

Einfluss regenerationsbedingter Varianzen auf die
Aeroelastik von Verdichterblisks

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

von
Dipl.-Ing.
Christian Keller

Englischer Titel: Influence of Repair-Induced Variations on the Aeroelasticity of Compressor Blisks
Schlagworte: Schaufelschwingungen, Aeroelastik, Schaufelreparaturen
Keywords: blade vibrations, aeroelasticity, blade repairs

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing Jörg Wallaschek
1. Referent: Prof. Dr.-Ing Jörg Seume
2. Referent: Prof. Dr.-Ing. Lorenz Tichy
Tag der Promotion: 15. Januar 2021

Zusammenfassung

In modernen Flugtriebwerken kommen in den vorderen hochbelasteten Verdichterstufen zunehmend integrale Laufschaufelräder (Blisks) zum Einsatz, da diese Bauform hohe Umlenk- und Staffelungswinkel überhaupt erst möglich macht. Andererseits zeigen diese in der Fertigung und Wartung hoch komplexen und kostenintensiven Investitionsgüter im Vergleich zu konventionellen Rotorbauformen auf Grund sehr geringer mechanischer Dämpfung eine erhöhte Sensitivität bezüglich Schwingungsanregung. Zur Sicherstellung einer langen Lebensdauer und eines zuverlässigen Betriebs wird in dieser Arbeit der Einfluss reparaturbedingter Geometrievarianzen auf die aerodynamische Schwingungsanregung untersucht. Die dieser Arbeit zugrunde liegende Arbeitshypothese ist, dass Schaufelreparaturen das aeroelastische Verhalten von Blisks beeinflussen, sodass während des Reparaturprozesses gezielt auf die zu erwartende aerodynamische Schwingungsanregung Einfluss genommen werden muss.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde das Schwingungsverhalten einer regenerierter Verdichterblik untersucht. Um den Einfluss von Schaufelreparaturen auf das aeroelastische Verhalten der Blik zu charakterisieren, wurde ein einstufiger Axialverdichter mit verstellbarem Vorleitgitter ausgelegt, gefertigt und experimentell sowie numerisch untersucht. Die Blik liegt zu diesem Zweck in zwei Varianten vor: Eine Referenzblik und eine zweite Blik mit Blend-Reparaturen, die an der Vorderkante von insgesamt drei Schaufeln eingebracht worden sind. Der Einfluss dieser Reparaturen auf die aerodynamische Dämpfung wurde sowohl numerisch als auch experimentell untersucht.

Durch numerische Simulationen konnte gezeigt werden, dass die lokale Änderung der Strömung um die Schaufel zu einer lokalen Änderung der aerodynamischen Arbeit bei selbsterregten Schwingungen führt. In Einflusskoeffizienten ausgedrückt beeinflusst die Reparatur hauptsächlich die Eigendämpfung der betrachteten Schaufel sowie die Dämpfung durch die unmittelbar benachbarten Schaufeln. Die größte Änderung wird für Reparaturen der Vorderkante nahe der Schaufelspitze beobachtet. Es ist möglich die Schaufeln so anzuordnen, dass die Dämpfung einer einzelnen Schaufel signifikant reduziert wird, während die Dämpfung der Nachbarschaufeln ansteigt. Dieser Effekt wurde durch Messung der aerodynamischen Dämpfung mithilfe eines akustischen Anregungssystems im rotierenden Prüfstand an mehreren Betriebspunkten weiter untersucht. Dabei konnte keine Abnahme der aeroelastischen Stabilität festgestellt werden. Hieraus ergibt sich die Schlussfolgerung, dass aerodynamisches Mistuning infolge von Blend-Reparaturen der Schaufelvorderkante keinen negativen Einfluss auf die aeroelastische Stabilität hat und deshalb nicht während des Reparaturprozesses berücksichtigt werden muss.

Abstract

In axial compressors of modern aircraft engines, the rotors of an increasing number of stages are manufactured as blade-integrated disks, called blisks. This form of construction allows for higher stage loading and stagger angles compared to assembled rotors. While advantageous for more compact engines, these parts are highly complex and cost intensive in both manufacturing and maintenance. Furthermore, blisks are highly sensitive to excitation of blade vibrations due to their low structural damping. In order to ensure durability and reliability, this thesis investigates the impact of repair-induced geometry variations on the aerodynamic excitation of the blades. The hypothesis is that blade repairs influence the aeroelasticity of blisks negatively so that mitigations are required during the repair process.

In this thesis, the blade vibrations of a repaired axial compressor blisk were investigated. In order to characterize the influence on its aeroelasticity, a one-stage axial compressor with adjustable inlet guide vanes was designed and manufactured. Two blisks were designed for this purpose: one in a reference configuration and a second with different blend repairs at the leading edges of three blades. The impact of these repairs at different blade heights was investigated both through simulations and measurements.

