Oberflächendrücke über die Sehnenlänge

Zur weiteren Beurteilung der aerodynamischen Anregung werden die Druckamplituden über die Sehnenlänge auf einem Schaufelschnitt der fünften Laufschaufel bei 80% der Schaufelhöhe analysiert. Dieser Schaufelschnitt ist gewählt worden, weil zu höheren Schaufelschnitten die größten Auslenkungen für die betrachtete Eigenform auftreten und die lokale aerodynamische Arbeit bereits gezeigt hat, dass in diesem Bereich ein hoher Anteil an aerodynamischer Arbeit verrichtet wird. Die in diesem Bereich auftretenden Druckamplituden werden somit maßgeblich für die Anregung der Laufschaufel sein. Daraus lässt sich bestimmen an welchen Positionen auf der Laufschaufel die Druckamplituden angreifen und die Anregung der Schaufeln verursachen.

Abbildung 8.4a zeigt die Druckamplituden bei der halben BWF (15. EO) für die Variationen des Staffelungswinkels. Die größten Druckamplituden treten im Bereich der Vorderkante auf, bei einem Druckbeiwert von bis zu $|c'_p| = 0,014$. Die Druckamplituden sinken druckseitig zunächst stark ab und weichen zwischen 1% und 25% Sehnenlänge nur gering vom Referenzfall ab. Ab 25% Sehnenlänge steigen die Druckamplituden kontinuierlich bis zur Hinterkante an. Stromabwärts der Vorderkante sind die größten Druckamplituden auf der Saugseite zwischen 5% und 25% mit einem Druckbeiwert von $|c'_p| = 0,007$ festzustellen. Anschließend sinken die Druckamplituden bis etwa 70% Sehnenlänge und steigen ab 90% Sehnenlänge bis zur Hinterkante erneut an.

Im Vergleich zur Staffelungswinkelvariation sind die Druckamplituden bei der Profildi-

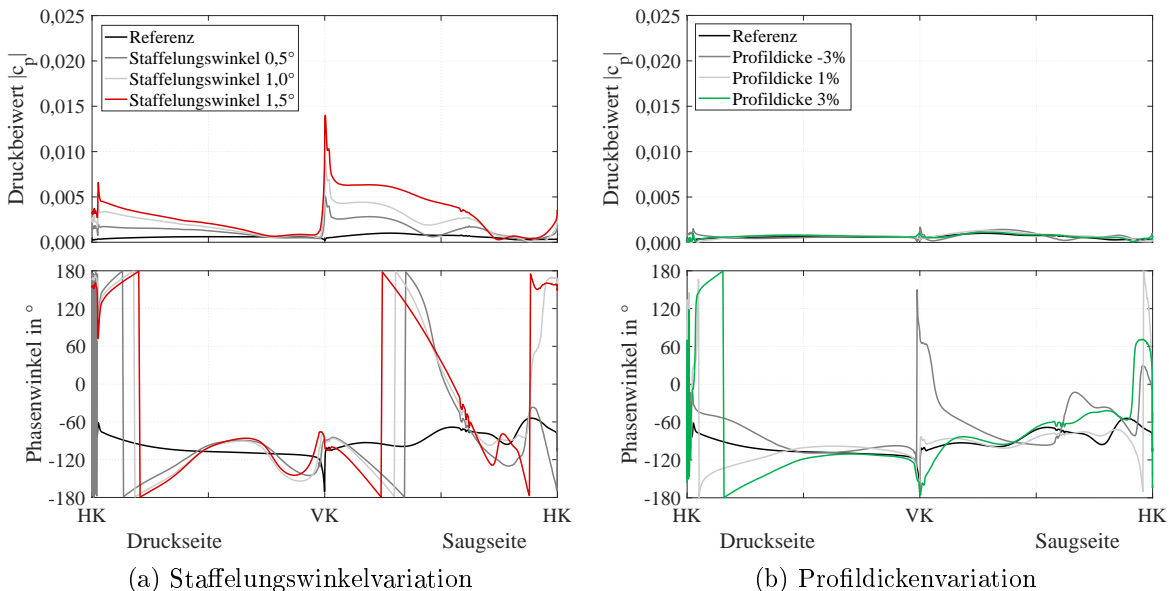


Abbildung 8.4: Einfluss geometrischer Variationen auf die Oberflächendrücke und den Phasengang bei halber BWF auf 80% Schaufelhöhe von LA5 in BP3

ckenvariation auf 80% der Laufschaufel deutlich geringer. Die Druckamplituden über der Sehnenlänge weisen geringe Unterschiede gegenüber dem Referenzfall auf. Die größten Druckamplituden sind erneut im Bereich der Vorderkante vorzufinden. Druckseitig steigen die Druckamplituden minimal gegenüber dem Referenzfall an, sodass die größten Druckamplituden für die Profildicke sich im Bereich zwischen 50% und 60% der Sehnenlänge befinden. Die größten Druckamplituden auf der Saugseite von ca. $|c'_p| = 0,0015$ werden zwischen 15% und 50% Sehnenlänge erfasst. Die höchsten Druckamplituden für die Profildicke befinden sich somit weiter stromabwärts auf der Schaufeloberfläche als bei der Staffelungswinkelvariation.

Identifikation des Anregungsmechanismus

Aus den Druckamplituden über die Sehnenlänge oder der lokalen aerodynamischen Arbeit kann allerdings nicht geschlossen werden, welchem Anregungsmechanismus die Änderung der Anregung zugrunde liegt. Die Abbildung 8.5 zeigt die zeitlich aufgelösten Druckschwankungen für die Staffelungswinkelvariation $1,5^\circ$ in der Leitreihe der vierten Stufe auf 80% Schaufelhöhe im Nennlastpunkt für vier Schaufeldurchläufe. Es sind die instationären Druckamplituden über die Sehnenlänge auf Druck- und Saugseite für einen Frequenzanteil der halben BWF, der BWF und des gesamten Spektrums dargestellt. Da der Nachlauf sich ausschließlich stromabwärts ausbreitet, der Potentialeffekt hingegen auch stromaufwärts wirkt, lässt sich aus dieser zeitlichen Auflösung der An-

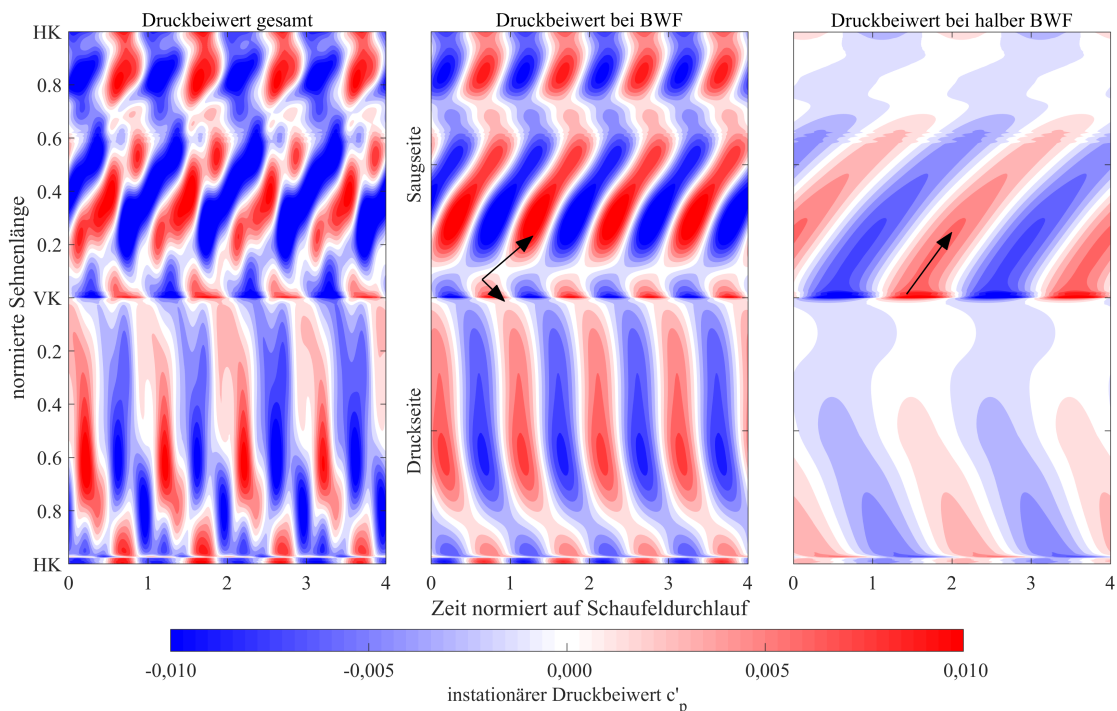


Abbildung 8.5: Zeitlich aufgelöste Druckschwankungen auf 80% Schaufelhöhe in BP3 für die Staffelungswinkelvariation $1,5^\circ$ in Stufe 4

8.1 Erzwungene Schwingungen durch geometrische Variationen in einer vorgelagerten Stufe

regungsmechanismus auf die Laufschaufel bei der halben BWF ableiten. Der Verlauf der Druckamplituden aus Abb. 8.4 ist ebenfalls in Abb. 8.5 rechts wiederzufinden. Die hohen Druckamplituden auf der Saugseite zwischen 0% und 25% Sehnenlänge sind in beiden Abbildungen erkennbar. Die zeitliche Auflösung dieser Druckamplituden ist in Abb. 8.5 rechts zu erkennen. Diese Druckamplituden breiten sich stromabwärts aus und werden mit zunehmender Sehnenlänge schwächer, ehe sie im Bereich der Hinterkante wieder zunehmen. Auf der Druckseite sind ab 40% erhöhte Druckamplituden zu verzeichnen, welche sich ebenfalls stromabwärts ausbreiten und weiter verstärken. Die Anregung der halben BWF ist somit auf den Nachlaufeffekt zurückzuführen, weil die Ausbreitung der instationären Druckamplituden stromabwärts wirkt. Bei der BWF ist hingegen sowohl der Potentialeffekt als auch der Nachlaufeffekt wirksam. Beispielsweise ist bei der BWF auf der Saugseite ein Maximum bei 5% Sehnenlänge zu erkennen, welches sich stromaufwärts in Richtung Vorderkante, aber auch stromabwärts in Richtung Hinterkante ausbreitet. Die Ausbreitungsrichtung ist über die schwarzen Pfeile in Abb. 8.5 gekennzeichnet. Durch die alternierende Variation in Stufe 4 bewirkt die Nachlaufströmung eine unterschiedliche Anströmung der fünften Leitschaufelreihe. Bei gleicher Schaufelanzahl der Leitreiben wird somit auch jede zweite Leitschaufel der fünften Stufe in Umfangsrichtung unterschiedlich belastet. Daraus resultiert wiederum ein geändertes Nachlaufverhalten der fünften Leitreihe, sodass maßgeblich der Nachlauf der fünften Stufe für die zusätzliche Anregungsfrequenz verantwortlich ist.

8.1.2 Schaufelschwingungen

Die aerodynamische Anregung verursacht eine Schwingungsamplitude, die mit der unidirektionalen FSK bestimmt wird. Die Methode ist in Kapitel 7 detailliert beschrieben. Für die harmonische Analyse werden zur Bestimmung der Schwingungsamplitude die instationären Oberflächendrücke auf der Laufschaufel und das Dämpfungsverhältnis benötigt. Die Dämpfungsverhältnisse für die Laufschaufel der fünften Stufe an den untersuchten Betriebspunkten ist in Abschn. 7.2.2 angegeben. Da die Laufschaufel bei den verschiedenen Konfigurationen gleich bleibt, wird angenommen, dass die Strukturdämpfung gleich bleibt. Darüber hinaus ändert sich das statische Strömungsfeld nur minimal, sodass die aerodynamische Dämpfung im entsprechenden Knotendurchmesser ebenfalls nahezu gleich bleibt. Eine Änderung der aerodynamischen Dämpfung in Abhängigkeit vom Knotendurchmesser für die fünfte Laufschaufel ist in Hauptmann et al. (2018) dargestellt.

Normierte Amplituden

In Abbildung 8.6 sind die Schaufelschwingungsamplituden für die Staffelungswinkel- und Profildickenvariation im BP3 dargestellt. Die Schaufelschwingungsamplituden sind normiert auf die Schwingungsamplitude des Referenzfalls im ersten Betriebspunkt (BP1). Die Normierung auf die Schwingungsamplitude des Referenzfalls im BP1 wurde gewählt, weil in diesem Betriebspunkt die Laufschaufeln in Resonanz mit der ersten Eigenfrequenz und der Blattwechselfrequenz sind. Daraus folgen hohe Schwingungsamplituden in diesem Betriebspunkt. Diese Normierung wird sowohl für die numerischen Ergebnisse, als

8 Einfluss geometrischer Variationen auf die Aeroelastik

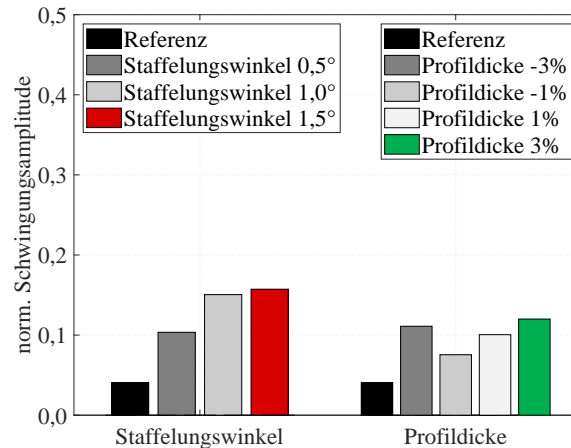


Abbildung 8.6: Einfluss geometrischer Variationen auf die Schaufelschwingungsamplituden von LA5 in BP3 normiert auf die Schaufelschwingungsamplitude in BP1 des Referenzfalls

auch für die experimentellen Ergebnisse der Schwingungsamplituden in Abschn. 8.5 gewählt.

Die Abbildung 8.6 zeigt für die Staffelungswinkelvariation erhöhte Schwingungsamplituden gegenüber dem Referenzfall. Mit zunehmender Variation steigt die normierte Schwingungsamplitude auf bis zu 0,16 bei einer Staffelungswinkelvariation von 1,5° gegenüber einer normierten Schwingungsamplitude von 0,04 im Referenzfall. Die Schwingungsamplitude steigt somit um das Vierfache gegenüber dem Referenzfall an. Im Vergleich zu der Staffelungswinkelvariation zeigt die Profildickenvariation geringere Auswirkungen auf die Schwingungsamplitude. Allerdings ist zu erkennen, dass eine Erhöhung der Variation ebenfalls erhöhte Schwingungsamplituden gegenüber dem Referenzfall bewirkt. Eine erhöhte Profildicke von +3% verursacht eine dreifache Erhöhung der normierten Schwingungsamplitude auf bis zu 0,12. Die Verstärkung der Schwingungsamplituden in Abhängigkeit von den geometrischen Variationen resultiert aus der zusätzlichen Anregung der 15. EO infolge der alternierenden Anordnung in der Leitbeschaufelung der vierten Stufe. Daraus folgt eine Anregung der zweiten Eigenmode und somit eine Erhöhung der Schwingungsamplituden gegenüber dem Referenzfall. Der Anregungsmechanismus der zweiten Eigenmode im BP3 ist im vorherigen Abschnitt detailliert aufgezeigt.

Korrelation zwischen aerodynamischer Arbeit und Schwingungsamplituden

Der Einfluss geometrischer Variationen auf die Schwingungsamplituden zeigt die gleichen Tendenzen wie der Einfluss auf die aerodynamische Arbeit. In Hauptmann et al. (2017) ist bereits der lineare Zusammenhang zwischen der aerodynamischen Arbeit und den Schwingungsamplituden gezeigt. Der Anstieg der aerodynamischen Arbeit und der Schwingungsamplitude steigt zu gleichen Anteilen. Dieser lineare Zusammenhang folgt aus der Berechnungsmethode der unidirektionalen FSK. Aschenbruck (2019) zeigt, dass

bei dieser Berechnungsmethode und unter der Annahme gleichbleibender Dämpfung ein linearer Zusammenhang zwischen der Schwingungsamplitude und der aerodynamischen Arbeit besteht. Darüber hinaus ist festzustellen, dass die aerodynamische Arbeit maßgeblich verantwortlich für die Erhöhung der Schwingungsamplitude gegenüber dem Referenzfall ist. Die Erregbarkeit für die Staffelungswinkelvariation gegenüber der Referenz sinkt und die der Profildickenvariation hingegen steigt. Dennoch steigen die Schwingungsamplituden in gleichem Verhältnis wie die aerodynamische Arbeit. Die aerodynamische Arbeit ist somit ein geeignetes Kriterium zur Bewertung der aerodynamischen Belastung der Laufschaufeln.

8.2 Quantifizierung der stufen-übergreifenden aerodynamischen Schwingungsanregung

In den Abschnitten zuvor wurde die aerodynamische Anregung der fünften Laufschaufel in Abhängigkeit von geometrischen Variationen in der vierten Leitschaufelreihe analysiert. Zur Quantifizierung der aerodynamischen Anregung über mehrere Stufen in einer Axialturbine werden weitere Konfigurationen betrachtet, welche bereits in Kap. 6 aerodynamisch betrachtet wurden. Neben den bereits vorgestellten geometrischen Variationen, eingebracht in der vierten Leitreihe, werden die gleichen geometrischen Variationen alternierend auf die Leitbeschaufelung der dritten Stufe übertragen und die aerodynamische Schwingungsanregung bestimmt. Anschließend werden die Ergebnisse mit den Ergebnissen aus Aschenbruck (2019) verglichen, wo bereits die Einflüsse von Variationen in der Leitbeschaufelung der fünften Stufe bestimmt worden sind. Da die Staffelungswinkelvariation von $1,5^\circ$ hinsichtlich dem aerodynamischem Verhalten der Turbine den größten Einfluss auf das Strömungsfeld zeigt (s. Kap. 6), wird diese geometrische Variation im Folgenden zur Quantifizierung der aerodynamischen Schwingungsanregung herangezogen. Die Staffelungswinkelvariation wird sowohl in die Leitbeschaufelung der Stufe 3, als auch der Stufe 4 und Stufe 5 alternierend eingebracht und hinsichtlich der Druckamplituden der nachfolgenden Laufschaufelreihen untersucht. Anschließend werden die Auswirkungen auf das Schwingungsverhalten der fünften Laufschaufelreihe bestimmt.

Instationäre Oberflächendrücke

In Abbildung 8.7 sind die Oberflächendrücke der Laufschaufeln 3 bis 5 dargestellt. Die Ergebnisse der Druckamplituden zeigen die direkten Auswirkungen der geometrischen Variationen sowohl auf die stromabwärts als auch auf die stromaufwärts liegenden Laufschaufeln. Da die Ergebnisse der Staffelungswinkelvariation in Stufe 5 aus Aschenbruck (2019) folgen, sind für diese Variation ausschließlich die Auswirkungen auf die fünfte Laufschaufelreihe bekannt. Dennoch lässt sich insbesondere die Auswirkungen der geometrischen Variationen auf die fünfte Laufschaufelreihe quantifizieren.

Die alternierende Anordnung der Staffelungswinkelvariation führt zu einem Anstieg der Druckamplituden bei der halben BWF (15. EO). Bei dieser Frequenz werden die höchsten Druckamplituden jeweils auf der unmittelbar nachfolgenden Laufschaufelreihe erfasst. So führt die Variation in Stufe 3 zu den höchsten Druckamplituden auf der dritten, die Va-

8 Einfluss geometrischer Variationen auf die Aeroelastik

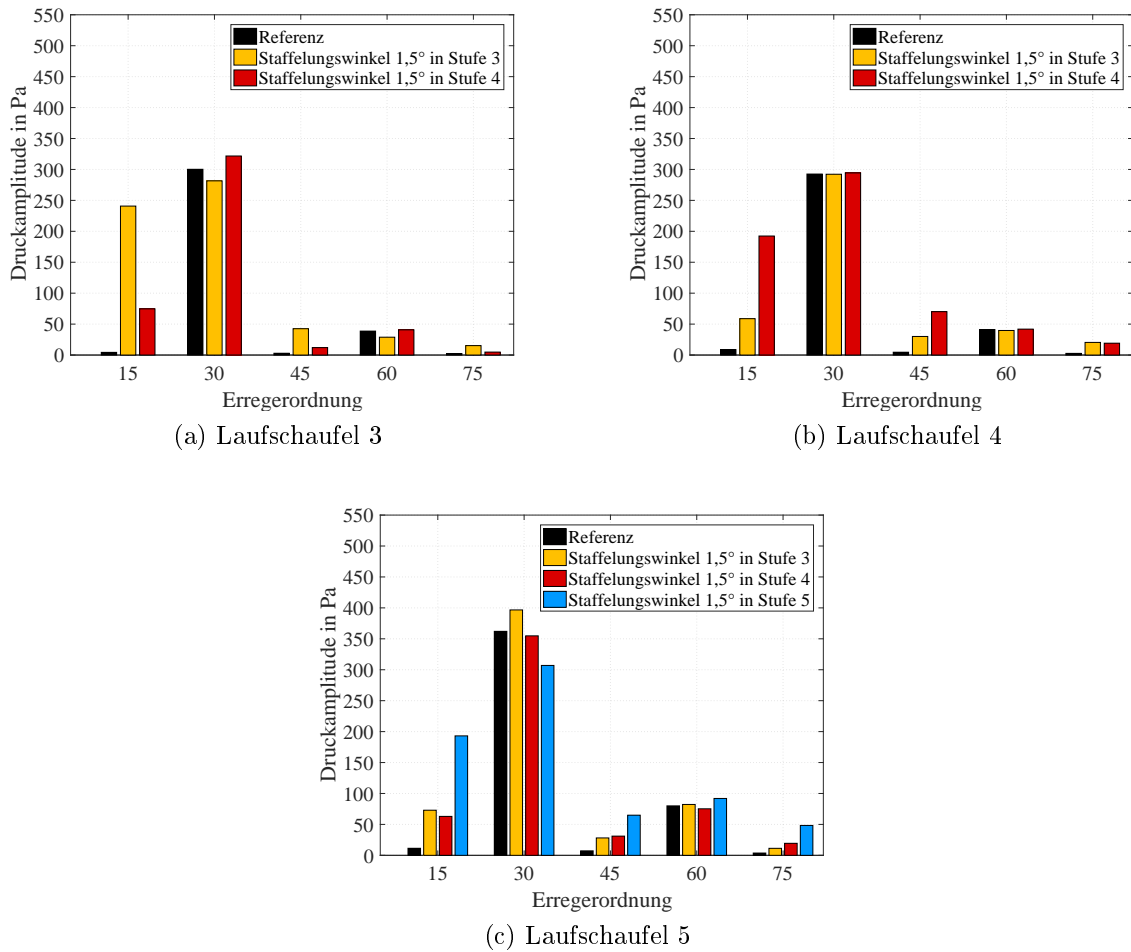


Abbildung 8.7: Frequenzspektrum der Oberflächendrücke auf den Laufschaufelreihen 3 bis 5 einer geometrischen Variation in verschiedenen Stufen

riation in Stufe 4 zu den höchsten Druckamplituden auf der vierten und die Variation in Stufe 5 bewirkt hohe Druckamplituden mit der halben BWF auf der fünften Laufschaufelreihe. Die Auswirkungen der geometrischen Variationen in den einzelnen Stufen zeigen die gleichen Tendenzen, wie der Einfluss der geometrischen Variationen auf die Änderung der Leistungszahl. So bewirkt die Variation in Stufe 4 die höchsten Druckamplituden auf der vierten Laufschaufelreihe. Allerdings führt diese Variation auch zu einer 15-fachen Erhöhung der Druckamplituden bei der 15. EO auf der dritten Laufschaufel und zu einer 5,5-fachen Erhöhung auf der fünften Laufschaufel. Die Änderung der aerodynamischen Belastung und der umgesetzten spezifischen Stufenarbeit bewirkt somit die Änderung der Druckamplituden gegenüber des Referenzfalls bei der halben BWF. Der Einfluss der Variation in Stufe 3 auf die instationären Oberflächendrücke zeigt ebenfalls die gleichen Tendenzen, wie die Änderung der Leistungszahl der jeweiligen Stufe. Die Druckamplituden auf der fünften Laufschaufel infolge der alternierenden Anordnung in Stufe 3 werden bei der 15. EO um den Faktor 6,3 verstärkt. Die Änderungen der

8.2 Quantifizierung der stufen-übergreifenden aerodynamischen Schwingungsanregung

Leistungszahl der fünften Laufschaufel führen somit zu gleichen Anteilen zu erhöhten Druckamplituden bei der halben BWF. Der Einfluss einer geometrischen Abweichung mischt sich zwar über die einzelnen Stufen aus, dennoch führt die Variation in Stufe 3 trotz der Ausmischung nicht zu geringeren Druckamplituden wie eine Variation in Stufe 4. Die Ergebnisse der Oberflächendrücke sind somit unmittelbar auf die geänderten Strömungsverhältnisse in den jeweiligen Stufen zurückzuführen.