It could be shown numerically that the local change in the flow around the blade does lead to a change in local aerodynamic work during self-excited vibrations. Expressed in blade influence coefficients, the blade's self-damping effect and the damping through the immediate neighbouring blades change with respect to the reference geometry. The effect is most pronounced for leading edge repairs close to the tip. It is possible to order the blades in a way that a significant reduction of overall damping for one blade is achieved, while the damping of the neighbouring blades increases. Its influence on the entire blisk was investigated through experimental measurements of the aerodynamic damping at several operating points of the compressors, using an acoustic excitation system. A reduction in stability due to the repairs was not observed. It can be concluded that aerodynamic mistuning due to leading edge blend repairs does not negatively affect aeroelastic stability and therefore does not have to be accounted for during repair.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik an der Leibniz Universität Hannover. Mein besonderer Dank gilt dem Institutsleiter, Herrn Prof. Dr.-Ing. Jörg Seume, für die Betreuung dieser Arbeit. Die gewährten Freiräume bei der Arbeit am Institut haben diese Dissertation möglich gemacht und die intensiven fachlichen Diskussionen zu diesem und weiteren Themen insbesondere während des Verfassens dieser Arbeit haben zu deren Gelingen wesentlich beigetragen. Herrn Prof. Dr.-Ing. Lorenz Tichy danke ich für die Übernahme des Korreferats und Herrn Prof. Dr.-Ing. Jörg Wallaschek für die Übernahme des Vorsitzes in meinem Promotionsverfahren.

Der Deutschen Forschungsgemeinschaft möchte ich für die Förderung des Projekts im Rahmen des Sonderforschungsbereichs ‚Regeneration komplexer Investitionsgüter danken. Bei der MTU Aero Engines AG bedanke ich mich für den Rat bei der Auslegung des Prüfstands und bei der AneCom Aerotest GmbH für die effiziente Begleitung von Design und Fertigung.

Ein großer Dank gilt meinen ehemaligen Kolleginnen und Kollegen am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik in Büro, Werkstatt und Versuchsfeld für die Hilfsbereitschaft und das freundschaftliche Arbeitsklima. Besonders danken möchte ich Christopher Meinzer, Michael Bartelt, Michael Henke, Arne Vorreiter, Lutz Schwerdt, Tobias Willeke, Akif Mumcu und Sina Schwerdt, die mit ihrer Unterstützung zu verschiedenen Zeitpunkten zum Erfolg meiner Arbeit beigetragen haben. Bei Lukas Schwerdt, Sebastian Willeke und Ricarda Berger bedanke ich mich für die hervorragende institutsübergreifende Zusammenarbeit. In der Werkstatt gilt mein besonderer Dank Welf-Thure von Lüder und Igor Mamryuk, ohne deren Einsatz eine Erfolg nicht möglich gewesen wäre. Schließlich möchte ich auch allen Studentinnen und Studenten danken, die mich durch ihre Arbeiten in diesem und anderen Projekten unterstützt haben.

Meinen Eltern möchte ich herzlich für ihre Unterstützung in Ausbildung und Studium danken. Meiner Partnerin Marieke gilt mein größter Dank. Ohne ihre Unterstützung und die persönlichen Opfer, die sie erbrachte, um mir Freiräume zu schaffen, hätte ich diese Arbeit nicht zum Abschluss bringen können.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Herausforderungen im Luftverkehr und technische Antworten	1
1.2	Flattern	2
1.3	Mistuning	3
1.4	Zielsetzung dieser Arbeit	4
1.5	Vorgehensweise dieser Arbeit	5
2	Grundlagen	7
2.1	Verdichteraerodynamik	7
2.1.1	Axialverdichter	8
2.1.2	Geschwindigkeitsdreiecke und Verdichterkennzahlen	10
2.1.3	Axialverdichterbeschaufelung	15
2.1.4	Verdichterkennfeld	19
2.2	Verdichteraeroelastik	21
2.2.1	Mechanische Schwingungen	22
2.2.2	Flattern	28
2.2.3	Erzwungene Schwingungen	30
2.2.4	Numerische Simulation	32
2.3	Experimentelle Dämpfungsermittlung	34
2.3.1	Anregungsmechanismen	35
2.3.2	Akustische Anregung	36
2.3.3	Bestimmung der aerodynamischen Dämpfung	40
3	Modellierung der Aerodynamischen Dämpfung	44
3.1	Aerodynamischen Dämpfung und Steifigkeit	44
3.1.1	Äquivalente Viskose Dämpfung	44
3.1.2	Aerodynamische Arbeit	45
3.1.3	Aerodynamische Dämpfung	47
3.1.4	Logarithmisches Dekrement	49
3.2	Aerodynamische Einflusskoeffizienten	49
3.3	Aerodynamisches Mistuning	51
3.3.1	Einflusskoeffizienten mit Mistuning	51
3.3.2	Anwendbarkeit	53

4	Versuchsträger	54
4.1	Axialverdichterprüfstand am TFD	54
4.1.1	Prüfstandskonfigurationen	56
4.1.2	Randbedingungen	56
4.1.3	Einstufiger Axialverdichter	57
4.2	Instrumentierung	58
4.2.1	Strömungsmesstechnik	59
4.2.2	Tip-Timing	62
4.2.3	Akustische Anregung	63
4.3	Einstufige Axialverdichterkonfiguration	65
4.3.1	Auslegungsprozess	66
4.3.2	Aerodynamische Auslegung	67
4.3.3	Aeroelastische Auslegung	70
4.3.4	Strukturmechanische Auslegung	77
4.3.5	Schaufelreparaturen	77
4.4	Aerodynamik der Verdichterkonfiguration	80
4.4.1	Kennfeld	81
4.4.2	Strömung in der Rotorpassage	84
5	Aeroelastik der Verdichterblick	87
5.1	Einfluss der Materialdämpfung	87
5.2	Aerodynamische Dämpfung der Referenzblick	88
5.2.1	Messunsicherheit	89
5.2.2	Dämpfungskurven	90
5.2.3	Aerodynamische Dämpfung im Kennfeld	95
5.3	Vergleich der Blisks	96
5.3.1	Aerodynamische Dämpfung im Arbeitspunkt	97
5.3.2	Schaufeldämpfung mit aerodynamischem Mistuning	98
5.3.3	Bewertung des Einflusses der Reparatur auf die Gesamtdämpfung	99
5.3.4	Aerodynamische Dämpfung der Einzelschaufeln	101
6	Schlussfolgerungen und Ausblick	103
6.1	Vernachlässigbarer Einfluss der Blendreparaturen auf die aerodynami- sche Dämpfung	103
6.2	Referenzprüfstand	105
6.2.1	Verstellbarer Stator	105
6.2.2	Messung der Schaufelschwingungen	106
6.3	Weiterentwicklung der Anregung	106
6.4	Untersuchung weiterer Verdichterkonfigurationen	107
A	Akustik in zylindrischen Kanälen	116
A.1	Grenzfrequenz	117
A.2	Maximale Anregungsfrequenz	117

B	Festigkeitsnachweis	118
B.1	Rotordynamik	118
B.2	Festigkeit der Welle	120
B.2.1	Schaufelverlust	120
B.2.2	Statische Festigkeit	121
B.3	Festigkeit der Blisk	121
B.3.1	Statische Festigkeit	121
B.3.2	Dynamische Festigkeit	122
B.3.3	Maximale Schwingungsamplituden	122
C	Aerodynamische Eigenschaften des Verdichters	125
C.1	CFD-Modell	125
C.1.1	Vernetzung	125
C.1.2	Randbedingungen	126
C.2	Ergebnisse der Schaufelwinkelvariation	127
C.2.1	Verstellung des Vorleitgitters	127
C.2.2	Verstellung des Stators	128
C.3	Rotorzuströmung	130

Abbildungsverzeichnis

2.1	Kreisprozess eines einfachen Einwellentriebwerks ohne Bypass	8
2.2	Schnitt durch exemplarischen Axialverdichter in axialer Richtung (links) und Umfangsrichtung (rechts), nach Traupel (2001)	9
2.3	Allgemeines Geschwindigkeitsdreieck eines Axialverdichters	10
2.4	h-s-Diagramm eines Axialverdichters mit $R > 0.5$	13
2.5	Einfaches Geschwindigkeitsdreieck für $R \approx 0.8$	14
2.6	Vier Schaufelprofile mit gleichem Ein- und Austrittswinkel der Strömung, nach Cumpsty (2004)	16
2.7	Geometrische Parameter der Schaufelpassage	16
2.8	Typisches Kennfeld eines Axialverdichters	19
2.9	Einfluss der Durchflusszahl auf das Verhalten an der Pumpgrenze, nach Wilson und Korakianitis (2014)	20
2.10	Das Gebiet der Aeroelastik nach Collar (1946)	22
2.11	Schwingungsmoden einer einseitig eingespannten Platte	22
2.12	Schaufelschwingungsmoden der Blisk, links: 1. Biegung, rechts: 1. Torsion	23
2.13	Einfluss von Verwindung und Längenverhältnis auf die Schwingungsmoden einer Schaufel, nach Petricone und Sisto (1971)	24
2.14	Einfluss der Materialtemperatur auf das Young'sche Modul verschiedener Materialien; Quelle: Grieb (2009)	26
2.15	Beispiele für Scheibenmoden	26
2.16	Schematisches Verdichterkennfeld mit Flutterregionen	29
2.17	Campbell-Diagramm der Bliskbeschaufelung	31
2.18	Mögliche Erregerordnungen eines Rotors mit 8 Schaufeln	32
2.19	System zur akustischen Anregung von Rotorschaukeln am Niedergeschwindigkeits-Axialverdichter des TFD (Freund 2015)	36
2.20	Anregungsmuster eines Lautsprechers für 10 Knotendurchmesser einer Scheibe mit 24 Schaufeln	39
2.21	Frequenzantwortfunktion eines viskosen Dämpfers mit $D = 0.05$	41
2.22	Kurvenanpassung für eine Frequenzantwort mit einer zweiten Eigenfrequenz beim 0.985-fachen der Haupteigenfrequenz. Links: Kurvenanpassung für alle Punkte. Rechts: Kurvenanpassung nach Einschränkung.	43
3.1	Aerodynamische Dämpfung eines Axialverdichterrotors in 1. Biegung und Torsion, aufgetragen über die Anzahl der Knotendurchmesser	48
3.2	Überlagerung der Einflusskoeffizienten der Nachbarschaukeln zur Gesamtdämpfung	50