Normierte Amplituden

Um die Auswirkungen der geometrischen Variationen über mehrere Stufen auf das Schwingungsverhalten der fünften Laufschaufel genauer zu quantifizieren, werden in Abb. 8.8 die Schwingungsamplituden in BP3 dargestellt. Die Schwingungsamplituden sind erneut normiert auf die Schwingungsamplitude des Referenzfalls in BP1. In Abbildung 8.8 sind die Schwingungsamplituden der fünften Laufschaufel in Abhängigkeit von den Staffelungswinkelvariationen in verschiedenen Stufen dargestellt. Die Schwingungsamplituden zeigen die gleichen Tendenzen wie die Oberflächendrücke auf der fünften Laufschaufel bei halber BWF und die Änderungen der Leistungszahl der fünften Laufschaufelreihe. Eine Variation in Stufe 5 bewirkt eine bis zu 10-fach höhere Schwingungsamplitude der fünften Laufschaufel als die gleiche Variation in Stufe 4 und eine bis zu 8-fach höhere Schwingungsamplitude als die Variation in Stufe 3. Die Variation in Stufe 3 führt hingegen noch zu einer 30% höheren Amplitude im Vergleich zu den Auswirkungen der Variation in Stufe 4.

Die aerodynamische Anregung der fünften Laufschaufel infolge einer geometrischen Variation in der Leitbeschaufelung der fünften Stufe ist auf die Interaktion des Potentialeffektes und der Nachlaufenanregung zurückzuführen. Diesen Anregungsmechanismus

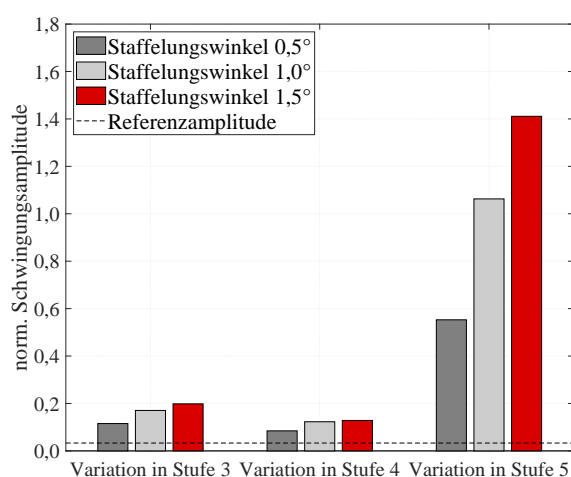


Abbildung 8.8: Schaufelschwingungsamplitude von LA5 in BP3 normiert auf die Schaufelschwingungsamplitude in BP1 des Referenzfalls in Abhängigkeit von geometrischen Variationen in verschiedenen Stufen

in Abhängigkeit von geometrischen Variationen wird in Aschenbruck (2019) detailliert herausgestellt. Doch die zusätzliche Anregung auf die fünfte Laufschaufel in Abhängigkeit von geometrischen Variationen stromaufwärts liegender Stufen ist nicht auf den Potentialeffekt zurückzuführen, weil der Potentialeffekt nur auf die unmittelbar umliegenden Schaufelreihen wirkt. Unter Berücksichtigung der Ergebnisse der Druckamplituden sind die Ergebnisse der Schwingungsamplituden auf der fünften Laufschaufel auf die Anregung durch den Nachlauf zurückzuführen. Die Druckamplituden auf den Laufschaufeln bei halber BWF zeigen, dass sich die Nachlaufanregung mit dem konvektiven Strömungstransport über mehrere Stufen fortpflanzt. Diese Beobachtung stützt sich mit der Analyse der zeitlichen Auflösung der Druckamplituden im vorherigen Abschnitt, die den Nachlaufeffekt als maßgeblichen Anregungsmechanismus identifiziert hat. Es konnte somit erstmalig die aerodynamische Schwingungsanregung infolge geometrischer Variationen stufen-übergreifend quantifiziert werden. Darüber mischt sich der Einfluss auf die aerodynamische Schwingungsanregung nicht von Stufe zu Stufe zunehmend aus. Das Strömungsfeld der nachfolgenden Stufen wird durch die geometrischen Variationen beeinflusst, was ein geändertes Nachlaufverhalten der Schaufeln bewirkt, sodass dennoch eine erhöhte Schwingungsanregung gegenüber dem Referenzfall auftritt.

8.3 Korrelation zwischen Leistungszahl und Schwingungsamplituden

Mathematische Beschreibung

In den vorherigen Abschnitten konnte erfolgreich gezeigt werden, dass eine betragsliche Änderung der Leistungszahl mit einer proportionalen Änderung der aerodynamischen Arbeit gegenüber dem Referenzfall einhergeht. Darüber hinaus besteht ein linearer Zusammenhang zwischen der aerodynamischen Arbeit und den Schwingungsamplituden der fünften Laufschaufelreihe. Aus diesen beiden Zusammenhängen wird die Annahme getroffen, dass ein linearer Zusammenhang zwischen der betragslichen Änderung der Leistungszahl und der normierten Schwingungsamplitude vorliegt. Die normierte Schwingungsamplitude \hat{x}_{norm} verhält sich in Abhängigkeit vom Betrag der Leistungszahländerung $|\Delta\psi|$, einem Koeffizienten b und dem absoluten Glied a eines linearen Gleichungssystems demnach gemäß Gl. 8.1 wie folgt:

$$\hat{x}_{norm} = b \cdot |\Delta\psi| + a \quad (8.1)$$

Dieser lineare Zusammenhang zwischen der normierten Schwingungsamplitude und der betragslichen Änderung der Leistungszahl der fünften Laufschaufelreihe ist in Abhängigkeit von geometrischen Variationen in der Leitbeschaufelung der vierten Stufe mit alternierender Anordnung in Abb. 8.9a beispielhaft dargestellt. Die Schwingungsamplituden sind erneut auf die Schwingungsamplitude des Referenzfalls in BP1 normiert. Eine Steigung von $b=0,25$ und ein Korrelationskoeffizienten von $r=0,811$ zeigen, dass eine starke lineare Abhängigkeit zwischen der normierten Schwingungsamplitude und dem Betrag der Leistungszahländerung vorliegt. Es zeigt sich, dass eine stetige Erhöhung der Leistungszahländerung eine kontinuierlich erhöhte Schwingungsamplitude bewirkt. Eine

8.3 Korrelation zwischen Leistungszahl und Schwingungsamplituden

Änderung der Leistungszahl von 0,22% für eine Staffelungswinkelvariation von $1,5^\circ$ in Stufe 4 mit alternierender Anordnung führt zu einer vierfachen Erhöhung der Schwingungsamplitude gegenüber dem Referenzfall im Nennlastpunkt infolge der zusätzlichen Anregung der 15. EO.

Für den Fall, dass geometrische Variationen in die Leitbeschaufelung der dritten Stufe alternierend eingebracht sind, wird die Anwendung der Korrelation in Abb. 8.9b gezeigt. Es zeigt sich, dass die Korrelation aus Gl. 8.1 weiterhin gültig ist und alternierend eingebrachte geometrische Variationen stromaufwärts der fünften Stufe nahezu den gleichen linearen Zusammenhang besitzen. Die Steigung der Geraden weicht mit $b=0,28$ nur minimal ab. Allerdings weist die Beziehung mit $r=0,988$ eine stärkere lineare Abhängigkeit auf. Dies ist jedoch darauf zurückzuführen, dass weniger Variationen in die Leitbeschaufelung der dritten Stufe eingebracht werden konnten und somit die Streuung gering gehalten wird. Einen veränderten linearen Zusammenhang ergibt sich sobald eine geometrische Variation unmittelbar stromaufwärts der Laufreihe in die Leitbeschaufelung der fünften Stufe eingebracht wird. In Abb. 8.9b ist weiterhin eine starke lineare Abhängigkeit zwischen der normierten Schwingungsamplitude und dem Betrag der Leistungszahl für geometrische Variationen in Stufe 5 festzustellen. Allerdings liegt mit einem Korrelationskoeffizienten von $r=0,802$ und einem Parameter von $b=0,09$ ein anderer Zusammenhang der Korrelation vor. Die Steigung der Ausgleichsgeraden bzw. der Koeffizient b aus Gl. 8.1 erlaubt somit eine Zuordnung, ob die geometrische Variation sich in der gleichen Stufe oder in stromaufwärts liegenden Stufen befindet. Des Weiteren ist festzustellen, dass eine betragsmäßige Änderung der Leistungszahl größer 1% dabei einer Variation direkt vor der untersuchten Laufschaufelreihe zuzuordnen ist. Dahingegen folgen Änderungen kleiner 1% aus geometrischen Variationen in den Stufen stromaufwärts.

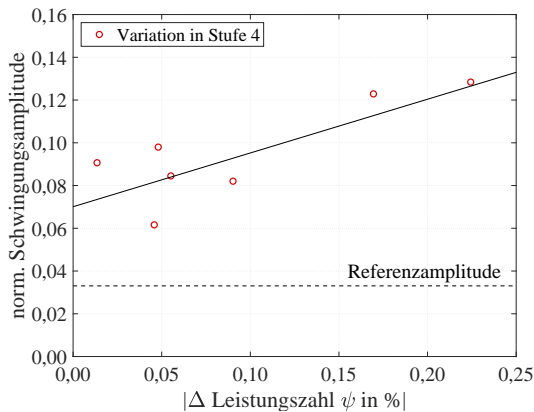
Gültigkeitsbereich der Korrelation

Der in Gl. 8.1 aufgestellte Zusammenhang zwischen der normierten Schwingungsamplitude und dem Betrag der Leistungszahländerung ist für den Nennlastpunkt für geometrische Variationen in mehreren Stufen erfolgreich bestätigt worden. Es ist jedoch festzustellen, dass die unmittelbar vor der untersuchten Laufschaufelreihe befindlichen geometrischen Variationen eine andere lineare Abhängigkeit gegenüber den geometrischen Variationen weiter stromaufwärts aufweisen. Zur Übertragung der Korrelation

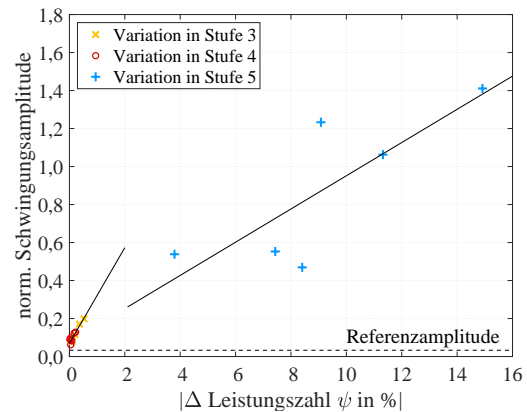
Tabelle 8.1: Korrelationskoeffizienten in BP3 für geometrische Variationen in verschiedenen Stufen unter Betrachtung der fünften Laufschaufel

Variationen in ...	Korrelationskoeffizient r	Steigung b	absolutes Glied a
Stufe 3	0,988	0,28	0,058
Stufe 4	0,811	0,25	0,072
Stufe 5	0,802	0,09	0,077

8 Einfluss geometrischer Variationen auf die Aeroelastik



(a) Verhältnis zwischen Schaufelschwingungsamplitude und der betraglichen Änderung der Leistungszahl von LA5 in BP3 in Abhängigkeit von geometrischen Variationen in Stufe 4



(b) Verhältnis zwischen Schaufelschwingungsamplitude und der betraglichen Änderung der Leistungszahl von LA5 in BP3 in Abhängigkeit von geometrischen Variationen in verschiedenen Stufen

Abbildung 8.9: Korrelation zwischen der Leistungszahl und der normierten Schwingungsamplitude in Abhängigkeit von geometrischen Variationen

aus Gl. 8.1 auf eine andere Axialturbine ist daher der Koeffizient b zunächst mittels mehreren numerischen Simulationen in Abhängigkeit von geometrischen Variationen zu bestimmen. Darüber hinaus ist die Gültigkeit dieser Korrelation zunächst nur für eine alternierende Anordnung gezeigt worden. Die Allgemeingültigkeit für verschiedene Anordnung gilt es in Zukunft zu verifizieren. Da in der Validierung der numerischen Simulationen die Konfiguration des Referenzfalls und einer Staffelungswinkelvariation in alternierender Anordnung in Stufe 4 betrachtet wurden, kann eine Validierung der Korrelation aufgrund einer zu geringen Datenbasis nicht vorgenommen werden. Eine Validierung der Leistungszahl und der normierten Schwingungsamplitude findet jedoch separiert in Abschn. 6.5.2 bzw. in Abschn. 8.1.2 statt. Der hier für den Nennlastpunkt dargestellte Zusammenhang wird in Abschn. 8.4.2 ebenfalls für weitere Betriebspunkte geprüft und dabei die Anregung verschiedener Eigenfrequenzen berücksichtigt.

Im Gegensatz zur Korrelation zwischen der normierten Schwingungsamplitude und der betraglichen Änderung der Leistungszahl verfolgt der in Abb. 8.10 gezeigte Ansatz einen anderen Weg zur Abschätzung der Schwingungsamplitude. In Abbildung 8.10 ist die Interpolation der normierten Schwingungsamplitude beispielhaft in Abhängigkeit vom Staffelungswinkel und der betraglichen Änderung der Leistungszahl dargestellt. Ist die Änderung des Staffelungswinkels bei alternierender Anordnung bekannt, z.B. durch Vermessung und Analyse einer Leitschaufel, lässt sich eine Abschätzung über die Schwingungsamplitude durch die Bestimmung der Änderung der Leistungszahl mit einer stationären Strömungssimulation für den gezeigten Betriebspunkt treffen. Dafür sind jedoch ebenfalls mehrere numerische Simulationen mit geometrischen Variationen in verschiedenen Stufen erforderlich, um die gezeigte Interpolation für die normierte Schwingungs-

amplitude in Abhängigkeit von einer geometrischen Variation und der betraglichen Leistungszahländerung durchführen zu können.

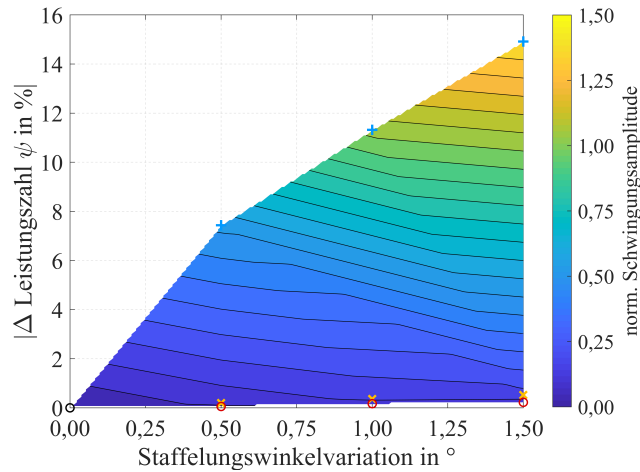


Abbildung 8.10: Interpolation der normierten Schwingungsamplitude in Abhängigkeit von der Staffelungswinkelvariation und betraglichen Änderung der Leistungszahl von LA5

8.4 Betriebspunktabhängiger Einfluss geometrischer Variationen

In diesem Abschnitt wird der betriebspunktabhängige Einfluss geometrischer Variationen auf die aerodynamische Schwingungsanregung und der Schaufelschwingungsamplitude herausgestellt. Dafür werden die Variationen, die am Nennlastpunkt zuvor den größten Einfluss zeigten, in den Teillastpunkten BP1 und BP2 genauer untersucht. Das ist zum einen die Staffelungswinkelvariation von $1,5^\circ$ und zum anderen die Profildickenvariation von $+3\%$. Für die Untersuchung des betriebspunktabhängigen Einflusses sind die Variationen ebenfalls alternierend in die Leitbeschaufelung der vierten Stufe eingebracht.

8.4.1 Aerodynamische Schwingungsanregung

Instationäre Oberflächendrücke

Die instationären Oberflächendrücke auf der fünften Laufschaufel in Abb. 8.11 zeigen den Einfluss der Staffelungswinkel- und Profildickenvariation bei alternierender Anordnung in der Leitreihe der vierten Stufe an den Betriebspunkten im Teillastbetrieb. Es kommt in beiden Teillastpunkten zu erhöhten Amplituden bei der halben BWF gegenüber dem Referenzfall infolge der alternierenden Anordnung der geometrischen Variationen. Die

8 Einfluss geometrischer Variationen auf die Aeroelastik

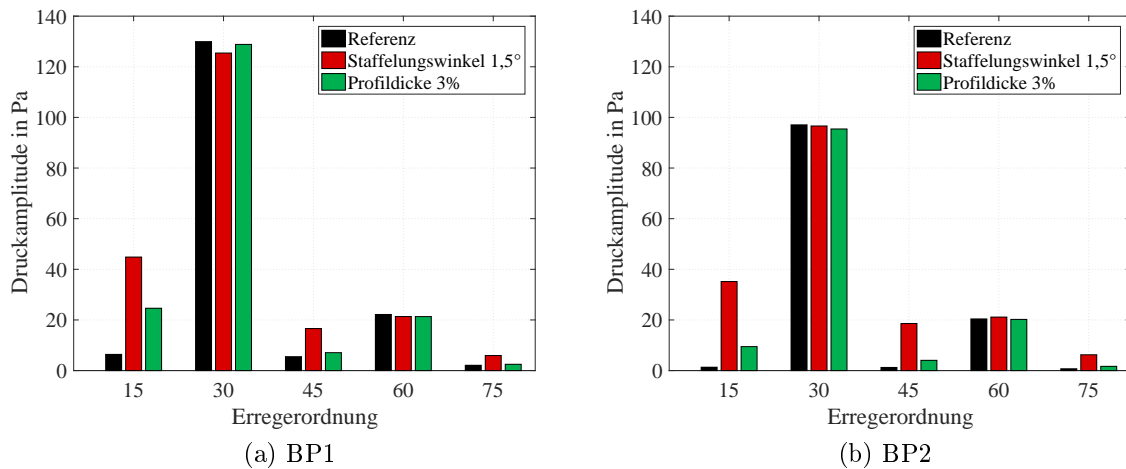


Abbildung 8.11: Einfluss geometrischer Variationen auf die Oberflächendrücke von LA5 in den Teillastpunkten BP1 und BP2

Staffelungswinkelvariation führt bei dieser Anregungsfrequenz zu einer 7-fachen Erhöhung der Druckamplitude. Gleichzeitig sinken die Druckamplituden auf der Laufschaufel bei der BWF gegenüber der Referenzkonfiguration. Im BP1 sinkt die Druckamplitude bei der Staffelungswinkelvariation um 3,5% und bei der Profildickenvariation um 0,8%. Der Betriebspunkt 2 zeigt ähnliche Tendenzen im Drucksignal. Dennoch ist in BP2 bei der BWF ein größerer Einfluss der Profildickenvariation gegenüber dem Staffelungswinkel im Vergleich zu den anderen Betriebspunkten festzustellen. Die Änderungen der Druckamplituden zeigen in allen Betriebspunkten die gleiche Tendenz, dass ein zusätzlicher Frequenzanteil durch die geometrischen Variationen in alternierender Anordnung verursacht wird. Allerdings sind die Druckamplituden in diesen Betriebspunkten, aufgrund der geringeren Belastung, deutlich geringer gegenüber den Druckamplituden in BP3. Dies resultiert in geringeren Druckschwankungen auf der Schaufeloberfläche.