3.3	Stark vereinfachte „Blisk“ mit vier Schaufeln	52
3.4	Aerodynamische Dämpfung (links) und Einflusskoeffizienten (rechts) einer fiktiven Blisk mit 4 Schaufeln mit und ohne aerodynamischem Mistuning	52
3.5	Aerodynamische Dämpfung von Schaufel 1 und Schaufel 4 im Verbund unter Berücksichtigung von aerodynamischem Mistuning	53
4.1	Axialverdichterprüfstand am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik. a: Jalousie, b: Schalldämpfer, c: Trockenfilter, d: Ansaugdrossel, e: Ansaugleitung, f: Messblende, g: Reduzierstück, h: Verdichter, i: Druckleitung, k: Messdüse, l: Drossel/Schieber, m: Sammelleitung, n: Gleichstrommotor, o: Planetengetriebe, p: Grundrahmen, q: Stahlfundament, r: Schwingmetallschiene.	55
4.2	Längsschnitt des einstufigen Axialverdichters	58
4.3	Übersicht der verwendeten Prüfstandsinstrumentierung	59
4.4	Positionen der Tip-Timing Sonden des einstufigen Axialverdichter, Nummerierung in Rotationsrichtung	62
4.5	Am Prüfstand montierte Lautsprecher und akustische Anregung in der Schnittansicht	63
4.6	Machzahlverteilung in Abhängigkeit vom Radius am Rotoreintritt mit $M_{1,rel}(r_a) = 1$	68
4.7	3D-Ansicht des Axialverdichterentwurfs	70
4.8	Verlauf der charakteristischen Frequenz in Abhängigkeit vom Gehäuseradius	72
4.9	Im Prüfstand montierter Rotor ohne Nabenkörper und Stator	76
4.10	Vorgaben für die Vorderkantengeometrie laut Wartungshandbuch	77
4.11	Vorgabe für die Blend-Geometrie an der Vorderkante einer Verdichterschaukel laut Wartungshandbuch	78
4.12	Modifizierte Blisk mit Reparaturen bei 60% (links oben), 80% (rechts oben) und 100% Schaufelhöhe	80
4.13	Vergleich der Verdichterkennlinien für Simulation (durchgezogene Linien) und Experiment (Symbole mit Fehlerbalken) bei 80%, 90% und 100% Nenndrehzahl; Fehlerbalken entsprechen 95% Konfidenzintervall	81
4.14	Abströmwinkel in Umfangsrichtung bei 100% Nenndrehzahl (links) und 80% Nenndrehzahl (rechts); Fehlerbalken entsprechen 95% Konfidenzintervall	82
4.15	Vergleich der Verdichterkennlinien für Simulation (durchgezogene Linien) und Experiment (Symbole mit Fehlerbalken) bei 80%, 90% und 100% Nenndrehzahl; Fehlerbalken entsprechen 95% Konfidenzintervall	83
4.16	Relative Machzahl der Strömung im Rotor auf 80% Schaufelhöhe	84
4.17	Machzahldifferenz gegenüber dem Referenzprofil	85
5.1	Gemessene Materialdämpfung der Blisk für die Knotendurchmesser 1 bis 5	88

5.2	Schwingungsamplitude in Abhängigkeit von der Anregungsfrequenz für 3 Knotendurchmesser bei Nenndrehzahl (links) und 1 Knotendurchmesser bei 90 % Nenndrehzahl (rechts)	89
5.3	Aerodynamische Dämpfung in Abhängigkeit von der Anzahl Knotendurchmesser und Massenstrom (Ergebnisse Numerik)	91
5.4	Aerodynamische Dämpfung in Abhängigkeit von der Anzahl Knotendurchmesser und Massenstrom (Ergebnisse Experiment); Fehlerbalken entsprechen 95% Konfidenzintervall der Amplitude	93
5.5	Vergleich der aerodynamischen Dämpfung zwischen Numerik und Experiment; Fehlerbalken entsprechen 95% Konfidenzintervall der Amplitude	94
5.6	Aerodynamische Dämpfung der Verdichterblisk im Kennfeld	96
5.7	Aerodynamische Dämpfung der Schaufelprofile im Arbeitspunkt	97
5.8	Realteil der Einflusskoeffizienten von Referenzblisk und Modifikation 3 im Arbeitspunkt	98
5.9	Dämpfungskurve des Modells im Vergleich zu Referenz und Modifikation 3	99
5.10	Vergleich der aerodynamischen Dämpfung von Referenzblisk und modifizierter Blisk; Fehlerbalken entsprechen 95% Konfidenzintervall der Amplitude	100
5.11	Experimentell ermittelte Dämpfung der einzelnen Schaufeln bei 95% Nenndrehzahl; Zuordnung der Modifikation zur Schaufelzahl: Mod1 - 6, Mod2 - 14, Mod3 - 22; Fehlerbalken entsprechen 95% Konfidenzintervall der Amplitude	101
B.1	Stabilität der 1. Biegemode des Rotors	119
B.2	Stabilität der 1. und 2. Biegemode des Rotors	119
B.3	Campbell-Diagramm der Welle	119
B.4	Unwuchtantwort des Rotors	120
B.5	Maximale Spannungen der Blisk	121
B.6	Sicherheitsfaktoren an den kritischen Querschnitten der Blisk	122
B.7	Eigenmoden der Beschauflung bei 110 % Nenndrehzahl	122
B.8	Schnittpunkt der dritten Erregerordnung mit der ersten Biegemode der Blisk	123
B.9	Schnittpunkt der vierten Erregerordnung mit der ersten Biegemode der Blisk	123
B.10	Maximale Auslenkung der Schaufel bei Anregung der ersten Biegemode	124
C.1	Rechenetz des einstufigen Axialverdichters im Mittenschnitt	126
C.2	Rechenetz Deg_10_0_15 des einstufigen Axialverdichters im Mittenschnitt	127
C.3	Einfluss der Vorleitgitterposition auf Druckverhältnis und Wirkungsgrad bei Nenndrehzahl	128
C.4	Einfluss des Statorwinkels auf Druckverhältnis und Wirkungsgrad bei Nenndrehzahl	129
C.5	Normierter Totaldruck im Nachlauf des Vorleitgitters bei 95 % Nenndrehzahl und 9.7 kg/s (Numerik)	130

C.6	Normierter Totaldruck im Nachlauf des Vorleitgitters bei 95 % Nenndrehzahl und 9.7 kg/s (Experiment)	131
C.7	Relative Abweichung des Totaldrucks im Nachlauf des Vorleitgitters bei 95 % Nenndrehzahl und 9.7 kg/s zwischen Numerik und Experiment	131

Tabellenverzeichnis

2.1	Konstanten k_m in Abhängigkeit der Schwingungsordnung	25
4.1	Axialverdichterkonfigurationen am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik	57
4.2	Design parameters and limits	57
4.3	Anregungsfrequenzen für negative Knotendurchmesser der ersten Biegung	64
4.4	Anregungsfrequenzen für positive Knotendurchmesser der ersten Biegung	65
4.5	Kennzahlen und Eigenschaften des Rotors am Eintritt und im Mitten- schnitt	71
4.6	Dimensionen der Blend-Reparaturen	79

Formelzeichen

Lateinische Formelzeichen

D	-	Dämpfungsgrad	<i>Gl. (2.46)</i>
A	-	Amplitude	<i>Gl. (3.1)</i>
A	m^2	Fläche	<i>Gl. (2.1)</i>
a	m/s	Schallgeschwindigkeit	<i>Gl. (2.16)</i>
c	Ns/m	Dämpfungskoeffizient	<i>Gl. (3.1)</i>
c	m/s	Absolutgeschwindigkeit	<i>Gl. (2.1)</i>
c	mm	Sehnenlänge	<i>Gl. (2.18)</i>
c_p	-	Druckkoeffizient	<i>Gl. (2.20)</i>
d	m	Durchmesser	<i>Gl. (2.42)</i>
D	-	Diffusionskoeffizient	<i>Gl. (2.22)</i>
DF	-	Diffusionsfaktor	<i>Gl. (2.23)</i>
E	kg/ms^2	Elastizitäts-Modul	<i>Gl. (2.27)</i>
EO	-	Erregerordnung	<i>Gl. (2.32)</i>
F	N	Modale Kraft	<i>Gl. (3.9)</i>
f	Hz	Frequenz	<i>Gl. (2.37)</i>
f	N	Kraft	<i>Gl. (2.31)</i>
H	mm	Schaufelhöhe	<i>Gl. (2.26)</i>
$IBPA$	$^\circ$	Phasenwinkel benachbarter Schaufeln	<i>Gl. (2.30)</i>
k	N/m	Steifigkeit	<i>Gl. (3.9)</i>
k	-	Charakteristische Frequenz	<i>Gl. (2.33)</i>
k	kg/a^2	Steifigkeit	<i>Gl. (2.24)</i>