Aerodynamische Arbeit (integrale Größe)

Zur weiteren Beurteilung der aerodynamischen Schwingungsanregung ist die aerodynamische Arbeit als integrale Größe und die Erregbarkeit der Laufschaufel in Abb. 8.12 dargestellt. Da im BP1 die BWF in Resonanz mit der ersten Eigenfrequenz ist, werden die beiden Parameter in diesem Betriebspunkt für die erste Eigenfrequenz bestimmt. Im BP1 reduziert sich die aerodynamische Arbeit gegenüber dem Referenzfall um 23,5% für die Staffelungswinkelvariation und für die Profildickenvariation um 7,4% (s. Abb. 8.12a). Die Senkung der aerodynamischen Arbeit geht mit der Senkung der Druckamplitude bei der BWF einher. Die alternierende Anordnung der geometrischen Variationen in Stufe 4 führt somit zu einer Reduzierung der Anregung in der Resonanzstelle durch die BWF. Im Betriebspunkt 2 befindet sich die halbe BWF nahe der Resonanz mit der ersten Eigenfrequenz und die BWF nahe der Resonanz mit der zweiten Eigenfrequenz. Zudem zeigen die geometrischen Variationen hinsichtlich der Oberflächendrücke einen si-

8.4 Betriebspunktabhängiger Einfluss geometrischer Variationen

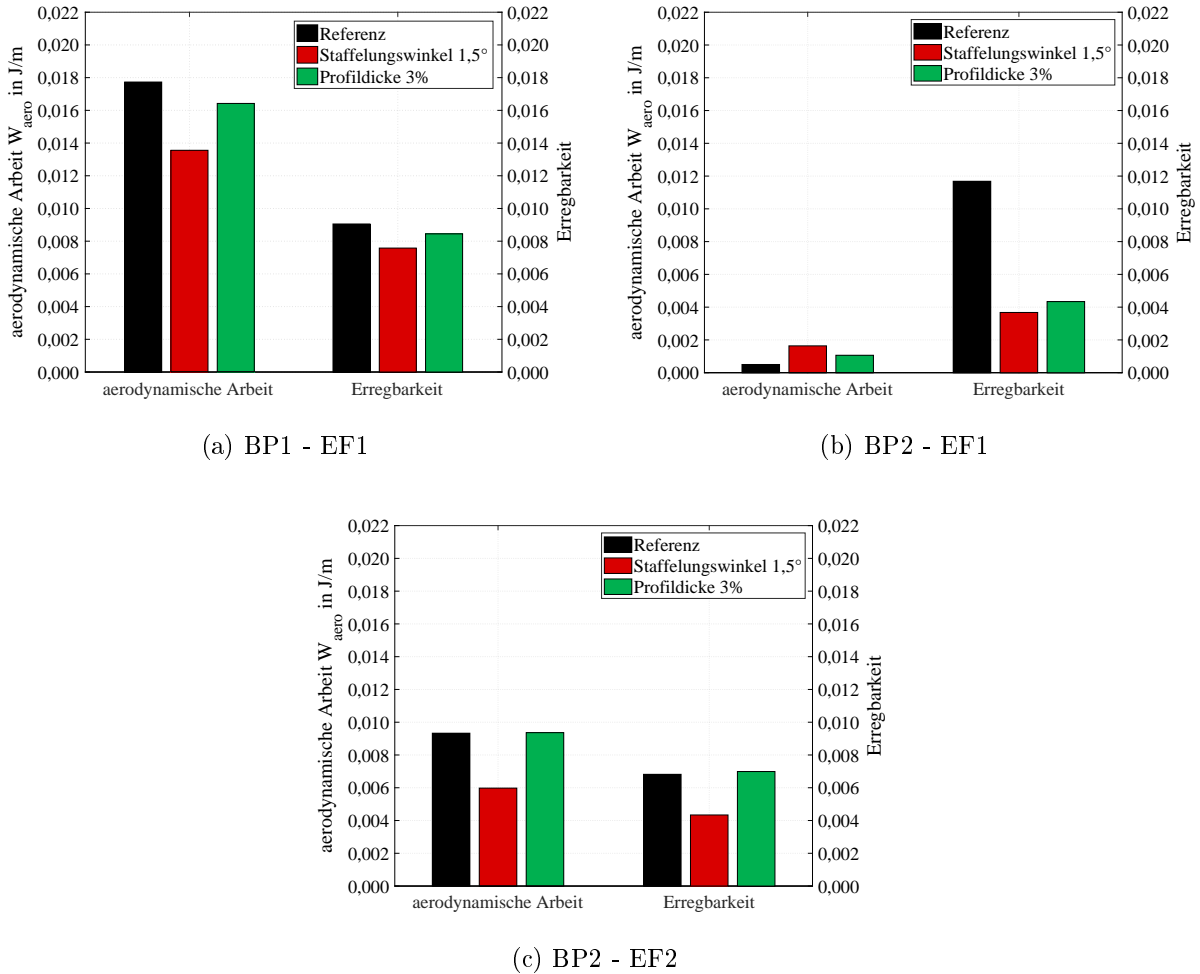


Abbildung 8.12: Einfluss geometrischer Variationen auf die aerodynamische Arbeit und die Erregbarkeit von LA5 in BP1 für die erste Eigenmode (a) und in BP2 für die erste und zweite Eigenmode (b, c)

gnifkanten Einfluss bei beiden Anregungsfrequenzen. Daher wird in dieser Betrachtung die Anregung beider Eigenfrequenzen berücksichtigt. Die Ergebnisse der instationären Druckamplituden spiegeln sich auch in den Ergebnissen der aerodynamischen Arbeit in Abb. 8.12b und in Abb. 8.12c wieder. Die alternierende Anordnung der Variationen in Stufe 4 verstärkt die Anregung der halben BWF und senkt die Anregung der BWF. Bei der Anregung der ersten Eigenfrequenz kommt es im Falle der Staffelungswinkelvariation zu einer Verstärkung der aerodynamischen Arbeit um den Faktor 3,3. Für die Profildickenvariation kommt es zu einer Verdoppelung der Druckerregung. Die Variationen verstärken die aerodynamische Schwingungsanregung der ersten Eigenfrequenz in diesem Betriebspunkt, aufgrund der zusätzlichen Anregung bei der halben BWF. Dahingegen erfolgt bei der Anregung der zweiten Eigenfrequenz eine Senkung der aerodynamischen Arbeit. Bei Anregung der zweiten Eigenfrequenz reduziert sich die aerodynamische Ar-

8 Einfluss geometrischer Variationen auf die Aeroelastik

beit infolge der Staffelungswinkelvariation um etwa 36%. Die Profildickenvariation von +3% bewirkt geringe Änderungen der aerodynamischen Arbeit der Erregbarkeit. Die aerodynamische Arbeit steigt bei Anregung der zweiten Eigenfrequenz um 0,4%, gleichzeitig erhöht sich die Erregbarkeit der Laufschaufel um 2,4%.

Instationäre Oberflächendrücke über die Sehnenlänge

Analog zu Betriebspunkt 3 sind in Abb. 8.13 die Druckamplituden über die Sehnenlänge auf 80% Schaufelhöhe dargestellt. Da im BP1 die BWF in Resonanz mit der ersten Eigenfrequenz ist, sind für diesen Teillastpunkt die Druckamplituden der BWF dargestellt. Im Betriebspunkt 2 ist aufgrund der veränderten Resonanzstelle der Einfluss der Variationen bei der halben BWF gezeigt. Die Druckamplituden der BWF sind dem Anhang zu entnehmen.

Auf der Saugseite der Laufschaufel im BP1 sind drei Maxima der Druckamplituden festzustellen, auf 10%, 50% und 90% der Sehnenlänge. Der qualitative Verlauf ist für die drei dargestellten Konfigurationen identisch, jedoch variiert das Druckniveau. Die Staffelungswinkelvariation zeigt die geringsten Druckamplituden bei dieser Anregungsfrequenz, wie es ebenso bei der Auswertung der instationären Oberflächendrücke und der aerodynamischen Arbeit festzustellen ist. Hingegen sind die Druckamplituden der Profildickenvariation minimal größer gegenüber dem Referenzfall. Diese Auffälligkeit ist jedoch nur lokal zu beobachten. Für die Staffelungswinkelvariation ist zu dem auf der Saugseite eine leichte Verschiebung der Maxima in Richtung Vorderkante zu verzeichnen.

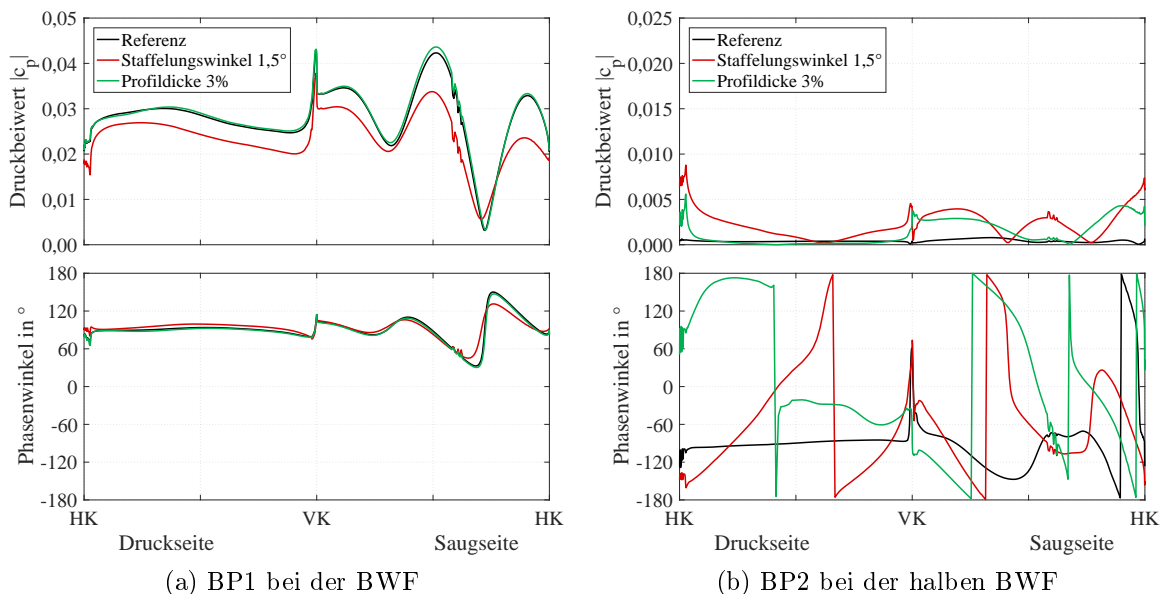


Abbildung 8.13: Einfluss geometrischer Variationen auf die Oberflächendrücke und den Phasengang von LA5 in der Resonanzstelle von BP1 und BP2 auf 80% Schaufelhöhe

Die geänderte Umlenkung führt somit zu einer Verschiebung des Kraftangriffspunktes in Richtung Vorderkante, was zu einer Minderung der Erregbarkeit der Eigenmode führt. Die Druckamplituden sind auf der Saugseite größer gegenüber denen auf der Druckseite, sodass daraus folgt, dass die Hauptanregung auf der Saugseite stattfindet. Der Phasenwinkel schwankt über die gesamte Sehnenlänge der Saugseite. Ein Anstieg des Phasenwinkels bedeutet, dass die Schwankung sich stromaufwärts ausbreitet und eine Senkung des Phasenwinkels geht mit einer Ausbreitung der Schwankung stromabwärts einher. Die Anregung der Eigenfrequenz erfolgt somit in diesem Betriebspunkt aus der Überlagerung von Potential- und Nachlaufeffekt. Allerdings sorgt die alternierende Anordnung der geometrischen Variationen für eine Abschwächung dieser Anregungsfrequenz.

Im zweiten Betriebspunkt sind bei halber BWF für die Staffelungswinkelvariation ebenfalls drei Maxima der Druckamplituden festzustellen, bei 10% und 55% Sehnenlänge sowie an der Hinterkante der Laufschaufel. Für die Profildickenvariation kommt es ausschließlich bei 10% und 95% zu maximalen Druckamplituden, die vom Druckniveau geringer sind als die der Staffelungswinkelvariation. Auf der Druckseite nehmen die Druckamplituden ab einer Sehnenlänge von 35% stromabwärts für alle Variationen kontinuierlich zu, liegen aber vom Druckniveau nicht oberhalb denen der Saugseite. Die Tendenzen aus den Oberflächendrücken und der aerodynamischen Arbeit spiegeln sich somit in diesem Drucksignal wieder. Anhand des Phasengangs ist festzustellen, dass die Druckamplituden stromabwärts wirken. Da sich sowohl der Nachlauf- als auch der Potentialeffekt stromabwärts ausbreiten, ist eine genaue Identifizierung des maßgeblichen Anregungseffektes mit dieser Darstellung nicht möglich. Allerdings wirkt der Potentialeffekt ausschließlich auf die unmittelbar umliegenden Schaufelreihen, sodass eine Anregung infolge einer geometrischen Variation aus einer stromaufwärts liegenden Stufe auf den Nachlaufeffekt zurückzuführen ist. Dies bestätigt die Darstellung der zeitlich aufgelösten Druckschwankungen bei der halben BWF in Abb. A.13, deren Ausbreitungsrichtung ausschließlich stromabwärts wirkt. Es zeigt sich somit, dass geometrische Variationen eingebracht in der vierten Stufe auch im Teillastbetrieb über mehrere Stufen einen Einfluss auf die aerodynamische Schwingungsanregung der fünften Laufschaufelreihe haben.

8.4.2 Schaufelschwingungen

Die aerodynamische Schwingungsanregung im Teillastbetrieb ist im vorherigen Abschnitt gezeigt. Die Auswirkungen der aerodynamischen Schwingungsanregung auf die Schwingungsamplitude der Laufschaufel wird in diesem Abschnitt analysiert. Zunächst werden die numerisch ermittelten Schwingungsamplituden dargestellt. In Abschn. 8.5 erfolgt die Validierung mit den experimentellen Ergebnissen. Die numerischen Amplituden sind mittels harmonischer Analyse im BP1 mit einem Dämpfungsverhältnis von $D = 0,0012$ und im BP2 mit $D = 0,0016$ berechnet.

Normierte Amplituden

In Abbildung 8.14 sind die numerisch ermittelten Schwingungsamplituden in den beiden Teillastbetriebspunkten dargestellt; im Betriebspunkt 1 für die Anregung der ersten und im Betriebspunkt 2 für die Anregung der ersten und zweiten Eigenfrequenz. Die

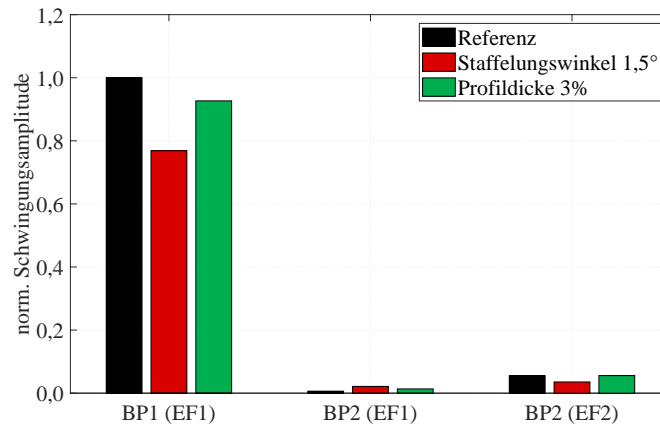


Abbildung 8.14: Numerisch ermittelte Schaufelschwingungsamplituden in BP1 für die erste Eigenmode und in BP2 für die erste und zweite Eigenmode

Schwingungsamplituden sind erneut normiert auf die Amplitude des Referenzfalls im BP1. Die geometrischen Variationen beeinflussen die Schwingungsamplitude der Eigenform im gleichem Maße wie die aerodynamische Arbeit der Laufschaufel. Die Stafflungswinkelvariation reduziert die Schwingungsamplitude im BP1 um 23,1% gegenüber der Referenzkonfiguration, die Profildickenvariation hingegen um 7,3%. Durch die alternierende Anordnung der Variationen in Stufe 4 wird die Anregung der Laufschaufel durch die BWF reduziert, folglich auch die Schwingungsamplitude. Im BP2 führen die geometrischen Variationen aufgrund der alternierenden Anordnung in Stufe 4 zu einer Erhöhung der Schwingungsamplitude bei Anregung der ersten Eigenfrequenz. Für die Änderung des Stafflungswinkels kommt es zu einer Erhöhung um den Faktor 3,4 und für die Profildickenänderung um den Faktor 2. Im Gegensatz dazu reduziert die Stafflungswinkelvariation die Schwingungsamplitude bei Anregung der zweiten Eigenfrequenz um 36%. Die Profildickenvariation um 3% bewirkt eine geringe Erhöhung der Schwingungsamplitude um 0,4%, was konsistent zu den Ergebnissen der aerodynamischen Arbeit aus Abschn. 8.4.1 ist.

Korrelation zwischen Leistungszahl und Schwingungsamplituden

Im Auslegungspunkt ist ein quasi linearer Zusammenhang zwischen der normierten Schwingungsamplitude und der betraglichen Änderung der Leistungszahl der fünften Laufschaufelreihe festzustellen. Der Zusammenhang zwischen der Schwingungsamplitude und der Änderung der Leistungszahl wird im Folgenden an den beiden Teillastpunkten analysiert und auf Allgemeingültigkeit geprüft (s. Abb. 8.15). Für den Auslegungspunkt konnte auf eine größere Datenbasis zurückgegriffen werden, sodass dort auch geometrische Variationen, die in die Leitbeschaufelung der fünften und dritten Stufe eingebracht worden sind, berücksichtigt wurden. Für beide Teillastpunkte stehen ausschließlich die Ergebnisse zur Verfügung, die von den geometrischen Variationen aus der vierten Leitreihe beeinflusst werden.

8.4 Betriebspunktabhängiger Einfluss geometrischer Variationen

Der Zusammenhang zwischen der Schwingungsamplitude und der Änderung der Leistungszahl im BP1 ist in Abb. 8.15a dargestellt. Es ist in diesem Betriebspunkt eine schwache lineare Abhängigkeit mit einem Korrelationskoeffizienten von $r = -0,54$ der beiden Größen festzustellen. Mit steigender betragslicher Änderung der Leistungszahl sinkt in diesem Fall die normierte Schwingungsamplitude. Wie bereits im Nennlastpunkt festgestellt, steigt das Drucksignal auf der Schaufeloberfläche bei der halben BWF linear mit der Änderung der Leistungszahl an, infolge der geometrischen Variationen in alternierender Anordnung. Durch eine steigende Erhöhung der Druckamplitude bei der halben BWF, sinkt gleichzeitig die Druckamplitude der BWF. Eine steigende betragsliche Änderung der Leistungszahl führt somit im BP1 zu einer sinkenden aerodynamischen Schwingungsanregung der ersten Eigenfrequenz und somit zu einer linear

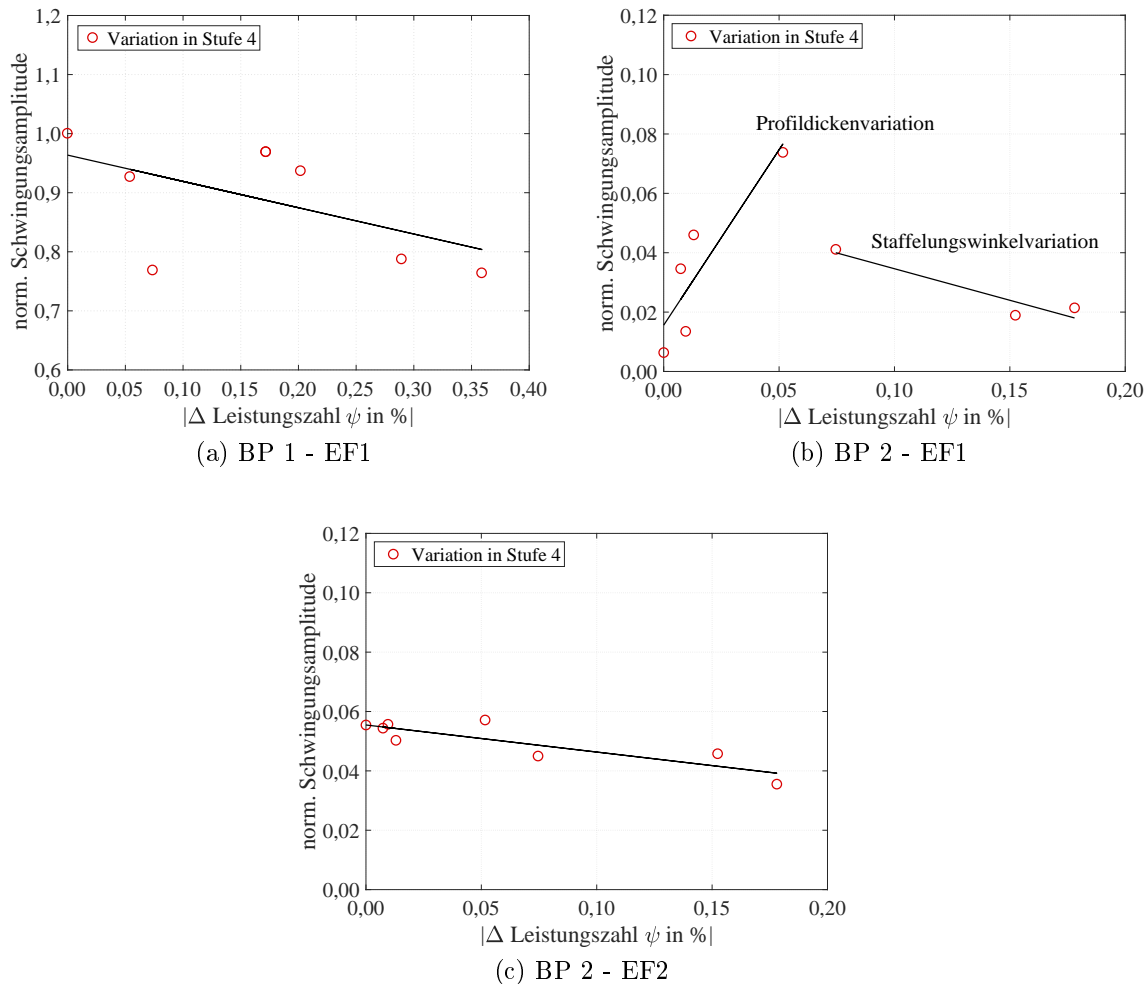


Abbildung 8.15: Verhältnis zwischen Schaufelschwingungsamplitude und der betragslichen Änderung der Leistungszahl von LA5 in BP1 für die erste Eigenmode (a) und in BP2 für die erste und zweite Eigenmode (b, c) in Abhängigkeit von geometrischen Variationen in Stufe 4

sinkenden Schwingungsamplitude. Der in Gl. 8.1 aufgestellte Zusammenhang zwischen der normierten Amplitude und dem Betrag der Leistungszahländerung gegenüber dem Referenzfall bestätigt sich somit auch im BP1. Im Gegensatz zum Nennlastpunkt ist der Zusammenhang mit einer negativen Steigung behaftet aufgrund einer verminderten Anregung durch die BWF.