X Formelzeichen

\dot{m}	kg/s	Massenstrom	Gl. (2.1)
m	-	Modenordnung	Gl. (2.35)
m	kg	Modale Masse	Gl. (3.9)
M	-	Machzahl	Gl. (2.23)
N	-	Schaufelanzahl	Gl. (2.32)
n	min^{-1}	Drehzahl	Gl. (2.16)
ND	-	Knotendurchmesser	Gl. (2.28)
n	-	Normalenrichtung, Normale	Gl. (3.4)
n	-	Polytrophenexponent	Gl. (2.2)
p	kg/m ²	Druck	Gl. (2.2)
Q	-	Gütefaktor	Gl. (2.48)
R	J/kgK	Spezifische Gaskonstante	Gl. (2.17)
R	-	Reaktionsgrad	Gl. (2.11)
S	m ²	Fläche Element	Gl. (3.4)
t	s	Zeit	Gl. (2.38)
s	mm	Passagenbreite	Gl. (2.18)
T	K	Temperatur	Gl. (2.16)
t	mm	Maximale Profildicke	Gl. (2.18)
u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit	Gl. (2.4)
u	m	Bewegungsamplitude	Gl. (3.1)
W	J	Arbeit	Gl. (3.1)
w	m/s	Relativgeschwindigkeit	Gl. (2.5)
x	m	Axiale Koordinate	Gl. (2.38)

Griechische Formelzeichen

α	°	Schallwinkel	Gl. (2.36)
δ	°	Phasenwinkel	Gl. (2.28)
η	-	Normierte Frequenz	Gl. (2.47)

η	-	Wirkungsgrad	<i>Gl. (2.2)</i>
κ	-	Isentropenexponent	<i>Gl. (2.2)</i>
Λ	-	Logarithmisches Dekrement	<i>Gl. (2.46)</i>
λ	°	Staffelungswinkel	<i>Gl. (2.18)</i>
Ω	rad/s	Anregungsfrequenz	<i>Gl. (2.32)</i>
ω	-	Totaldruckverlust	<i>Gl. (2.21)</i>
ω	rad/s	Kreisfrequenz	<i>Gl. (2.24)</i>
ϕ	-	Durchflusszahl	<i>Gl. (2.10)</i>
ψ	-	Lastzahl	<i>Gl. (2.4)</i>
ρ	kg/m ³	Dichte	<i>Gl. (2.1)</i>
σ	-	Überdeckungsgrad	<i>Gl. (2.18)</i>
θ	°	Profilumlenkwinkel	<i>Gl. (2.18)</i>
ξ	-	Radiale Wellenzahl	<i>Gl. (2.37)</i>

Tiefgestellte Indizes

0	-	Eigen-	<i>Gl. (2.24)</i>
1	-	Rotoreintrittsebene	<i>Gl. (2.1)</i>
2	-	Rotoraustrittsebene	<i>Gl. (2.5)</i>
3	-	Statoraustrittsebene	<i>Gl. (2.1)</i>
B	-	Rotorschaukel	<i>Gl. (2.24)</i>
cyc	-	zyklisch	<i>Gl. (3.1)</i>
e	-	Erregung	<i>Gl. (2.31)</i>
eff	-	effektiv	<i>Gl. (2.36)</i>
<i>i</i>	-	Modenindex	<i>Gl. (3.4)</i>
L	-	Lautsprecher	<i>Gl. (2.40)</i>
max	-	Maximum	<i>Gl. (2.22)</i>
nl	-	nichtlinear	<i>Gl. (2.31)</i>
n	-	Schaufelzahl	<i>Gl. (2.31)</i>

XII Formelzeichen

p	-	Druck	<i>Gl. (2.20)</i>
r	-	Index Flächenelement	<i>Gl. (3.4)</i>
R	-	Rotor	<i>Gl. (2.24)</i>
st	-	statisch	<i>Gl. (2.12)</i>
t	-	total	<i>Gl. (2.2)</i>
u	-	Umfangsrichtung	<i>Gl. (2.5)</i>
V	-	Verdichter	<i>Gl. (2.2)</i>
v	-	viskos	<i>Gl. (3.1)</i>
x	-	Achsrichtung	<i>Gl. (2.10)</i>

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Herausforderungen im Luftverkehr und technische Antworten

Auch wenn sich das Wachstum in den letzten Jahren verlangsamt hat, steigt die Anzahl absolvierter Flugmeilen sowohl im Passagier- als auch im Frachtverkehr Jahr für Jahr weiter an. Einerseits steigt der Austausch von Personen und Waren aufgrund der zunehmenden Globalisierung immer weiter an. Andererseits besteht in vielen Regionen Welt nach wie vor ein enormer Aufholbedarf gegenüber Europa und den USA, die nur ein geringes Wachstum im Luftverkehr aufweisen. So legte insbesondere in Asien der Luftverkehr jährlich weiterhin um 5-6% zu, während im Rest der Welt das Wachstum in den letzten fünf Jahren deutlich geringer ausgefallen ist. Es wird erwartet, dass der afrikanische Kontinent in Zukunft ähnliche Wachstumsraten aufweist und sich damit der Anstieg nationaler und internationaler Flugbewegungen weiter fortsetzt. Mit Stand Anfang 2020 geht Boeing von einer Verdoppelung der weltweiten Flugzeugflotte in den 20 Jahren von 2018 bis 2038 aus, wobei Single-Aisle-Flugzeuge hiervon ca. drei Viertel ausmachen. Ein ähnliches Bild zeigt sich auch beim Konkurrenten Airbus, der im April 2020 ca. 8000 offene Bestellungen ausweist, was ca. 70% der aktiven Airbus-Flotte entspricht.

Dieses Wachstum steht den CO₂-Einsparzielen in der Luftfahrt entgegen, wie sie für die Erreichung der Klimaziele mit einer Beschränkung des Temperaturanstiegs auf maximal 2°C gegenüber dem Beginn der Industrialisierung notwendig sind. Unter anderem formuliert ACARE (Advisory Council for Aeronautics Research in Europe) Einsparziele zur Reduktion des CO₂-Ausstoßes um 75% und des NO_x-Ausstoßes um 90% bis 2050 gegenüber dem Jahr 2000 pro Passagierkilometer.

Die Reduktion des CO₂-Ausstoßes in Europa bis zum Jahr 2018 betrug laut der Europäischen Umweltagentur (EEA) ca. 25 %. Um das gesetzte Einsparziel zu erreichen müssten die Emissionen bis 2050 um weitere zwei Drittel reduziert werden. Unter der stark vereinfachten Annahme, dass sich das von Boeing prognostizierte Wachstum bis zum Jahr 2050 kontinuierlich fortsetzt und sich die Zusammensetzung der Flotte nicht signifikant ändert, erfolgt im gleichen Zeitraum eine Verdreifachung der aktiven Flotte. Unter diesen Voraussetzungen könnte also trotz der relativen Einsparziele keine absolute Reduktion des CO₂-Ausstoßes erreicht werden. Die übrige Reduktion

zum Erreichen der Klimaneutralität muss deshalb unter anderem über den Einsatz alternativer Kraftstoffe oder neue Antriebssysteme erreicht werden.

Um die genannten Ziele erreichen zu können, sind sowohl Weiterentwicklungen bestehender als auch die Entwicklung neuer Antriebskonzepte notwendig. Die Weiterentwicklung bestehender Antriebe erfolgt dabei insbesondere über eine Vergrößerung des Fans und damit des Massenstromverhältnisses zwischen Nebenstrom und Kerntriebwerk. Gleichzeitig erfolgt eine Gewichtsreduktion durch eine Verkleinerung des Kerntriebwerks, die durch höhere Drehzahlen und höhere Stufendruckverhältnisse ermöglicht wird. Eine effizientere Verbrennung ermöglicht darüber hinaus weitere direkte Treibstoffeinsparungen.

Der Bau kompakter und leichter Kerntriebwerke wird dabei wesentlich durch den Einsatz integraler Laufschaufelräder, sogenannter Blisks (blade-integrated disks), ermöglicht. Da diese Bauteile aus einem Stück gefertigt werden, werden Profilgeometrien ermöglicht, die mit aus Einzelteilen (Schaufeln und Scheibe) bestehenden Rotoren nicht erreicht werden können. Die fehlenden Fügstellen machen darüber hinaus deutliche Materialeinsparungen möglich, was zu einer weiteren Gewichtsreduktion des Triebwerks führt. Andererseits haben diese fehlenden Fügstellen zur Folge, dass Blisks mechanisch und strukturell nur sehr schwach gedämpft sind. Stattdessen erfolgt die Dämpfung von Schaufelschwingungen hauptsächlich über die Interaktion mit dem umströmenden Medium. Wird eine Schaufel in Schwingung versetzt, so verrichtet diese Arbeit an der Strömung, wodurch Energie dissipiert und die Schwingung gedämpft wird. Allerdings kann es dazu kommen, dass sich Schaufelschwingung und Strömung gegenseitig anfachen, sodass zusätzliche Arbeit von der Strömung an der Schaufel verrichtet wird. Die Dämpfung der Schaufelschwingung wird dann negativ und es kann zu sehr großen Schaufelschwingungsamplituden kommen. Dieser Vorgang der selbsterregten Schwingung wird Flattern genannt. Im schlimmsten Fall kann diese zu einem schnellen Versagen der Schaufeln bis hin zum Schaufelabriss führen. Umso wichtiger ist es, die aerodynamische Dämpfung bereits während der Auslegung möglichst genau vorhersagen zu können.