In Abbildung 8.15b und 8.15c ist für den BP2 die Abhängigkeit von der Schwingungsamplitude bei Anregung der ersten bzw. zweiten Eigenfrequenz gegenüber der betraglichen Leistungszahländerung dargestellt. Bei Anregung der zweiten Eigenfrequenz reduziert sich die Schwingungsamplitude ebenfalls mit Erhöhung des Betrags der Leistungszahländerung. Es besteht eine starke lineare Abhängigkeit mit einem Korrelationskoeffizienten von $r = -0,84$. Wohingegen bei Anregung der ersten Eigenfrequenz kein expliziter Zusammenhang zwischen der Schwingungsamplitude und der Leistungszahl zu bestimmen ist. In Abb. 8.15b ist zunächst bis 0,05% Leistungszahländerung ein linearer Anstieg der Schwingungsamplitude zu verzeichnen. Die sich in diesem Bereich befindlichen geometrischen Variationen sind den Profildickenvariationen zuzuordnen. Anschließend kommt es jedoch zu einem Abfall der Schwingungsamplitude mit steigender betraglicher Leistungszahländerung. Dieser lineare Abfall ist den geometrischen Variationen der Staffelungswinkelvariation zuzuordnen. Die Unterschiede im Verlauf der normierten Schwingungsamplitude über die betragliche Leistungszahländerung ist mit einer unterschiedlichen Erregbarkeit der ersten Eigenfrequenz gegenüber der zweiten Eigenfrequenz zu begründen. Die erste Eigenmode entspricht einer Biegemode und besitzt ihre größten Auslenkungen an der Hinterkante der Schaufelspitze, wohingegen an der Vorderkante nahezu keine Auslenkungen auftreten. Die zweite Eigenmode entspricht einer Torsionsmode, deren Knotenlinie in der Mitte der Sehnenlänge liegt. Diese Mode besitzt sowohl Auslenkungen an der Vorder- als auch an der Hinterkante der Schaufel. Die Anregung der ersten Eigenfrequenz kann somit mit einer geringeren Kraft an der Hinterkante als an der Vorderkante erfolgen. Die zweite Eigenmode ist jedoch vor allem durch Kräfte an der Vorder- und Hinterkante erregbar. Darüber hinaus verschiebt sich durch ein geändertes Zu- und Abströmverhalten infolge einer geometrischen Variation der Kraftangriffspunkt auf der Schaufeloberfläche (s. Abb. A.11), sodass die aerodynamische Arbeit, die Erregbarkeit und dadurch die Schwingungsamplitude ebenfalls beeinflusst wird. Daher können Profildickenvariationen, im Vergleich zu BP3, eine höhere Erregbarkeit und eine höhere Schwingungsamplitude bewirken als manche Staffelungswinkelvariation, wie es in Abb. 8.15b zu sehen ist.

8.5 Validierung erzwungener Schwingungen

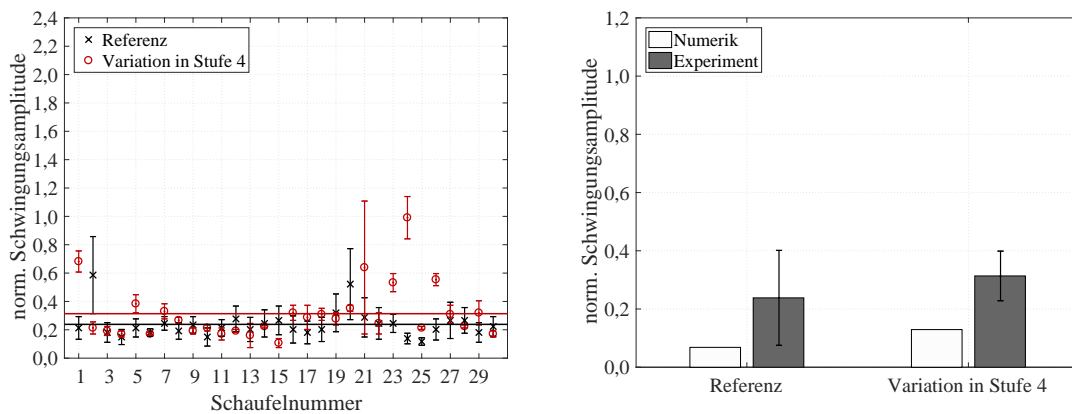
In diesem Abschnitt werden die Schwingungsamplituden aus den numerischen Simulationen mit den experimentell ermittelten Schwingungsamplituden der Laufschaufeln der fünften Stufe validiert. Die experimentellen Schwingungsamplituden werden mit dem optischen und berührungslosen Tip-Timing System aus Kap. 5.1.2 bestimmt. Zur Validierung des Einflusses geometrischer Variationen über mehrere Stufen wird neben dem Referenzfall, die Konfiguration mit alternierenden Leitschaufeln des Staffelungswinkels

von $1,5^\circ$ in der vierten Stufe herangezogen. Eine geometrische Variation direkt vor der untersuchten Laufschaufel ist bereits in Aschenbruck und Seume (2015) validiert.

Nennlastpunkt (BP3)

In Abbildung 8.16a sind die Schwingungsamplituden jeder einzelnen Laufschaufel dargestellt, normiert auf die Schwingungsamplitude des Referenzfalls in BP1. Die Messunsicherheit für jeden Messpunkt ergibt sich aus der Messunsicherheit der Instrumentierung und der Unsicherheit durch die LSMF-Methode mit der die Messsignale analysiert werden. Die Schwingungsamplituden sind bei transienter Drehzahl durch die Drehzahl des BP3 aufgenommen. Dabei ist der Massenstrom für konstante aerodynamische Eintrittsbedingungen geregelt (s. Abschn. 6.5). Da in diesem Betriebspunkt ein potentieller Resonanzfall vorliegt, ist keine stationäre Aufnahme der Schwingungsamplituden aufgenommen worden. Die Abbildung zeigt deutlich die Verstimmung der einzelnen Schaufeln infolge des Mistunings. Daraus folgt, dass einzelne Schaufeln höhere Schwingungsamplituden aufweisen können als andere. Im Mittel liegt die normierte Schwingungsamplitude des Referenzfalls bei 0,24. Infolge der geometrischen Variation in Stufe 4 kommt es zu einer Erhöhung der Schwingungsamplituden auf 0,31. Es liegt somit eine Überhöhung der Amplitude um 30% gegenüber dem Referenzfall für die zweite Eigenmode der fünften Laufschaufel am Nennlastpunkt vor.

Der Vergleich zwischen den numerischen und experimentell ermittelten Schwingungsamplituden sind in Abb. 8.16b dargestellt. Die experimentelle Schwingungsamplitude ist die über alle Laufschaufeln gemittelte Amplitude. Die Fehlerbalken der experimentellen Ergebnisse entsprechen einem 95%-igen Konfidenzintervall. Die numerischen Schwingungsamplituden zeigen die gleiche Tendenzen hinsichtlich der Überhöhung der Amplitude



(a) Experimentelle Schaufelschwingungsamplituden jeder einzelnen Laufschaufel nach Hauptmann und Seume (2018) (b) Numerisch und experimentell ermittelte Schwingungsamplituden

Abbildung 8.16: Vergleich zwischen numerischen und experimentell erfassten Schaufelschwingungsamplituden in BP3; Fehlerbalken im 95% Konfidenzintervall

wie die experimentellen Amplituden. Allerdings sind Differenzen zwischen Numerik und Experiment erkennbar. Für den Referenzfall befinden sich die numerischen Schwingungsamplituden im unteren Bereich der Messunsicherheit der experimentellen Amplituden. Die geringeren Schwingungsamplituden des Referenzfalls sind auf die geringe aerodynamische Anregung zurückzuführen und darauf, dass sich in diesem Betriebspunkt für diese Konfiguration die Laufschaufeln nicht in Resonanz mit der BWF befinden. Die Anregung durch die halbe BWF ist für den Referenzfall vernachlässigbar. Der Unterschied zwischen Numerik und Experiment ist jeweils darauf zurückzuführen, dass in den Simulationen nur geringe Druckschwankungen mit einem Frequenzanteil der halben BWF auftreten, die zur Anregung der zweiten Eigenmode führen. Allerdings tritt während den Messungen ein breitbandiges Anregungsspektrum auf, welches auch zur Anregung der zweiten Eigenmode führen kann und zu einer Erhöhung der Amplitude führt. Es ist zwar ein Unterschied zwischen Numerik und Experiment erkennbar, dennoch ist für Numerik und Experiment eine Erhöhung der Schwingungsamplitude infolge einer geometrischen Variation aus vorherigen Stufen bestimmbar. Daraus folgt, dass trotz der Unterschiede zwischen Numerik und Experiment eine Überhöhung der Schwingungsamplitude infolge einer geometrischen Variation in den Stufen vor der untersuchten Laufschaufelreihe mit der unidirektionalen FSK gut vorhergesagt wird.

Teillastpunkte (BP1 und BP2)

Die Validierung der numerisch ermittelten Schwingungsamplituden mit den experimentellen Ergebnissen des Tip-Timing Systems ist für die Teillastpunkte in Abb. 8.17 gezeigt. Die Schwingungsamplituden sind normiert auf die Schwingungsamplitude des Referenzfalls im BP1 jeweils für Numerik und Experiment. Die experimentellen Schwingungsamplituden sind die über alle Laufschaufeln gemittelten Schwingungsamplituden. Die Fehlerbalken entsprechen einem 95%-igen Konfidenzintervall. Als geometrische Variation ist die Staffelungswinkelvariation von $1,5^\circ$ in alternierender Anordnung in die Leitbeschaukelung der vierten Stufe eingebracht und experimentell erfasst worden.

Der Vergleich zwischen den numerischen und experimentellen Ergebnissen im Betriebspunkt 1 in Abb. 8.17a zeigt eine gute Übereinstimmung der Validierung der numerischen Simulationen. Die Staffelungswinkelvariation in Stufe 4 führt zu einer Reduzierung der Schwingungsamplitude in der Numerik um 23% und im Experiment um 20%. Die Abschwächung der aerodynamischen Schwingungsanregung infolge der BWF durch das Einbringen einer geometrischen Variation in alternierender Anordnung lässt sich somit experimentell verifizieren.

Im Betriebspunkt 2 befindet sich innerhalb weniger Umdrehungen sowohl die Resonanzstelle mit der halben BWF und der ersten Eigenfrequenz, als auch eine Resonanzstelle mit der BWF und der zweiten Eigenfrequenz. Die Auswertung der experimentellen Schwingungsamplituden mittels der Methode der kleinsten Fehlerquadrate ergab, dass die Schaufeln mit der zweiten Eigenfrequenz antworten. Daher werden in Abbildung 8.17b die numerischen Schwingungsamplituden für die Anregung der zweiten Eigenfrequenz zur Validierung herangezogen. In Abbildung 8.17b reduziert die Staffelungswinkelvariation die Schwingungsamplitude sowohl in der Numerik als auch im Experiment. Die Variation senkt die numerisch berechnete Amplitude um 36% gegenüber dem Referenzfall.

renzfall, im Experiment hingegen um 59%. Wie bereits im Betriebspunkt 3 zu erkennen war, sind auch hier Abweichungen zwischen der Numerik und dem Experiment zu verzeichnen. Ein Grund für den Unterschied zwischen den numerischen und experimentellen Ergebnissen ist auf die Verstimmung der Laufschaufeln zurückzuführen. Die Resonanzstellen der Laufschaufeln befinden sich bei minimal abweichenden Drehzahlen, sodass es dazu kommt, dass die Laufschaufeln in diesem Betriebspunkt unterschiedlich antworten. Darüber hinaus stellt die Bestimmung der Dämpfung für die numerischen Simulationen eine weitere Unsicherheit dar, woraus ebenfalls eine Abweichung der Amplitude resultiert. Außerdem kommt es im Experiment zu einem breitbandigen Anregungsspektrum, welches in den numerischen Simulationen nicht berücksichtigt wird, wie beispielsweise die Nachläufe durch die Stützstreben im Einlauf oder Spalte in der Turbine, die nicht mit modelliert werden. Dies kann zu einer höheren Belastung und einer höheren Amplitude der Schaufeln führen. Dennoch lässt sich der Einfluss der geometrischen Variation auch nach einer Stufe in der Senkung der Schwingungsamplitude gegenüber dem Referenzfall bestimmen.

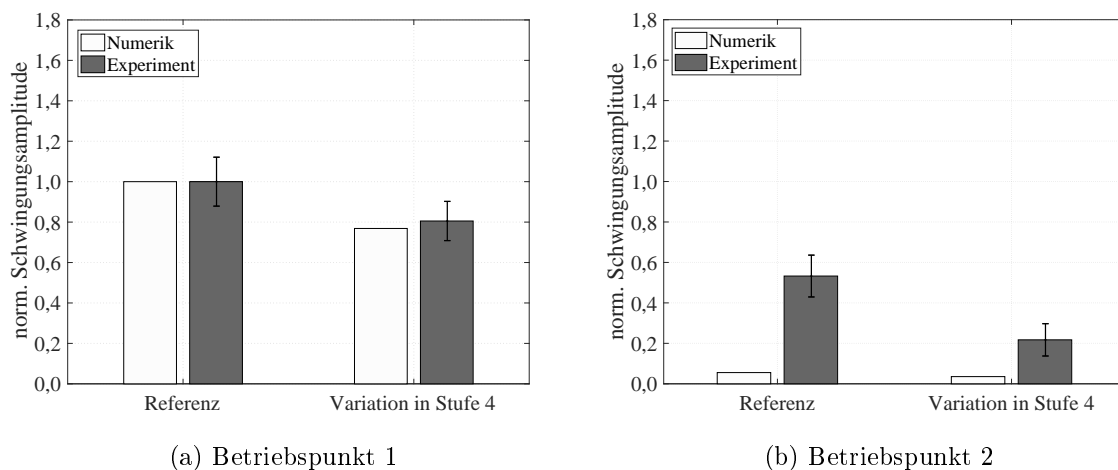


Abbildung 8.17: Vergleich zwischen numerischen und experimentell erfassten Schaufel-schwingungsamplituden; Fehlerbalken im 95% Konfidenzintervall

8.6 Zusammenfassung

Aus diesem Kapitel folgt, dass geometrische Variationen auch nach mehreren Stufen einen signifikanten Einfluss auf die aerodynamische Schwingungsanregung und der Schwingungsantwort von Turbinenschaufeln haben. Die Stärke der aerodynamischen Schwingungsanregung ist abhängig von der Art und Größe der Variation, dem Betriebspunkt und der angeregten Eigenmode.

Die Ergebnisse der aerodynamischen Schwingungsanregung gehen einher mit den Beobachtungen aus dem aerodynamischen Verhalten der Turbine. Die erstmalige Quantifizierung des Einflusses geometrischer Variationen auf die aerodynamische Schwingungsan-

regung stromabwärts liegender Schaufelreihen zeigt auf, dass der Einfluss nicht zwangsläufig von Stufe zu Stufe geringer wird. Eine Erhöhung der betragsmäßigen Änderung der Leistungszahl führt zu einer Verstärkung der aerodynamischen Schwingungsanregung und der Schwingungsamplitude gegenüber dem Referenzfall. Eine zwischengelagerte Stufe kann jedoch den Einfluss einer geometrischen Variation auf die Schwingungsamplitude um bis zu den Faktor 10 reduzieren.

Darüber hinaus zeigt sich über mehrere Stufen ein betriebspunktabhängiger Einfluss geometrischer Variationen auf die Schwingungsanregung und der Schwingungsamplitude. Dabei ist insbesondere die Betrachtung der jeweiligen angeregten Eigenmode entscheidend. Durch die alternierende Anordnung der geometrischen Variationen wird mit der halben BWF ein zusätzlicher Frequenzanteil in die Anregung eingebracht. Dadurch reduziert sich gleichzeitig die Anregung der BWF. Bei Betrachtung einer Eigenmode, angeregt durch die BWF, verringert sich somit die maximale Auslenkung der Schaufel. Da hingegen verstärkt sich die Schwingungsamplitude für die Eigenmode, die durch die halbe BWF angeregt wird. Maßgeblich dafür ist unter anderem die Lastverschiebung auf der Laufschaufel, die durch eine steigende Umlenkung der Strömung infolge einer geometrischen Variation beeinflusst wird.

Zur Abschätzung der Schwingungsamplitude ist eine Korrelation der Schwingungsamplitude in Abhängigkeit von der betraglichen Änderung der Leistungszahl bestimmt worden. Der Gültigkeitsbereich dieser Korrelation wurde für drei Betriebspunkte unter Annahme einer alternierenden Anordnung geometrischer Variationen gezeigt. Die Allgemeingültigkeit dieser Korrelation ist für weitere Anordnungen zu verifizieren. Die für die Korrelation erforderlichen Koeffizienten sind mit numerischen Simulationen zunächst empirisch zu ermitteln. Sind die erforderlichen Koeffizienten jedoch einmal aufgestellt, kann bei bekannter Änderung der Leistungszahl die Schwingungsamplitude abgeschätzt werden.

9 Schlussfolgerungen und Ausblick

9.1 Schlussfolgerungen

Die Aerodynamik einer Axialturbine wird durch das Einbringen typischer regenerations- und verschleißbedingter Varianzen in der Schaufelgeometrie der Leitbeschaufelung signifikant beeinflusst. Innerhalb einer Stufe bewirkt eine geometrische Variation in alternierender Anordnung eine Verschiebung des Nachlaufs in Umfangsrichtung und einen Anstieg des Impulsdefizites gegenüber dem Auslegungsfall. Die Verschiebung des Nachlaufs resultiert aus einer Minderumlenkung der Strömung infolge der geometrischen Variation, wodurch jedoch gleichzeitig die Hinterkantenverluste und das Impulsdefizit steigen. Der Einfluss der geometrischen Variationen pflanzt sich anschließend fort und beeinflusst die An- und Abströmung stromabwärts liegender Stufen. Eine Erhöhung einer geometrischen Variation führt zwar zu keiner Verschiebung des Nachlaufs eine Stufe stromabwärts, reduziert jedoch das Impulsdefizit um bis zu 0,2%. Der Unterschied des Impulsdefizits zwischen den benachbarten Nachläufen beträgt dabei stromabwärts bis zu 0,12%.

Die Änderung des Nachlaufs wirkt sich ebenso stufen-übergreifend auf die Leistungs- und Durchflusszahl der jeweiligen Stufen aus. Bei Beobachtung einer Mehrumlenkung infolge einer geometrischen Variation erhöht sich die Leistungszahl einer Stufe und verstärkt den Arbeitsumsatz. Eine Erhöhung der Durchflusszahl hat durch die schnellere Ausbreitung einen höheren zeitlichen Druckgradienten zur Folge, wodurch mehr Totalenthalpie umgesetzt wird und die aerodynamische Belastung steigt. Diese Erkenntnisse beruhen ebenfalls auf den veränderten An- und Abströmverhältnissen infolge geometrischer Variationen. Eine geometrische Variation bewirkt somit eine Erhöhung der Leistungszahl und damit der aerodynamischen Belastung auf eine stromabwärts liegende Stufe um bis zu 0,53% gegenüber dem Auslegungsfall. Darüber hinaus besteht eine starke lineare Abhängigkeit zwischen der Änderung der Leistungs- und der Durchflusszahl in Abhängigkeit von den geometrischen Variationen. Die Steigung dieses linearen Zusammenhangs identifiziert in welcher Stufe sich eine geometrische Variation befindet.

Der Einfluss geometrischer Variationen auf das aerodynamische Verhalten der Turbinenstufen resultiert in einer signifikanten Änderung der aerodynamischen Anregung. Die alternierende Anordnung der Variationen führt dazu, dass mit der halben Blattwechsel- frequenz ein Frequenzanteil eingebracht wird, welcher in einer zusätzlichen Anregung der letzten Laufschaufelreihe der Axialturbine resultiert. Im Fall einer zwischengelager- ten Stufe zwischen modifizierter und analysierter Schaufelreihe führt diese Anregungs- frequenz zu einer verstärkten Anregung der Laufschaufel und zu einem Anstieg der Schwingungsamplitude um bis zu das 4-fache gegenüber dem Referenzfall. Somit redu-

9 Schlussfolgerungen und Ausblick

ziert sich bei Wahl der gleichen geometrischen Variation durch eine zwischengelagerte Stufe die Schwingungsamplitude der analysierten Laufschaufelreihe um bis zu den Faktor 10, gegenüber dem Fall wenn sich die modifizierte Leitreihe unmittelbar vor der untersuchten Laufschaufelreihe befindet. Die erstmalige Quantifizierung des Einflusses geometrischer Variationen auf die aerodynamische Schwingungsanregung stromabwärts liegender Schaufelreihen zeigt jedoch auf, dass der Einfluss nicht zwangsläufig von Stufe zu Stufe geringer wird. Für die Anregung stromabwärts liegender Stufen konnte als Hauptanregungsmechanismus die Nachlaufenregung identifiziert werden, welche sich stromabwärts fortpflanzt und die letzte Laufschaufelreihe zu Schwingungen anregt. Der Potentialeffekt spielt bei der stufen-übergreifenden Anregung stromabwärts liegender Laufschaufelreihen keine Rolle.

Neben der Art und Größe der Variation ist die Stärke der aerodynamischen Schwingungsanregung abhängig von dem Betriebspunkt und der angeregten Eigenmode. So ist im Teillastbetrieb der untersuchten Axialturbine sowohl numerisch als auch experimentell eine Senkung der Schwingungsamplitude gegenüber dem Referenzfall festzustellen. Im Betriebspunkt 1 erfolgt eine Senkung um bis zu 23% und im Betriebspunkt 2 eine Senkung um bis zu 36%. Dabei ist insbesondere die Betrachtung der jeweiligen angeregten Eigenmode entscheidend. Durch die alternierende Anordnung der geometrischen Variationen wird mit der halben Blattwechselfrequenz ein zusätzlicher Frequenzanteil in die Anregung eingebracht. Dadurch reduziert sich gleichzeitig die Anregung der Blattwechselfrequenz. Bei Betrachtung einer Eigenmode, angeregt durch die Blattwechselfrequenz, verringert sich somit auch die maximale Auslenkung der Schaufel.

Letztlich zeigt die normierte Schwingungsamplitude in Abhängigkeit von den geometrischen Variationen eine starke lineare Abhängigkeit von der betraglichen Leistungszahländerung. Die für die Korrelation erforderlichen Koeffizienten sind mit numerischen Simulationen zunächst empirisch zu ermitteln. Sind die erforderlichen Koeffizienten jedoch einmal aufgestellt, kann bei bekannter Änderung der Leistungszahl die Schwingungsamplitude ohne zusätzlichen Rechenaufwand abgeschätzt werden. Die Korrelation dieses linearen Zusammenhangs ist für alle drei untersuchten Betriebspunkte unter Annahme einer alternierenden Anordnung von geometrischen Variationen in einer Leitreihe bestätigt worden. Die Allgemeingültigkeit für verschiedene Anordnungen gilt es in Zukunft zu verifizieren. Dieser lineare Zusammenhang stellt ein nützliches Instrument für die Planung der Regeneration dar. Es bietet die Möglichkeit eine Abschätzung der Schwingungsamplitude verschiedener Betriebspunkte durchzuführen und die Anordnung der Leitschaufeln mit geometrischen Variationen so zu wählen, dass durch die Wahl einer geeigneten Anordnung sogar die Schwingungsamplituden infolge erzwungener Schwingungen reduziert werden.

Die Ergebnisse zeigen somit stufen-übergreifend signifikante Änderungen im aerodynamischen Verhalten der Turbinenstufen und der Anregung erzwungener Schwingungen stromabwärts liegender Laufschaufeln in Abhängigkeit von geometrischen Variationen. Darüber hinaus ist der Einfluss geometrischer Variationen auf aerodynamische Kenn-

größen der Turbine sowie auf die aerodynamische Anregung erstmals über mehrere Stufen quantifiziert worden. Die Hypothese, dass die Änderung des Schwingungsverhaltens durch den Regenerationsprozess bei der Planung der Regeneration auch stufenübergreifend so abgeschätzt werden kann, dass kritische Schwingungszustände infolge der Regeneration vermieden werden, konnte durch diese Arbeit somit bestätigt werden.

9.2 Ausblick

Zum Aufstellen der Korrelation zwischen der Schwingungsamplitude und der Leistungszahländerung ist es für die Abschätzung des Schwingungszustands zunächst erforderlich die Schwingungsamplitude in Abhängigkeit von zahlreichen geometrischen Varianzen numerisch zu berechnen. Dafür sollte in Zukunft auf die unidirektionale FSK im Frequenzbereich mit einer zeitlinearisierten Methode zurückgegriffen werden. Diese Methode ist in Hauptmann et al. (2018) beschrieben und mit der in dieser Arbeit vorgestellten Methode der unidirektionalen FSK verglichen. Diese Methode bietet den Vorteil, dass der Rechenaufwand deutlich reduziert wird und ein größerer Parameterbereich zur Herleitung der Korrelation berechnet werden kann. Darüber hinaus wird mit dieser Methode die aerodynamische Dämpfung numerisch bestimmt, wodurch die Unsicherheit in der Dämpfungsbestimmung reduziert wird. Allerdings ist diese Methode zu erweitern, um die Anregung infolge mehrerer Anregungsfrequenzen zu bestimmen, wie sie infolge geometrischer Varianzen auftreten können.

Darüber hinaus wird aktuell in der dritten Förderperiode des SFB 871 ein parametrisiertes Modell der Beschau felung erstellt, welches ermöglichen soll nicht nur diskrete geometrische Varianzen, sondern auch kombinierte Schaufelparameter in einer großen Anzahl zu untersuchen. Mittels eines probabilistischen Ansatz wäre es somit möglich ein genaueres Modell zu erstellen und eine schnelle Vorhersage der Schwingungsanregung in Abhängigkeit von geometrischen Varianzen zu erzielen. Die experimentelle Validierung weiterer Konfigurationen, wie das Einbringen einer geometrischen Varianz in Stufe 3 könnte ebenso Teil zukünftiger Arbeiten sein, um eine breitere experimentelle Basis zu schaffen.

Neben dem Einfluss geometrischer Varianzen in der Beschau felung ist der Einfluss modulübergreifender Störungen zu berücksichtigen. Solche modulübergreifende Störungen ergeben sich meist aus thermischen Strähnen. Thermische Strähnen verstärken die Ungleichverteilung der Temperatur in der Turbine. Des Weiteren können sich kalte Strähnen aufgrund ihres Dichteunterschiedes durch eine mehrstufige Turbine fortpflanzen und stromabwärts liegende Laufschaufeln ebenfalls zu Schwingungen anregen. Dieser Thematik wird sich ebenfalls in der aktuellen Förderperiode des SFB 871 gewidmet.

9 Schlussfolgerungen und Ausblick

Literaturverzeichnis

- Adamczuk, R. und Seume, J. (2012): Time Resolved Full-Annulus Computations of a Turbine with Inhomogeneous Inlet Conditions. In: International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems, Band 4(2):S. 7.
- Andersson, C.; Grasbon, P. und Merchant, S. (2010): Vibrations of the LH2 Turbine Rotor during the Vinci Engine Test Tip Timing Measurements and Predictions. In: Proceedings of the ASME Turbo Expo, June 14-18 2010, Glasgow, UK, GT2010-23413.
- Aschenbruck, J. (2019): Durch regenerationsbedingte Varianz erzwungener Schwingungen von Turbinenschaufeln. In: Dissertation, Fakultät für Maschinenbau Leibniz Universität Hannover.
- Aschenbruck, J.; Hauptmann, T. und Seume, J. (2015): Influence of a Multi-Hole Pressure Probe on the Flow Field in Axial-Turbines. In: Proceedings of 11th European Turbomachinery Conference, March 23-27 2015, Madrid, Spain.
- Aschenbruck, J.; Meinzer, C.; Pohle, L.; Panning-von Scheidt, L. und Seume, J. (2013a): Regeneration-induced Forced Response in Axial Turbines. In: Proceedings of ASME Turbo Expo, June 3-7 2013, San Antonio, Texas, USA, GT2013-95431.
- Aschenbruck, J.; Meinzer, C. und Seume, J. (2013b): Influence of Regeneration-induced Variances of Stator Vanes on the Vibration Behaviour of Rotor Blades in Axial Turbines. In: Proceedings of 10th European Turbomachinery Conference, 15-19 April 2013, Lappeenranta, Finland.
- Aschenbruck, J. und Seume, J. (2015): Experimentally Verified Study of Regeneration-Induced Forced Response in Axial Turbines. In: Journal of Turbomachinery, Band 137(3):S. 031006. doi:10.1115/1.4028350.
- Bammert, K. und Sandstede, H. (1976): Influence of Manufacturing Tolerances and Surface Roughness of Blades on the Performance of Turbines. In: Journal of Engineering for Power, Band 98(1):S. 29–36.
- Besem, F.; Kielb, R.; Galpin, P.; Zori, L. und Key, N. (2016): Mistuned Forced Response Predictions of an Embedded Rotor in a Multistage Compressor. In: Journal of Turbomachinery, Band 138(6).
- Biester, M. H.-O. (2016): Ausmischverluste und instationärer Arbeitsumsatz in Turbinen. In: Dissertation, Fakultät für Maschinenbau der Universität Hannover.

- Biester, M. H.-O.; Gündogdu, Y. und Seume, J. (2013): Clocking Effects on Surface-Pressure Fluctuations for Variable Axial-Gaps. In: 21st AIAA Computational Fluid Dynamics Conference, 24-27 June 2013, San Diego, USA, AIAA-2013-2955.
- Bittner, S.; Keller, C.; Meinzer, C. und Seume, J. (2018): Experimental Validation of a Forced Response Analysis Using a Time-Linearized Method. In: AIAA/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, AIAA SciTech Forum, 8-12 January 2018, Kissimmee, Florida, USA, AIAA 2018-0952. doi:10.2514/6.2018-0461.
- Bleeg, J.; Yang, M.-T. und J.A., E. (2008): Aeroelastic Analysis of Rotors with Flexible Disks and Alternate Blade Mistuning. In: Journal of Turbomachinery, Band 131(1):S. 011011–9. doi:10.1115/1.2812957.
- Bréard, C.; Green, J. und Imregun, M. (2003): Low-Engine-Order Excitation Mechanisms in Axial-Flow Turbomachinery. In: Journal of Propulsion and Power, Band 2003(19):S. 704–712.
- Bräunling, W. J. G. (Hg.) (2009): Flugzeugtriebwerke. Springer-Verlag Dordrecht Heidelberg London New York, Dordrecht Heidelberg London New York. ISBN 978-3-540-76368-0. doi:10.1007/978-3-540-76370-3.
- Campobasso, M. und Giles, M. (2000): Analysis of the Effect of Mistuning on Turbomachinery Aeroelasticity. In: Proceedings of the 9th International Symposium on Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics and Aeroelasticity of Turbomachines (ISUAAAT 2000), Lyon, France.
- Capece, V.; Manwaring, S. und Fleeter, S. (1986): Unsteady blade row interactions in a multistage compressor. In: Journal of Propulsion and Power, Band 2(2).
- Dean, R. C. (1957): On the necessity of unsteady flow in fluid machines. In: Journal of Basic Engineering, Band 81:S. 24–28.
- Di Mare, L.; Imregun, M.; Smith, A. und Elliott, R. (2007): A Numerical Study of High Pressure Turbine Forced Response in the Presence of Damaged Nozzle Guide Vanes. In: Aeronautical Journal, Band 111:S. 751–757.
- Eck, B. (Hg.) (1954): Technische Strömungslehre. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin Heidelberg. ISBN 978-3-662-05457-4. doi:10.1007/978-3-662-05502-1.
- Ernst, B.; Seume, J. und Herbst, F. (2016): Probabilistic CFD-Analysis of Regeneration-Induced Geometry Variances in a Low-Pressure Turbine. In: 52nd AIAA/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference 2016, AIAA Propulsion and Energy Forum, 25-27 July 2016, Salt Lake City, Utah, USA, AIAA 2016-4555. doi:10.2514/6.2016-4555.
- Feiner, D. und Griffin, J. (2004): Mistuning Identification of Bladed Disks Using a Fundamental Mistuning Model - Part I: Theory. In: Journal of Turbomachinery, Band 126(1). doi:10.1115/1.1643914.

- Ferziger, J. H. und Peric, M. (Hg.) (2008): Numerische Strömungsmechanik. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin Heidelberg. ISBN 978-3-540-67586-0. doi:10.1007/978-3-540-68228-8.
- Fioriti, M.; Vercella, V. und Viola, N. (2018): Cost-Estimating Model for Aircraft Maintenance. In: Journal of Aircraft. doi:10.2514/1.C034664.
- Freund, O. (2015): Akustische Anregung von Schaufelschwingungen in Turbomaschinen. In: Dissertation, Fakultät für Maschinenbau der Universität Hannover.
- Freund, O.; Montgomery, M.; Mittelbach, M. und Seume, J. (2014): Non-contact test set-up for aeroelasticity in a rotating turbomachine combining a novel acoustic excitation system with tip-timing. In: Measurement Science and Technology, Band 25(3):S. 035008.
- Försching, H. W. (Hg.) (1974): Grundlagen der Aeroelastik. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, Berlin Heidelberg New York. ISBN 978-3-642-48286-1. doi: 10.1007/978-3-642-48285-4.
- Gezork, T.; Mayorca, M.; Groth, P.; Vogt, D. und Fransson, T. (2014): Influence of Tip Shroud Cavity Detailing on Turbine Blade Forcing Calculations. In: Proceedings of ASME Turbo Expo, June 16-20, Düsseldorf, Germany, GT2014-26724.
- Giles, M. (1991): UNSFLO: A Numerical Method for the Calculation of Unsteady Flow in Turbomachinery. In: GTI Report, Nr. 205.
- Glodic, N.; Vogt, D. und Fransson, T. (2011): Experimental and Numerical Investigation of Mistuned Aerodynamic Influence Coefficients in an Oscillating Plate. In: Proceedings of ASME Turbo Expo, June 6-10 2011, Vancouver, Canada, GT2011-46283.
- Goulos, I.; Zachos, P.; Kalfas, A. und Pilidis, P. (2009): Turbine Performance Effects from Geometry Variations between Manufactured Components and Design Intent. In: International Symposium on Air Breathing Engines, ISABE-2009-1260.
- Hall, K.; Thomas, J.; Ekici, K. und Voytovyc, D. (2003): Frequency Domain Techniques for Complex and Nonlinear Flows in Turbomachines. In: 33rd AIAA Fluid Dynamics Conference - Paper 2003-3998.
- Hartmann, U. und Seume, J. (2016): Combining ART and FBP for Improved Fidelity of Tomographic BOS. In: Journal of Measurement Science and Technology, Band 27(9).
- Hauptmann, T.; Aschenbruck, J.; Christ, P.; Hennecke, C.; Dinkelacker, F. und Seume, J. (2015a): Influence of Combustion Chamber Defects on the Forced Response Behavior of Turbine Blades. In: Proceedings of the 14th International Symposium on Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics & Aeroelasticity of Turbomachines, ISUAAAT14, 8-11 September 2015, Stockholm, Schweden.

Literaturverzeichnis

- Hauptmann, T.; Aschenbruck, J. und Seume, J. (2015b): Forced Response Excitation due to Variances in a Multi-Stage Axial Turbine. In: International Gas Turbine Congress, November 15-20 2015, Tokyo, Japan.
- Hauptmann, T.; Aschenbruck, J. und Seume, J. (2017): Forced Response Excitation due to Stagger Angle Variation in a Multi-Stage Axial Turbine. In: International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power System, Band 9(3).
- Hauptmann, T.; Meinzer, C. und Seume, J. (2018): Experimental Validation of Forced Response Methods in a Multi-Stage Axial Turbine. In: Proceedings of ASME Turbo Expo, June 11-15 2018, Oslo, Norway, GT2018-75390.
- Hauptmann, T. und Seume, J. (2016): Aerodynamic Excitation Analysis for Variable Tip Gap. In: Proceedings of ASME Turbo Expo, June 13-17 2016, Seoul, South Korea, GT2016-57217.
- Hauptmann, T. und Seume, J. (2018): Blade Vibration Measurements in a Multi-Stage Axial Turbine with Geometric Variations. In: AIAA/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, AIAA SciTech Forum, 8-12 January 2018, Kissimmee, Florida, USA, AIAA 2018-0952. doi:10.2514/6.2018-0952.
- Heath, S. und Imregun, M. (1998): A Survey of Blade Tip-Timing Measurement Techniques for Turbomachinery Vibration. In: Journal of Turbomachinery, Band 120:S. 784–791.
- Heinze, K.; Meyer, M.; Scharfenstein, J.; Voigt, M. und Vogeler, K. (2014): A parametric model for probabilistic analysis of turbine blades considering real geometric effects. In: CEAS Aeronautical Journal. ISSN 1869-5582. doi:10.1007/s13272-013-0088-6.
- Herbst, F.; Bluemel, S.; Fakiolas, E. und Seume, J. (2011): Numerical Investigation of the Interaction between Probe, Flow and Blading in an Axial-Turbine. In: Proceedings of the International Gas Turbine Congress, 13-18 November 2011, Osaka, Japan, IGTC2011-0194.
- Herzog, N.; Binner, M.; Seume, J. und Rothe, K. (2007): Verification of Low-Flow Conditions in a Multistage Turbine. In: Proceedings of the ASME Turbo Expo, 14-17 May 2007, Montreal, Québec, Canada, GT2007-27328. doi:10.1115/GT2005-68700.
- Jöcker, M. (2002): Numerical Investigation of the Aerodynamic Vibration Excitation of High-Pressure Turbine Rotors. In: Dissertation, Department of Energy Technology Division of Heat and Power Technology, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden.
- Jöcker, M.; Hillion, F.; Fransson, T. und Wahlen, U. (2002): Numerical Unsteady Flow Analysis of a Turbine Stage with Extremely Large Blade Loads. In: ASME Journal of Turbomachinery, Band 124(3):S. 429.

- Kang, G.; Seume, J.; Gündogdu, Y.; Herzog, N. und Rothe, K. (2005): Measuring Technique for the Investigation of Windage Phenomena in a Four-Stage Air Turbine. In: Proceedings of 7th International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows (ISAIF), 11-15 September 2005, Tokyo, Japan, Band 1:S. 31–36.
- Kersken, H.-P.; Frey, C.; Voigt, C. und Ashcroft, G. (2010): Time-Linearized and Time-Accurate 3d RANS Methods for Aeroelastic Analysis in Turbomachinery. In: Proceedings of ASME Turbo Expo, June 14-18 2010, Glasgow, UK, GT2010-22940.
- Kessar, A.; Jöcker, M. und Fransson, T. (2005): Flow Measurements for Low Engine Order Excitations in a High Pressure Turbine Stage. In: Proceedings of 6th European Turbomachinery Conference, 7-11 March 2005, Lille, France.
- Kharyton, V.; Dimitriadis, G. und Defise, C. (2017): A Discussion on the Advancement of Blade Tip Timing Data Processing. In: Proceedings of ASME Turbo Expo, June 26-30 2017, Charlotte, NC, USA, GT2017-63138.
- Kielb, J. und Abhari, R. (2003): Experimental Study of Aerodynamic and Structural Damping in a Full-Scale Rotating Turbine. In: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Band 125(1). doi:10.1115/1.1496776.
- Kielb, R. und Chiang, H. (1992): Recent Advancements in Turbomachinery Forced Response Analyses. In: 30th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Aerospace Sciences Meetings, January 6-9, 1992, Reno, NV, USA.
- Kluge, T. (2013): Entwicklung einer Datenverarbeitungsstruktur zur Auswertung von umfangreichen Messdaten mit integrierter Messunsicherheitsanalyse. In: Projektarbeit, Leibniz Universität Hannover, Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik.
- Korakianitis, T. (1992a): On the Prediction of Unsteady Forces on Gas Turbine Blades: Part 1 - Description of the Approach. In: Journal of Turbomachinery, Band 114(1). doi:10.1115/1.2927974.
- Korakianitis, T. (1992b): On the Prediction of Unsteady Forces on Gas Turbine Blades: Part 2 - Analysis of the Results. In: Journal of Turbomachinery, Band 114(1). doi:10.1115/1.2927975.
- Korakianitis, T. (1993): On the Propagation of Viscous Wakes and Potential Flow in Axial-Turbine Cascades. In: Journal of Turbomachinery, Band 115(1). doi:10.1115/1.2929196.
- Lastiwka, D.; Chang, D. und Tavoularis, S. (2013): Effects of Rotor Blade Scaling in High-Pressure Turbine Unsteady Loading. In: International Journal of Turbo Jet-Engines, Band 30(1).
- Li, H. und He, L. (2003): Blade Count and Clocking Effects on Three-Bladerow Interaction in a Transonic Turbine. In: Journal of Turbomachinery, Band 125(4).

Literaturverzeichnis

- Magnus, K.; Popp, K. und Sextro, W. (Hg.) (2013): Schwingungen - Physikalische Grundlagen und mathematische Behandlung von Schwingungen. Springer Vieweg, Wiesbaden. ISBN 978-3-8348-2574-2. doi:10.1007/978-3-8348-2575-9.
- Marshall, J. G. und Imregun, M. (1996): A Review of Aeroelasticity Methods with Emphasis on Turbomachinery Applications. In: Journal of Fluids and Structures. doi:10.1006/jffs.1996.0015,p.237-267.
- Mayorca, M.; Torres, A.; Kharyton, V. und Bladh, R. (2013): Estimation of Burner Can-Induced Excitation Response of an Industrial Low Pressure Turbine Blade - Validation Against Prototype Test Data. In: Proceedings of ASME Turbo Expo, June 3-7 2013, San Antonio, Texas, USA, GT2013-95849.
- Mayorca, M. A. (2011): Numerical Methods for Turbomachinery Aeromechanical Predictions. In: Dissertation, Department of Energy Technology Division of Heat and Power Technology, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden.
- Meinzer, C.; Bittner, S.; Kielb, R. und Seume, J. (2018): Design of a Single Stage Turbine for the Quantification of Aerodynamic Damping. In: Proceedings of ASME Turbo Expo, June 15-19 2015, Montreal, Canada, GT2015-42641.
- Meyer, M.; Parchem, R. und Davison, P. (2011): Prediction of Turbine Rotor Blade Forcing due to in-service Stator Vane Trailing Edge Damage. In: Proceedings of ASME Turbo Expo, June 6-10 2011, Vancouver, British Columbia, Canada, GT2011-45204.
- Moffat, S. und He, L. (2005): On Decoupled and Fully-Coupled Methods for Blade Forced Response Prediction. In: Journal of Fluids and Structures. doi:10.1016/j.jfluidstructs.2004.10.012,p.217-234.
- Nyssen, F.; Maarten, A. und Golinval, J.-C. (2015): Experimental Modal Identification of Mistuning in an Academic Blisk and Comparison with the blades Geometry Variations. In: Proceedings of ASME Turbo Expo, June 15-19 2015, Montréal, Canada, GT2015-43436.
- Panning, L. (2005): Auslegung von Reibelementen zur Schwingungsdämpfung von Turbinenschaufeln. In: Dissertation, Fakultät für Maschinenbau der Universität Hannover.
- Petrov, E. (2010): A Method for Forced Response Analysis of Mistuned Bladed Disks With Aerodynamic Effects Included. In: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Band 132(6):S. 062502. doi:10.1115/1.4000117.
- Petrov, E.; Di Mare, L.; Hennings, H. und Elliott, R. (2010): Forced Response of Mistuned Bladed Disks in Gas Flow: A Comparative Study of Predictions and Full-Scale Experimental Results. In: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Band 132(5):S. 052504.

- Platzer, M. F. und Carta, F. O. (1987): AGARD Manual on Aeroelasticity in Axial-Flow Turbomachines. In: AGARD-AG-298.
- Pohle, L. (2017): Schwingungsverhalten verstimmteter zyklischer Systeme und deren Optimierung durch bewusste Verstimmung. In: Dissertation, Fakultät für Maschinenbau Leibniz Universität Hannover.
- Rieß, W. und Braun, M. (2003): Stationäres und instationäres Verhalten verschiedener Typen von Stroemungs-Messsonden in instationaerer Stroemung. In: DFG Final Report, Ri 375/13-1, Institute of Turbomachinery and Fluid Dynamics, Leibniz Universität Hannover, Germany.
- Rupp, O. (2001): Instandhaltungskosten bei zivilen Strahltriebwerken. In: Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress 2001, Hamburg DGLR-2001-008.
- Sachs, L. und Hedderich, J. (Hg.) (2006): Angewandte Statistik. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin and Heidelberg. ISBN 978-3-540-32160-6.
- Schwerdt, L.; Hauptmann, T.; Kunin, A.; Wallascheck, J.; Wriggers, P.; Panning-von Scheidt, L.; Löhnert, S. und Seume, J. (2016): Aerodynamical and Structural Analysis of Operationally used Turbine Blades. In: Proceedings of 5th International Conference on Through-life Engineering Services, November 1-2 2016, Cranfield, England. doi: 10.1016/j.procir.2016.09.023.
- Seemann, R.; Langhans, S.; Schilling, T. und Gollnick, V. (2011): Modeling the Life Cycle Cost of Jet Engine Maintenance. In: Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress 2011, Bremen.
- Siemann, J.; Nollau, R.; Grüber, B. und Seume, J. (2009): Controlled Excitation of Rotor Blades via Macro Fiber Composites in an Axial Compressor. In: Proceedings of the 19th International Symposium on Air Breathing Engines, 7-11 September 2009, Montreal, Canada, ISABE-2009-1263.
- Spurk, J. H. und Aksel, N. (Hg.) (2010): Strömungslehre - Einführung in die Theorie der Strömungen. Springer-Verlag Heidelberg Dordrecht London New York, Heidelberg Dordrecht London New York. ISBN 978-3-642-13142-4. doi:10.1007/978-3-642-13143-1.
- Srinivasan, A. (1997): Flutter and Resonant Vibration Characteristics of Engine Blades. In: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Band 119(4). doi:10.1115/1.2817053.
- Traupel, W. (Hg.) (2001): Thermische Turbomaschinen, Band 2. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin and Heidelberg. ISBN 978-3-642-62103-1.
- Vahdati, M.; Sayma, A. und Imegrun, M. (2000): An Integrated Nonlinear Approach for Turbomachinery Forced Response Prediction. Part II: Case Studies. In: Journal of Fluids and Structures, Band 14(1):S. 103–125.

Literaturverzeichnis

- Vahdati, M.; Sayma, A. und Simpson, G. (2007): Multibladerow Forced Response Modeling in Axial-Flow Core Compressors. In: *Journal of Turbomachinery*, Band 129(2):S. 412–420.
- Vo, H. (2006): Role of Tip Clearance Flow in the Generation of Non-Synchronous Vibrations. In: 44th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, January 9-12 2006, Reno, Nevada, USA, AIAA 2006-629.
- Voigt, M.; Vogeler, K.; Scharfenstein, J.; Högner, L.; Backhaus, T. und Meyer, M. (2015): Geometric parametrisation, an important but often overlooked prerequisite for the probabilistic analysis of turbomachinery blades. In: *International Gas Turbine Congress*, November 15-20 2015, Tokyo, Japan.
- Voigt, P.; Högner, L.; Fiedler, B.; Voigt, M.; Mailach, R.; Meyer, M. und Nasuf, A. (2018): Comprehensive Geometric Description of Manufacturing Scatter of High Pressure Turbine Nozzle Guide Vanes for Probabilistic CFD Analysis. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo*, June 11-15 2018, Oslo, Norway, GT2018-76723.
- Wang, J.; Lü, D.; Jin, F. und Zhang, C. (2013): Accuracy of the half-power bandwidth method with a third-order correction for estimating damping in multi-DOF systems. In: *Earthquake Engineering and Engineering Vibration*, Band 12(1):S. 33–38. ISSN 1671-3664. doi:10.1007/s11803-013-0149-1.
- Whitehead, D. (1966): Effect of Mistuning on the Vibration of Turbomachine Blades Induced by Wakes. In: *Journal of Mechanical Engineering Science*, Band 8(1).
- Willeke, S.; Keller, C.; Panning-von Scheidt, L.; Seume, J. und Wallaschek, J. (2017): Reduced Order Modeling of Mistuned Bladed Disks Considering Aerodynamic Coupling and Mode Family Interaction. In: *Proceedings of 12th European Turbomachinery Conference*, April 3-7 2017, Stockholm, Sweden.
- Zielinski, M. und Ziller, G. (1998): Optical Blade Vibration Measurement at MTU. In: *Advanced Non-Intrusive Instrumentation for Propulsion Engines AGARD-CP-598*.
- Zielinski, M. und Ziller, G. (2000): Noncontact vibration measurements on compressor rotor blades. In: *Measurement Science and Technology*, Band 11(7).

A Anhang

A.1 Netzstudie

In Tabelle A.1 sind die Ergebnisse der Netzstudie zum numerischen Modell der vierten Stufe der Axialturbine gezeigt. Das Modell der fünften Stufe basiert auf der Arbeit von Aschenbruck (2019), in der bereits für diese Stufe eine Netzstudie durchgeführt worden ist.

Tabelle A.1: Netzstudie bezüglich Druckverhältnis über die Stufe 4 (total-total), der Leistungszahl und der Durchflusszahl

Größe	Wert zu $\Pi_{tot,tot}$	ψ_{LA4}	ϕ_{LA4}
$fc1$	1,1922	0,8044	0,36053
$fc2$	1,1919	0,8006	0,35881
$fc3$	1,1914	0,7932	0,35485
p	1,8822	2,1664	2,4393
f_{extra}	1,1923	0,805	0,3608
GCI_1	2,18e-04	9,97e-04	7,63e-04
GCI_2	3,87e-04	6,90e-03	6,80e-03
GCI_3	9,11e-04	1,86e-02	2,05e-02
$EEER_1$	5,77e-05	7,97e-04	6,10e-04
$EEER_2$	3,09e-04	5,50e-03	5,40e-03
$EEER_3$	7,29e-04	1,48e-02	1,63e-02
A_{flag}	1,003	1,0047	1,0048
p	1		
$f_{extra,p1}$	1,1924	0,807	0,3617
$GCI_{1,p1}$	2,18e-04	4,10e-03	4,10e-03
$GCI_{2,p1}$	9,09e-04	2,02e-02	2,39e-02
$GCI_{3,p1}$	1,40e-03	3,18e-02	3,76e-02
$EEER_{1,p1}$	1,75e-04	3,30e-03	3,30e-03
$EEER_{2,p1}$	4,26e-04	8,00e-03	8,10e-03
$EEER_{3,p1}$	8,46e-04	1,72e-02	1,90e-02

A.2 Sondenkalibrierung

Das Vorgehen zur Kalibrierung von 5-Loch Sonden und Auswertung der damit erfassten Messdaten basiert auf den Arbeiten von Rieß und Braun (2003) und Aschenbruck et al. (2015). Das dortige Vorgehen wird im Folgenden zusammenfassend wiedergegeben. Die Kalibrierung einer 5-Loch Sonde erfolgt bei verschiedenen Mach-Zahlen in einem bekannten, homogenen Strömungsfeld. Diese Kalibrierung erfolgt im Hochgeschwindigkeits-Kalibrierkanal (Abkürzung: HGK), welcher das homogene Strömungsfeld erzeugt. Die 5-Loch Sonde wird anschließend um die zentrale Druckbohrung im Nick- und Gierwinkel verkippt. An den fünf Druckbohrungen werden die Drücke p_1 bis p_5 gemessen. Neben der 5-Loch Sonde befindet sich eine Prandtl-Sonde im HGK zur Messung der Referenzmessstellen $p_{t,Prandtl}$ und $p_{s,Prandtl}$. Anschließend werden die Kalibrierkoeffizienten für den Gierwinkel α

$$YAC = \frac{p_2 - p_3}{p_1 - (p_2 + p_3 + p_4 + p_5)/4}, \quad (\text{A.1})$$

dem Nickwinkel γ

$$PAC = \frac{p_4 - p_5}{p_1 - (p_2 + p_3 + p_4 + p_5)/4}, \quad (\text{A.2})$$

den Totaldruck p_t

$$TPC = \frac{p_{t,Prandtl} - p_1}{p_1 - (p_2 + p_3 + p_4 + p_5)/4}, \quad (\text{A.3})$$

und den statischen Druck p_s

$$SPC = \frac{p_{s,Prandtl} - p_1}{p_1 - (p_2 + p_3 + p_4 + p_5)/4} \quad (\text{A.4})$$

berechnet.

Zur Auswertung einer Messung werden α und γ , mit den Winkelpositionen der Sonde und einer initialen Schätzung für die Mach-Zahl Ma , aus YAC und PAC interpoliert. Mit α , γ und der Schätzung für Ma werden wiederum Werte für TPC und SPC interpoliert und mit diesen interpolierten TPC und SPC die Drücke p_t und p_s berechnet. Nun kann die Mach-Zahl aus p_t und p_s berechnet,

$$Ma = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} \left(\left(\frac{p_t}{p_s} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right)} \quad (\text{A.5})$$

und als neue Schätzung für den nächsten Schritt der iterativen Berechnung von p_t , p_s , α , γ und Ma genutzt werden.

A.3 Messunsicherheitsanalyse

Die Bestimmung der Messunsicherheiten in dieser Arbeit erfolgt nach den Ausführungen von Kluge (2013) und basiert auf dem „Leitfaden zur Angabe der Unsicherheit beim Messen“ DIN (1999). Alle Messunsicherheiten sind als erweiterte Messunsicherheiten mit einem Vertrauensgrad von 95% angegeben.

Jede Messgröße ist mit Unsicherheiten behaftet, welche aus Messgeräteabweichungen, dem Messverfahren oder auch Umwelteinflüssen resultieren können. Da viele Ergebnisgrößen nicht direkt messbar sind, sondern indirekt über andere Messgrößen setzen sich die Unsicherheiten der Messgrößen fort. Eine Ergebnisgröße y wird meist durch eine Modellgleichung der Form

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_m) \quad (\text{A.6})$$

mit einer Anzahl von m Einflussgrößen dargestellt. Die Schätzgrößen x_i wirken sich mit ihrer jeweiligen Messunsicherheit auf das Ergebnis der Ergebnisgröße aus. Die Unsicherheiten der Einflussgrößen werden zunächst in eine Standardunsicherheit u überführt. Anschließend erfolgt nach den Regeln der Fehlerfortpflanzung die Bestimmung einer kombinierten Standardunsicherheit u_c der Ergebnisgröße. Die erweiterte Standardunsicherheit U ergibt sich nun aus der Multiplikation der kombinierten Standardunsicherheit u_c mit dem Grad des Vertrauens k .

$$U = u_c \cdot k \quad (\text{A.7})$$

Da pro Messung eine Anzahl von n Messpunkten anfallen, werden die Messreihen reduziert, um eine Schätzgröße zu erhalten. Die Angabe der Schätzgröße erfolgt über die Berechnung des arithmetischen Mittelwertes.

$$x_i = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n x_j \quad (\text{A.8})$$

Darüber hinaus werden den jeweiligen Unsicherheitsbeträgen eine Verteilung zugeordnet. Die Verteilung kann entweder eine Normal-, Student- oder Rechteckverteilung sein. Für eine Normalverteilung gilt dann die Standardunsicherheit u_x

$$u_x = \pm \frac{U}{k} \quad (\text{A.9})$$

Die nach der Student-verteilung berechneten Größen sind in der Regel empirische Standardabweichungen und werden nach

$$u_x = \pm \frac{s_x}{\sqrt{n}} \quad (\text{A.10})$$

berechnet. Die Standardunsicherheit von Rechteckverteilten Größen werden über

$$u_x = \frac{\delta_x}{\sqrt{3}} \quad (\text{A.11})$$

A Anhang

ermittelt, welche auf unbekannte systematische Unsicherheiten δ_x zurückzuführen sind. Der Messunsicherheitsbetrag wird über die Multiplikation der einzelnen Unsicherheiten u_{xi} mit einem der Verteilung entsprechenden Gewichtungsfaktor G_i und einem Sensitivitätskoeffizienten c_i bestimmt.

$$u_i = G_i \cdot c_i \cdot u_{xi} \quad (\text{A.12})$$

Der Sensitivitätskoeffizient c_i ist die partielle Ableitung der Modellgleichung der Ergebnisgröße y nach der jeweiligen Einflussgröße x_i .

$$c_i = \frac{\partial y}{\partial x_i} \quad (\text{A.13})$$

Die Messunsicherheit der Ergebnisgröße unter Berücksichtigung der Fehlerfortpflanzung bildet sich somit aus den einzelnen Messunsicherheitsbeträgen über

$$U_y = \pm k \cdot \sqrt{\sum_i u_i^2} \quad (\text{A.14})$$

A.4 Fehlerbetrachtung bei der Berechnung von erzwungenen Schwingungen

Mit der in Abschn. 7.2.1 vorgestellten Methode der unidirektionalen Fluid-Struktur-Kopplung treten nach Aschenbruck (2019) für die Berechnung von erzwungenen Schwingungen in der fünften Stufe der Axialturbine systematische und stochastische Fehler auf. Die Schwingungsamplituden im Experiment werden durch Anregung der Eigenfrequenzen mit dem Tip-Timing System bestimmt. Für eine bessere Vergleichbarkeit zwischen Numerik und Experiment wird daher für die Berechnung der Schwingungsamplituden des numerischen Modells ebenfalls die Eigenfrequenz genutzt. Da die Eigenfrequenz aber nicht zwangsläufig mit der durch die Drehzahl angeregte Frequenz entspricht, werden die Anregungsfrequenzen bei der harmonischen Analyse auf die Eigenfrequenz des Modells angepasst (Aschenbruck 2019). Dieser Fehler tritt somit systematisch auf, weil die Anpassung der Anregungsfrequenz für jede Simulation vorgenommen wird und beträgt etwa 11,6%.

Ein weiterer systematischer Fehler tritt durch die Änderung der Teilung von 29 auf 30 Leitschaufeln auf. Die Nutzung der instationären Strömungssimulationen im Zeitbereich erfordert die Nutzung eines gleichen Teilungswinkels. Um Rechenressourcen zu sparen werden daher keine 360°-Simulationen durchgeführt, sondern die Anzahl der Leitschaufeln von 29 auf 30 erhöht. Dies führt zu einer Änderung der Teilung um 3,3%. Diese Änderung bewirkt nach Aschenbruck (2019) einen systematischen Fehler von 8,9% in der Schwingungsamplitude.

Neben den systematischen Fehlern gehören noch die stochastischen Fehler, wie die bei der Berechnung der Dämpfung. So ist die Berechnung der Schwingungsamplitude mit einer Unsicherheit von $pm12\%$ behaftet bei einer Schwankung der Dämpfung von $pm15\%$. Diese Unsicherheiten sind insbesondere beim Vergleich zwischen den numerischen und experimentellen Ergebnisse nicht zu vernachlässigen.

A.5 Aerodynamische Schwingungsanregung im Teillastbetrieb

Ergänzend zu den Ausführungen in Abschn. 8.1 wird im Folgenden die Parameterstudie von der Staffelungswinkel- und Profildickenvariation für eine Variation in alternierender Anordnung in Stufe 4 im Teillastbetrieb aufgeführt. Für die kritischen Anregungsfrequenzen sind die aerodynamische Arbeit, die Erregbarkeit und die Druckamplituden über die Sehnenlänge der letzten Laufschaufelreihe gezeigt.

A.5.1 Betriebspunkt 1

Aerodynamische Arbeit (integrale Größe) bei Anregung der ersten Eigenfrequenz in BP1

In Abbildung A.1 ist die aerodynamische Arbeit auf der fünften Laufschaufel als integrale Größe bei Anregung der ersten Eigenfrequenz in BP1 dargestellt. Die Ergebnisse spiegeln die Beobachtungen aus Abschn. 8.4.1 wieder. Das Einbringen einer geometrischen Variation in alternierender Anordnung in die Leitreihe der vierten Stufe führt zu einer Reduzierung der aerodynamischen Arbeit und der Erregbarkeit der fünften Laufschaufel. Durch die alternierende Anordnung wird die Anregung halben BWF verstärkt und die der BWF reduziert. Die Senkung der aerodynamischen Arbeit geht somit mit der Senkung der Druckanregung bei der BWF einher. Mit zunehmender Variation verstärkt sich dieser Effekt.

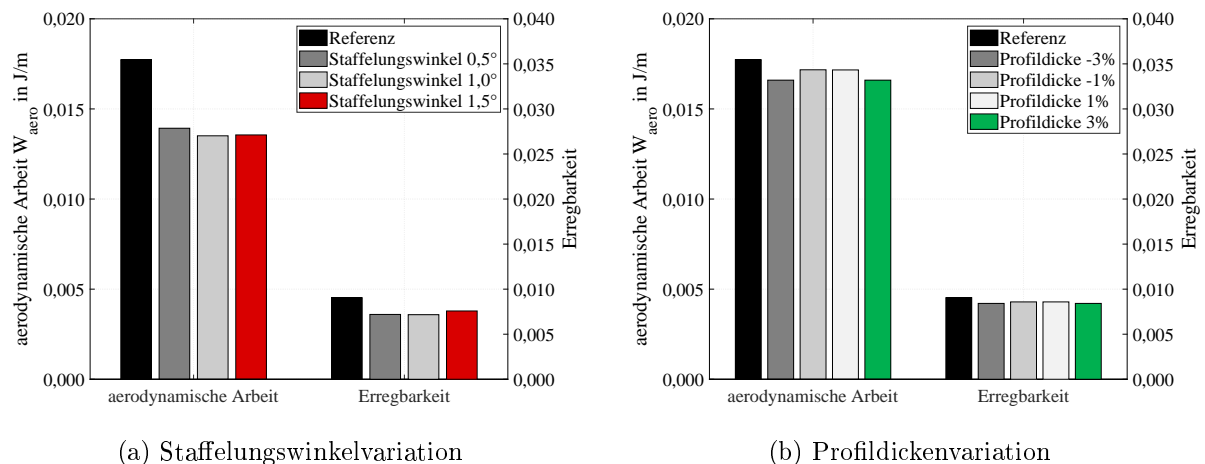


Abbildung A.1: Einfluss geometrischer Variationen auf die aerodynamische Arbeit und die Erregbarkeit von LA5 in BP1 für die erste Eigenmode

Aerodynamische Arbeit (lokale Größe) bei Anregung der ersten Eigenfrequenz in BP1

In Abbildung A.2 ist die lokale aerodynamische Arbeit auf der Schaufeloberfläche der fünften Laufschaufelreihe für den Referenzfall, die Staffelungswinkelvariation von $1,5^\circ$ und die Profildickenvariation von $+3\%$ dargestellt. Es ist die aerodynamische Arbeit in BP1 für die Anregung der 1. Eigenmode bei der BWF auf Druck- und Saugseite gezeigt. Die erste Eigenmode ist eine Biegemode, was an Hand der Darstellungen auf der Druckseite der Schaufel deutlich zu erkennen ist. Für alle drei Konfiguration ist die Druckerregung hoch und es sind nur geringe Unterschiede festzustellen. Die höchste

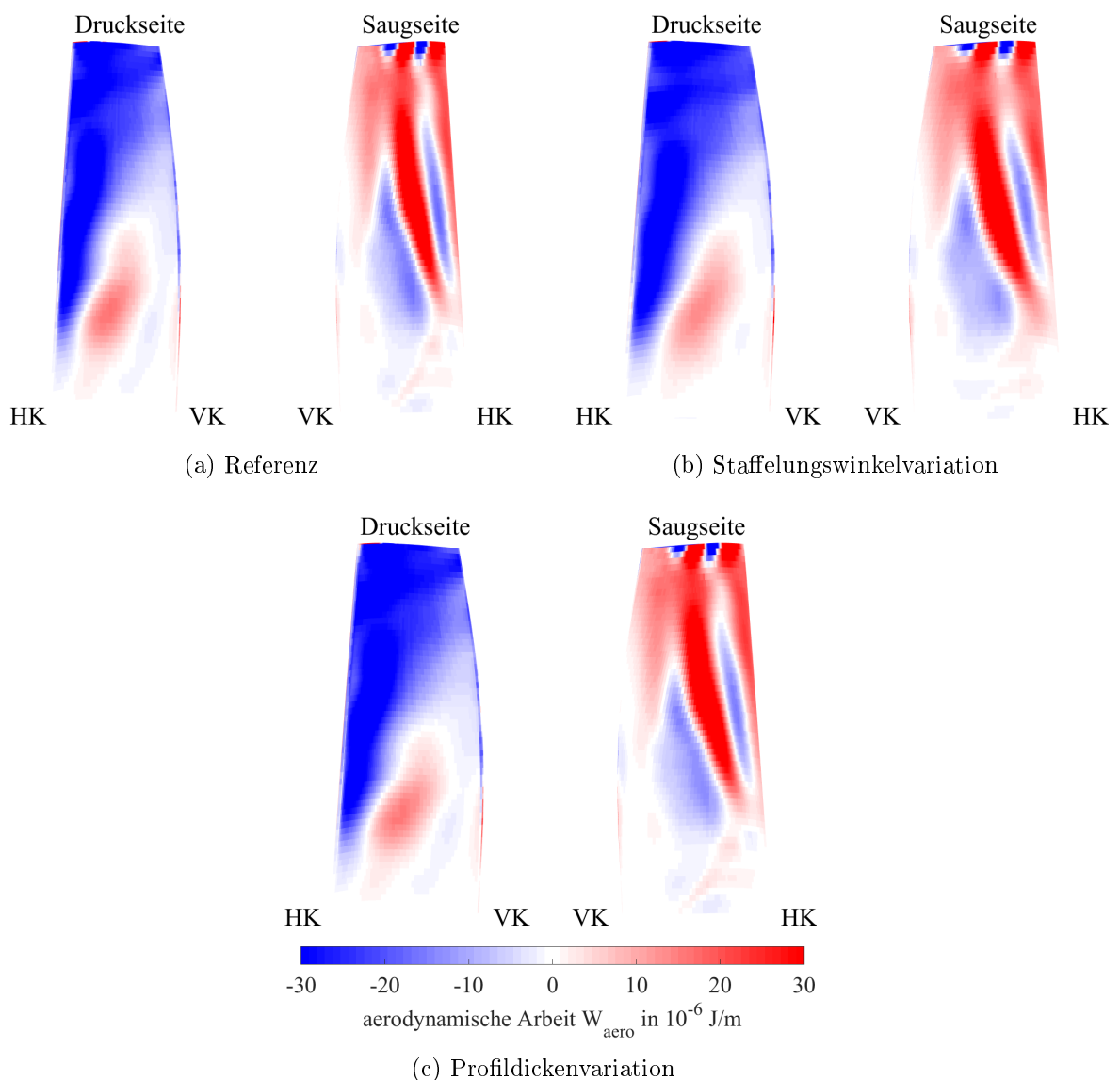


Abbildung A.2: Aerodynamische Arbeit auf der Schaufeloberfläche in BP1 für die erste Eigenmode

A Anhang

lokale aerodynamische Arbeit befindet sich für alle drei Konfigurationen an der Hinterkante auf der Saugseite der Schaufelspitze. Um Unterschiede in der Anregung genauer identifizieren zu können werden im Folgenden die Druckamplituden über die Sehnenlänge auf 80% Schaufelhöhe gezeigt.

Druckamplituden über die Sehnenlänge für die BWF in BP1

Ergänzend zu den Ausführungen in Abschn. 8.4.1 sind in Abb. A.3 die instationären Druckamplituden über die Sehnenlänge auf 80% Schaufelhöhe für die BWF in BP1 dargestellt. Auf der Saugseite der Laufschaufel sind drei Maxima der Druckamplituden festzustellen, auf 10%, 50% und 90% der Sehnenlänge. Der qualitative Verlauf ist für alle dargestellten Konfigurationen identisch, jedoch variiert das Druckniveau. Mit zunehmender Staffelungswinkelvariation sinkt die Druckanregung und damit die Druckamplituden über die Sehnenlänge. Für die Profildickenvariation sind nur geringe Unterschiede untereinander zu verzeichnen. Eine weitere Auffälligkeit ist die Verschiebung der Maxima mit zunehmender Staffelungswinkelvariation in Richtung Vorderkante um bis zu 2%. Dadurch verschiebt sich der Kraftangriffspunkt auf der Laufschaufel in Richtung Vorderkante was die Erregbarkeit der Schaufel mindert.

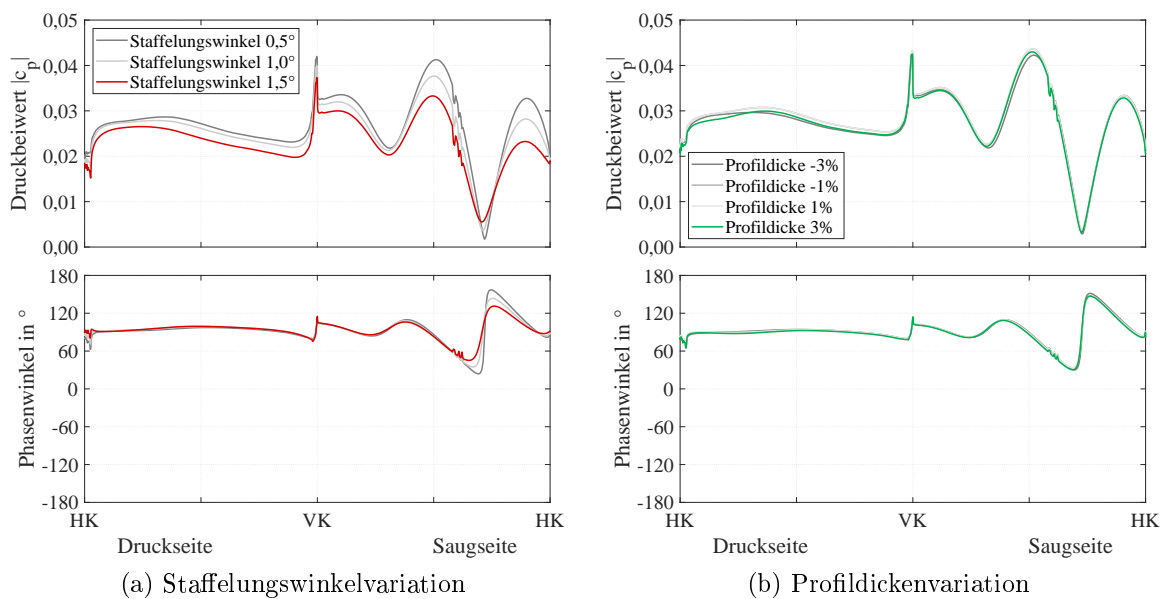


Abbildung A.3: Einfluss geometrischer Variationen auf die Oberflächendrücke und den Phasengang von LA5 auf 80% Schaufelhöhe im BP2 für die BWF

Anregungsmechanismus - Staffelungswinkelvariation in BP1

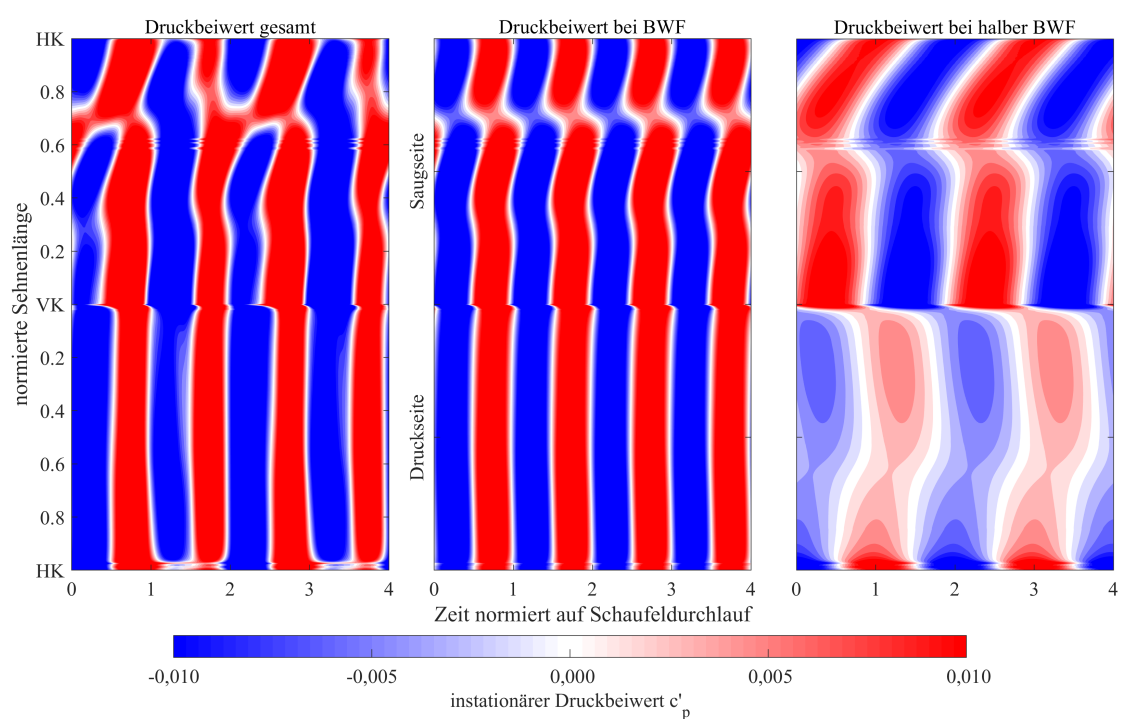


Abbildung A.4: Zeitlich aufgelöste Druckschwankungen auf 80% Schaufelhöhe in BP1 für die Staffelungswinkelvariation $1,5^\circ$ in Stufe 4

Anregungsmechanismus - Profildickenvariation in BP1

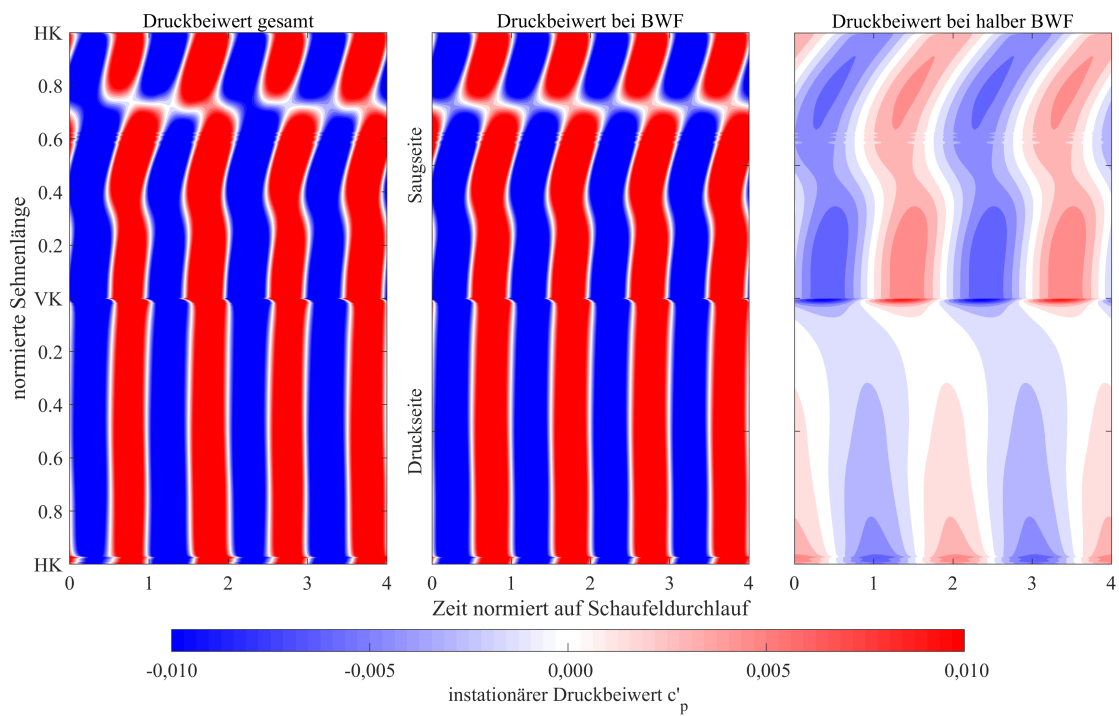


Abbildung A.5: Zeitlich aufgelöste Druckschwankungen auf 80% Schaufelhöhe in BP1 für die Profildickenvariation +3% in Stufe 4

Normierte Amplituden bei Anregung der ersten Eigenfrequenz in BP1

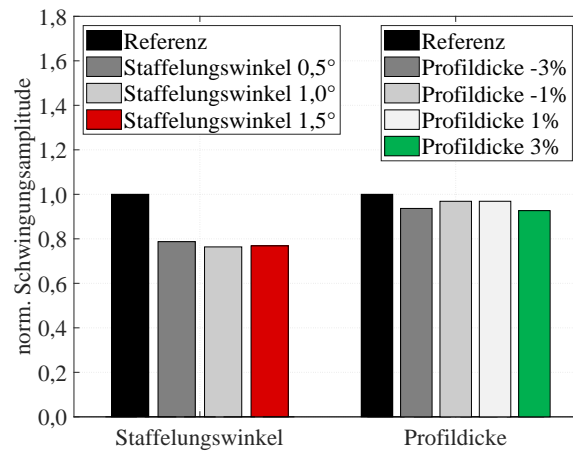


Abbildung A.6: Einfluss geometrischer Variationen auf die Schaufelschwingungsamplituden von LA5 in BP1 für die erste Eigenmode normiert auf die Schaufelschwingungsamplitude in BP1 des Referenzfalls

A.5.2 Betriebspunkt 2

Aerodynamische Arbeit (integrale Größe) bei Anregung der ersten Eigenfrequenz in BP2

In Abbildung A.7 ist die aerodynamische Arbeit auf der fünften Laufschaufel als integrale Größe bei Anregung der ersten Eigenfrequenz in BP2 dargestellt. Für die Staffelungswinkelvariation erhöht sich zunächst die aerodynamische Arbeit durch das Einbringen einer Variation in alternierender Anordnung. Mit zunehmender Variation verringert sich die aerodynamische Arbeit und die Erregbarkeit der Laufschaufel weiterhin. Die Profildickenvariation weist mit Ausnahme der Profildickenvariation von 3% eine höhere aerodynamische Arbeit und eine höhere Erregbarkeit gegenüber der Staffelungswinkelvariation bei Anregung der ersten Eigenfrequenz in BP2 auf. Diese Verteilung der aerodynamischen Arbeit und der Erregbarkeit ist auf die Verschiebung des Kraftangriffspunktes auf der Laufschaufel zu begründen. Diese wird bei der Beschreibung der Druckamplituden über die Sehnenlänge genauer betrachtet.

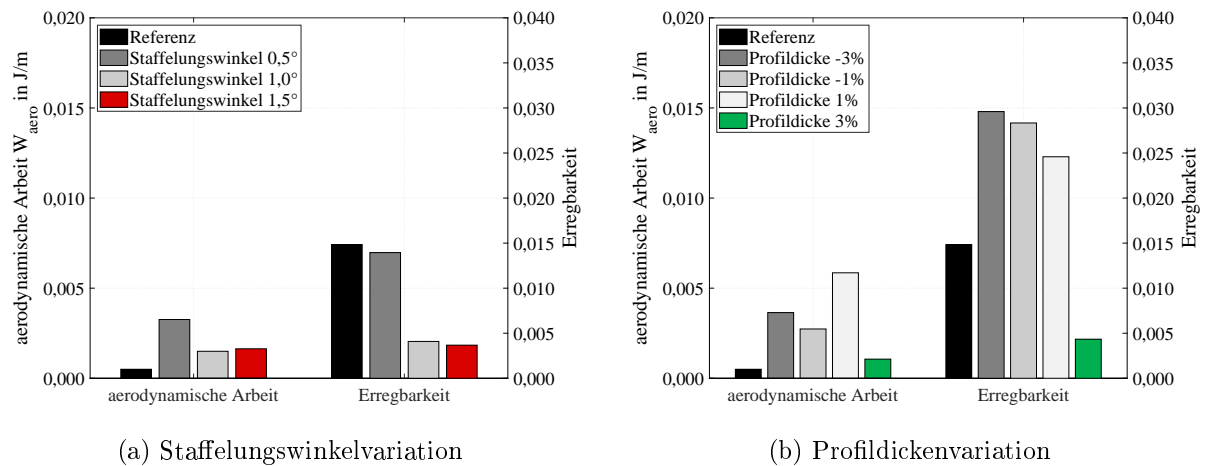


Abbildung A.7: Einfluss geometrischer Variationen auf die aerodynamische Arbeit und die Erregbarkeit von LA5 in BP2 für die erste Eigenmode

Aerodynamische Arbeit (integrale Größe) bei Anregung der zweiten Eigenfrequenz in BP2

In Abbildung A.8 ist die aerodynamische Arbeit auf der fünften Laufschaufel als integrale Größe bei Anregung der ersten Eigenfrequenz in BP2 dargestellt. Im Gegensatz zur Anregung der ersten Eigenfrequenz sinkt die aerodynamische Arbeit und die Erregbarkeit der Schaufel gegenüber dem Referenzfall bei Anregung der zweiten Eigenfrequenz in BP2 infolge einer geometrischen Variation in alternierender Anordnung. Für die Staffelungswinkelvariation sinkt mit zunehmender Variation die aerodynamische Arbeit und die Erregbarkeit. Wie in Abb. A.12 dargestellt ist verschiebt sich mit zunehmender Umlenkung durch die Staffelungswinkelvariation die Lastverschiebung von der Hinter- zur Mitte der Sehnenlänge. Dadurch wird die Erregbarkeit durch die geringere Last an der Hinterkante kleiner. Das Einbringen einer Profildickenvariation reduziert ebenfalls die aerodynamische Arbeit und die Erregbarkeit der Laufschaufel gegenüber dem Referenzfall. Allerdings weist sie weiterhin eine höhere aerodynamische Arbeit gegenüber der Staffelungswinkelvariation auf.

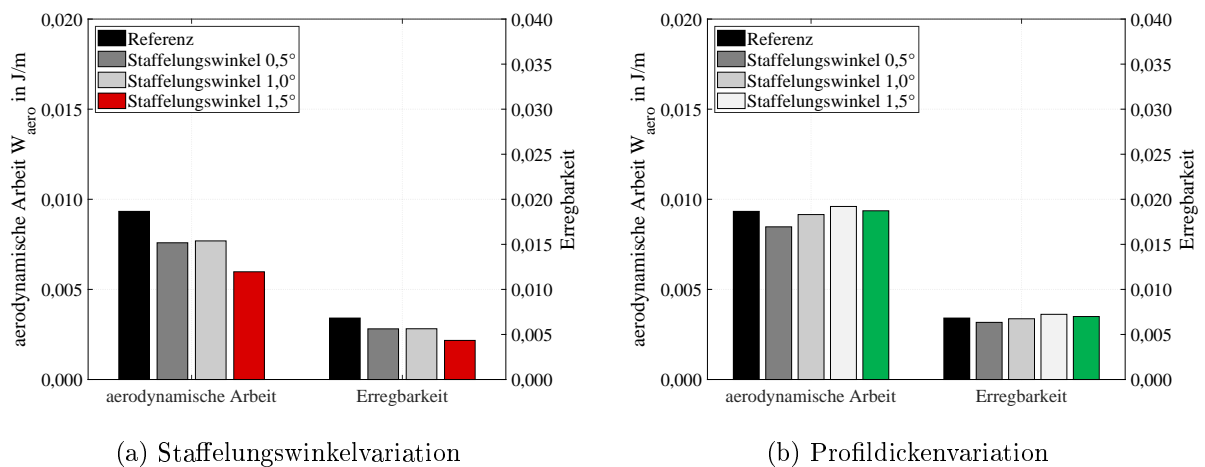


Abbildung A.8: Einfluss geometrischer Variationen auf die aerodynamische Arbeit und die Erregbarkeit von LA5 in BP2 für die zweite Eigenmode

Aerodynamische Arbeit (lokale Größe) bei Anregung der ersten Eigenfrequenz in BP2

In Abbildung A.9 ist die lokale aerodynamische Arbeit auf der Schaufeloberfläche der fünften Laufschaufelreihe für den Referenzfall, die Staffelungswinkelvariation von $1,5^\circ$ und die Profildickenvariation von $+3\%$ bei Anregung der ersten Eigenfrequenz in BP2 dargestellt. Die Abbildungen spiegeln die Verhältnisse der drei Konfigurationen aus Abb. A.7 wieder. Im Referenzfall findet keine Anregung der ersten Eigenfrequenz durch die halbe BWF statt. Erst durch das Einbringen einer geometrischen Variation in alternierender Anordnung erhöht sich die lokale aerodynamische Arbeit der Schaufel. Die

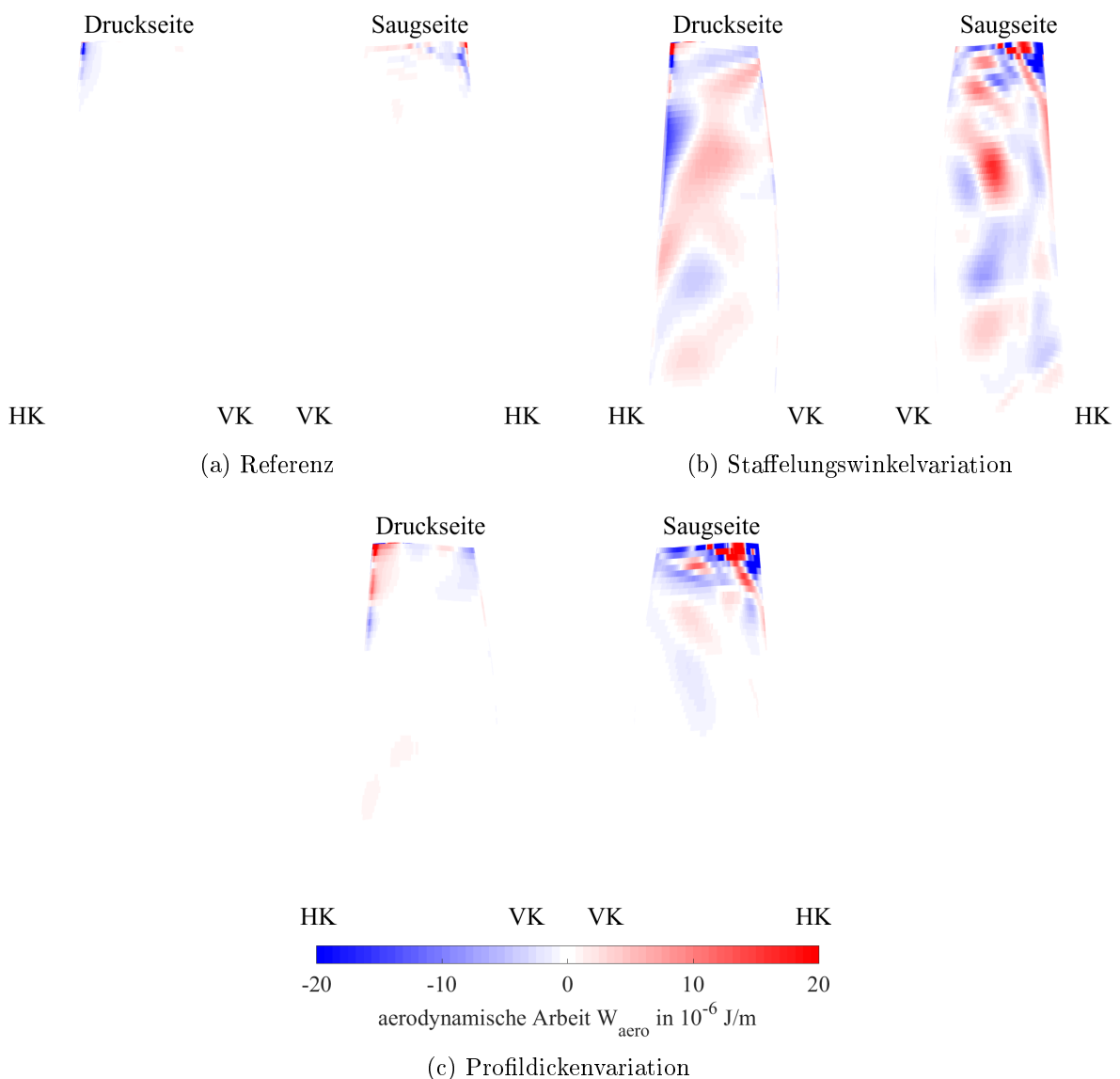


Abbildung A.9: Aerodynamische Arbeit auf der Schaufeloberfläche in BP2 für die erste Eigenmode

A Anhang

Staffelungswinkelvariation zeigt über die gesamte Schaufeloberfläche eine höhere aerodynamische Arbeit gegenüber der Profildickenvariation von +3%. Allerdings tritt sogar vereinzelt im Bereich der Hinterkante der Schaufelspitze eine höhere aerodynamische Arbeit auf, als bei der Staffelungswinkelvariation. Dementsprechend ist die Erregbarkeit der ersten Eigenfrequenz der Laufschaufel für die Profildickenvariation höher. Um Unterschiede in der Anregung genauer identifizieren zu können werden im Folgenden die Druckamplituden über die Sehnenlänge auf 80% Schaufelhöhe gezeigt.

Aerodynamische Arbeit (lokale Größe) bei Anregung der zweiten Eigenfrequenz in BP2

In Abbildung A.10 ist die lokale aerodynamische Arbeit auf der Schaufeloberfläche der fünften Laufschaufelreihe für den Referenzfall, die Staffelungswinkelvariation von $1,5^\circ$ und die Profildickenvariation von $+3\%$ bei Anregung der zweiten Eigenfrequenz in BP2 dargestellt. Die lokale aerodynamische Arbeit ist für die BWF höher gegenüber der Anregung der ersten Eigenfrequenz in BP2. Zwischen dem Referenzfall sind nur geringe Unterschiede zu verzeichnen. Dies ist bereits in Abb. A.8b zu erkennen gewesen und bestätigt die hier gezeigten Ergebnisse. Die Staffelungswinkelvariation zeigt vereinzelnde

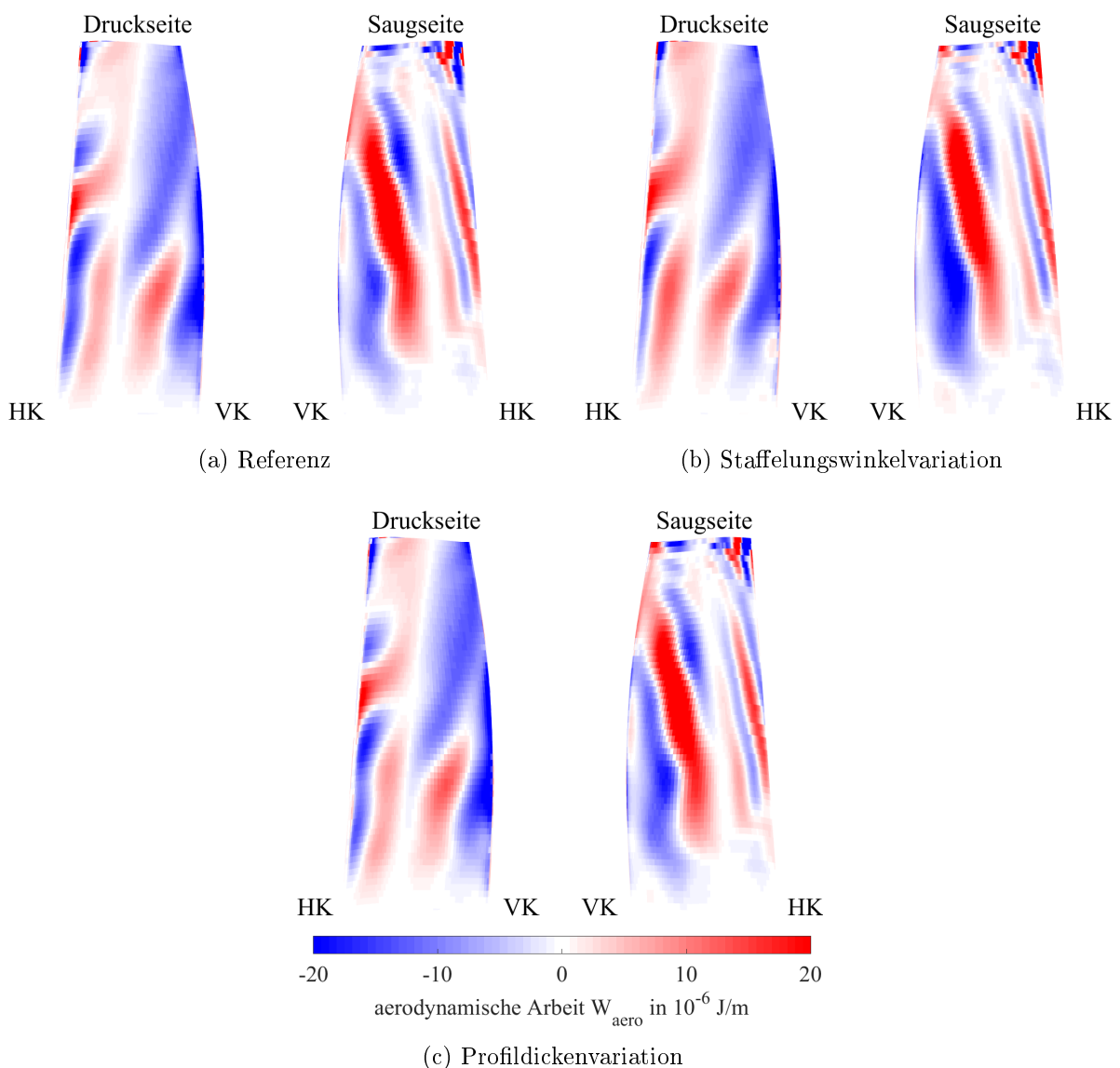


Abbildung A.10: Aerodynamische Arbeit auf der Schaufeloberfläche in BP2 für die zweite Eigenmode

A Anhang

Unterschiede auf der Schaufeloberfläche insbesondere an der Schaufelspitze.

Druckamplituden über die Sehnenlänge für die halbe BWF in BP2

Ergänzend zu den Ausführungen in Abschn. 8.4.1 sind in Abb. A.11 die instationären Druckamplituden über die Sehnenlänge auf 80% Schaufelhöhe für die halbe BWF in BP2 dargestellt. Für die Staffelungswinkelvariation sind drei Maxima der Druckamplituden festzustellen, bei 10% und 55% Sehnenlänge sowie an der Hinterkante der Laufschaufel. Für die Profildickenvariation kommt es ausschließlich bei 10% und 95% zu maximalen Druckamplituden, die vom Druckniveau etwas geringer sind als die der Staffelungswinkelvariation. Mit zunehmender Staffelungswinkelvariation verschiebt sich jedoch durch die Mehrumlenkung der Kraftangriffspunkt in Richtung Vorderkante. Da für die Biegemode die höchsten Auslenkungen an der Hinterkante der Schaufelspitze vorliegen, mindert die Verschiebung des Kraftangriffspunktes in Richtung Vorderkante die Erregbarkeit Laufschaufel. Dies ist konsistent zu den Beobachtungen der aerodynamischen Arbeit und der Erregbarkeit in Abb. A.7.

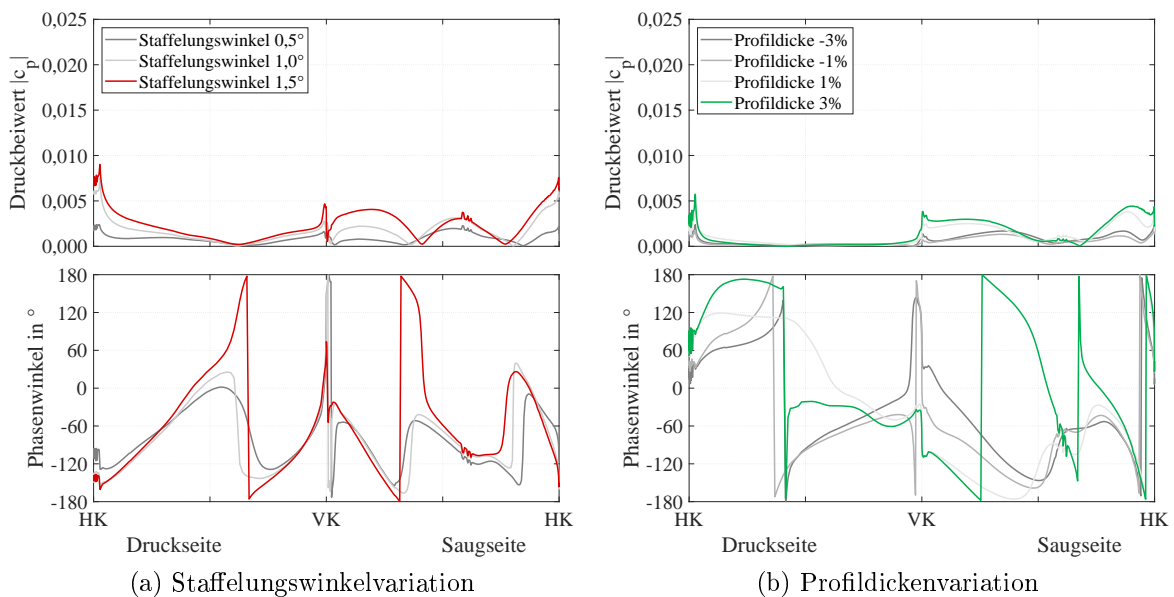


Abbildung A.11: Einfluss geometrischer Variationen auf die Oberflächendrucke und den Phasengang von LA5 auf 80% Schaufelhöhe im BP2 für die halbe BWF

Druckamplituden über die Sehnenlänge für die BWF in BP2

In Abb. A.12 sind die instationären Druckamplituden über die Sehnenlänge auf 80% Schaufelhöhe für die BWF in BP2 dargestellt. Es ist ein qualitativ ähnlicher Verlauf zwischen der Staffelungswinkel- und Profildickenvariation festzustellen. Auf der Druckseite ist zunächst bis ca. 55% Sehnenlänge ein konstanter Verlauf der Druckamplituden mit anschließendem Abfall bis zu ca. 90% der Sehnenlänge zu verzeichnen. Das Druckniveau ist für die Profildickenvariation etwas größer gegenüber der Staffelungswinkelvariation. Dies ist ebenfalls auf der Saugseite der Schaufel festzustellen. Insbesondere die beiden Maxima auf 35% und 95% der Sehnenlänge sind für die Profildickenvariation höher gegenüber den Staffelungswinkelvariationen. Die hier gezeigten Ergebnisse bestätigen die Ergebnisse der aerodynamischen Arbeit zur Anregung der zweiten Eigenfrequenz in BP2, die für die Profildickenvariation zwar eine Reduzierung der aerodynamischen Arbeit und der Erregbarkeit gegenüber dem Referenzfall zeigten, jedoch ein höherer Anteil gegenüber den Staffelungswinkelvariationen besitzt.

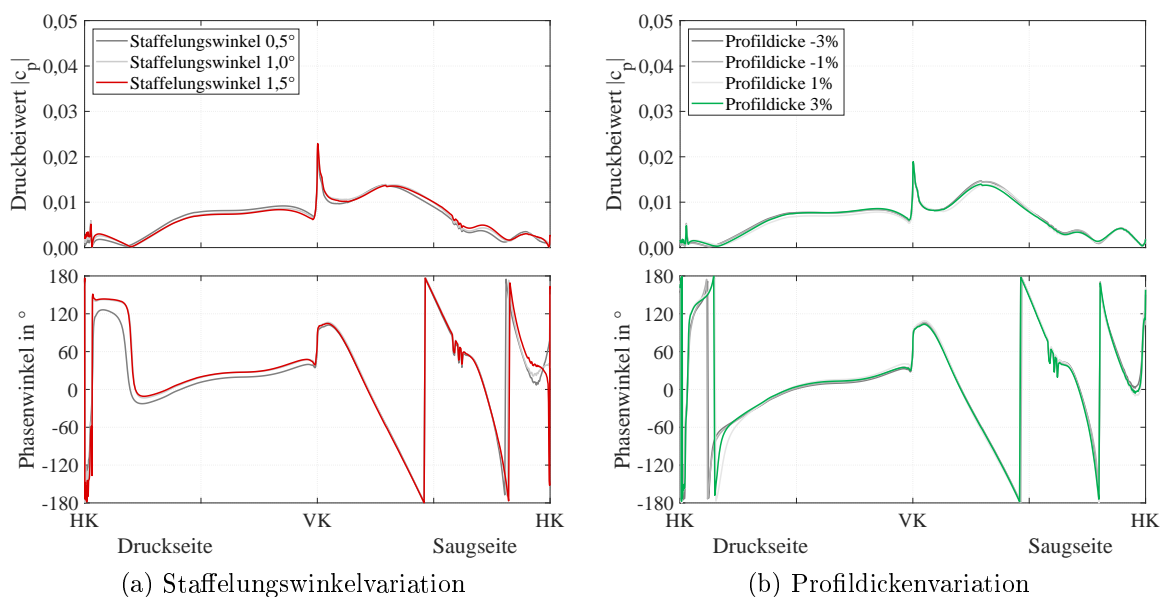


Abbildung A.12: Einfluss geometrischer Variationen auf die Oberflächendrücke und den Phasengang von LA5 auf 80% Schaufelhöhe im BP2 für die BWF

Anregungsmechanismus - Staffelungswinkelvariation in BP2

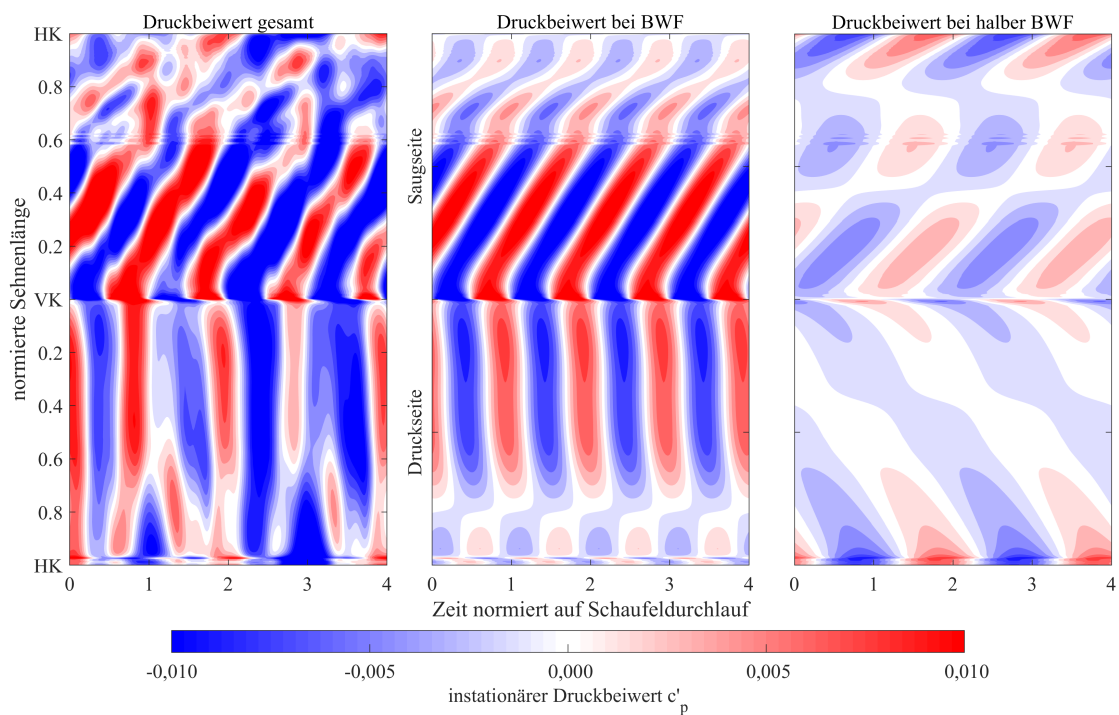


Abbildung A.13: Zeitlich aufgelöste Druckschwankungen auf 80% Schaufelhöhe in BP2 für die Staffelungswinkelvariation $1,5^\circ$ in Stufe 4

Anregungsmechanismus - Profildickenvariation in BP2

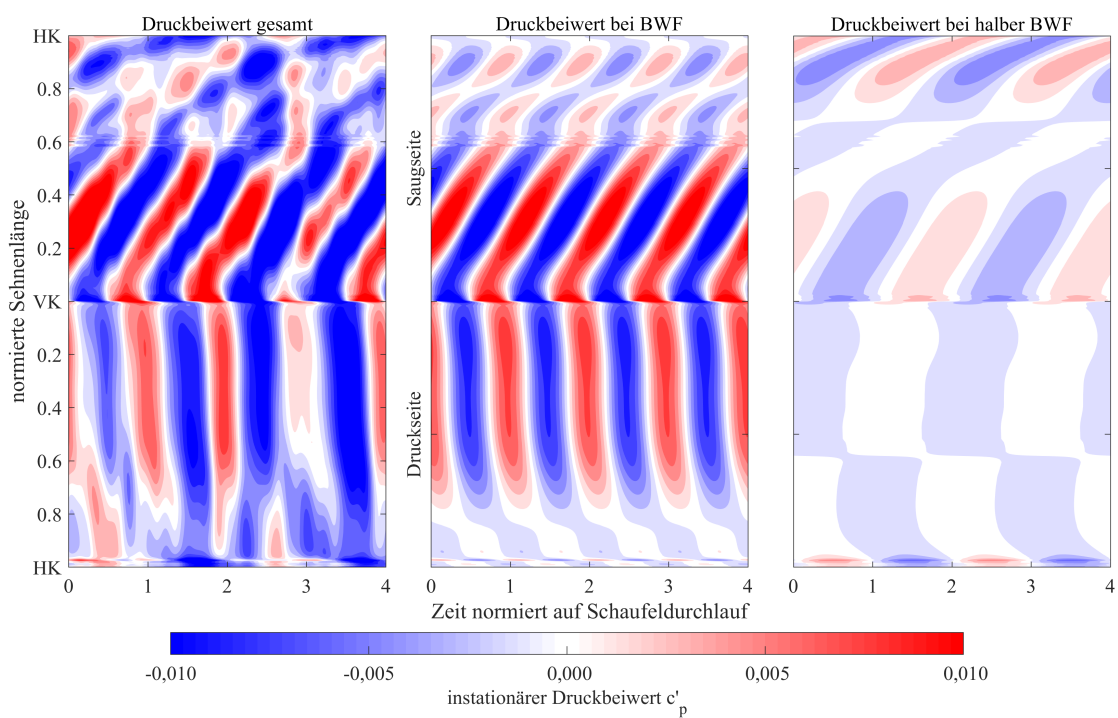


Abbildung A.14: Zeitlich aufgelöste Druckschwankungen auf 80% Schaufelhöhe in BP2 für die Profildickenvariation +3% in Stufe 4

Normierte Amplituden bei Anregung der ersten Eigenfrequenz in BP2

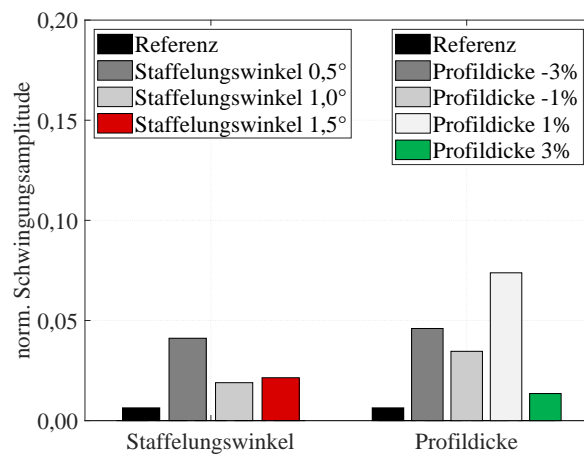


Abbildung A.15: Einfluss geometrischer Variationen auf die Schaufelschwingungsamplituden von LA5 in BP2 für die erste Eigenmode normiert auf die Schaufelschwingungsamplitude in BP1 des Referenzfalls

Normierte Amplituden bei Anregung der zweiten Eigenfrequenz in BP2

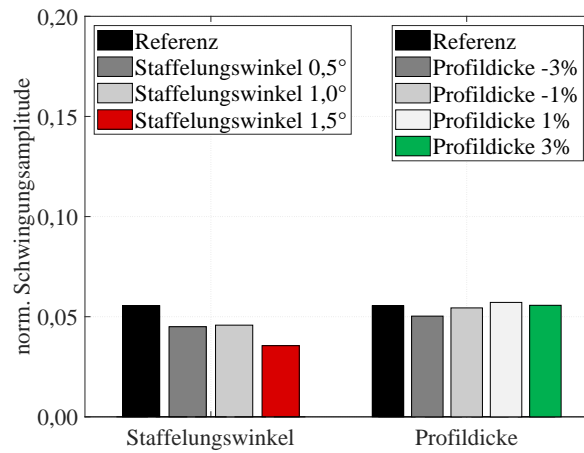


Abbildung A.16: Einfluss geometrischer Variationen auf die Schaufelschwingungsamplituden von LA5 in BP2 für die zweiten Eigenmode normiert auf die Schaufelschwingungsamplitude in BP1

Wissenschaftlicher Werdegang

Persönliche Daten

Name Thomas Hauptmann
Geburtsdatum 25. Mai 1988
Geburtsort Hildesheim
Familienstand ledig

Beruflicher Werdegang

Seit 04.2019 Entwicklungsingenieur bei der IAV GmbH Ingenieurgesellschaft Auto
und Verkehr, Gifhorn

01.2014 - 06.2018 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Turbomaschinen und
Fluid-Dynamik der Leibniz Universität Hannover, Hannover

05.2012 - 10.2012 Auslandspraktikum bei der Honeywell Turbo Technologies, Brünn,
Tschechien

Ausbildung

01.2014 - 07.2020 Promotionsstudium Maschinenbau
an der Leibniz Universität Hannover, Hannover

10.2007 - 05.2013 Studium des Maschinenbaus
an der Leibniz Universität Hannover, Hannover
Abschluss: Diplom-Ingenieur (Dipl.-Ing.)

06.2007 Abitur am Gymnasium Sarstedt, Sarstedt

Elze, Juli 2020