1.2 Flattern

Aus der Literatur sind einige Fälle von Schaufelflattern in Fans oder vorderen Verdichterstufen bekannt. So berichten sowohl Jeffers und Meece (1975) als auch Kurkov (1984) von experimentellen Untersuchungen des Flattern der Fanschaufeln des F100-Triebwerks von Pratt & Whitney. Diese treten unter Teillast nahe der Pumpgrenze bei erhöhtem Eintrittsdruck und erhöhter Eintrittstemperatur auf. El-Aini et al. (1986) berichten darüber hinaus von ausführlichen experimentellen Flutter-Untersuchungen des Niederdruckverdichters des PW1120-Triebwerks, das aus dem F100-Triebwerk abgeleitet worden ist. Insgesamt ist die Anzahl veröffentlichter Vorfälle sehr gering. Die Anzahl von Veröffentlichungen vor allem auch experimenteller Untersuchungen durch Triebwerkshersteller zeigt aber, dass die Fragestellung der Schaufelstabilität von großer Bedeutung ist.

So können insbesondere bei Pratt & Whitney umfangreiche experimentelle Untersuchungen von Flattern in Verdichtern verzeichnet werden. Während Mikolajczak et al.

(1975) Flattern in einem Rotor bei supersonischem Betrieb ohne Strömungsablösung nachweisen, zeigt Stargardter (1979) experimentelle Ergebnisse von Flattern bei abgelöster Strömung. Ein umfangreicher Bericht über die experimentelle Untersuchung verschiedener Rotoren im Rahmen NASA/USAF Engine System Research-Programms wurde von Lubomski (1980) vorgelegt. Hierin wird Flattern an der Pumpgrenze und an der Stopfgrenze beschrieben.

Im Bereich der universitären Forschung finden sich vor allem experimentelle Untersuchungen von Schaufelkaskaden. Diese weisen unter anderem die Abhängigkeit der Stabilität von der charakteristischen Frequenz nach (Belz und Hennings 2006). Deutlich weniger Berichte finden sich über experimentelle Untersuchungen der Aeroelastik in rotierenden Prüfständen. So nutzen Kielb und Kaza (1983) den NASA-Rotor 12 für umfangreiche Untersuchungen der aeroelastischen Eigenschaften eines Fans. Weitere vor allem numerische Untersuchungen von Fan-Flattern werden von Vahdati und Imregun (1996) und Vahdati und Cumpsty (2016) anhand des Rotor 67 durchgeführt. In jüngster Vergangenheit wurde insbesondere der einstufige Axialverdichter der Technischen Universität Darmstadt für die Untersuchung aeroelastischer Phänomene von Verdichterblisks genutzt. Leichtfuß et al. (2013) zeigen experimentelle und numerische Ergebnisse von Torsionsflattern eines proprietären Rotors. Holzinger et al. (2016) zeigen darüber hinaus die Untersuchungsergebnisse eines im Rahmen des FUTURE-Projekts ausgelegten, nicht-proprietären Versuchsverdichters. Die Auslegung erfolgte dabei mit dem Ziel, Flattern bei Teillast in der Nähe der Pumpgrenze (Stall-Flattern) zu erreichen. Bemerkenswert ist dabei, dass alle insgesamt neun beteiligten Partner in einem Benchmarking ihrer Simulationscodes unterschiedliche Vorhersagen getroffen haben. Während drei Partner Flattern vorhergesagt haben, wiesen die Ergebnisse der anderen Beteiligten auf stabile Schwingungen hin. Im Versuchsbetrieb konnte kein Flattern identifiziert werden. Dies zeigt deutlich auf, dass die Vorhersage von Stall-Flattern nach wie vor eine große Herausforderung darstellt, wie auch im Rahmen dieser Arbeit erneut bestätigt wird.

1.3 Mistuning

Alle bisher erwähnten Arbeiten befassen sich mit der Untersuchung der Aeroelastik im rotierenden System, wobei aufgrund der Komplexität in den meisten Fällen von identischen Schaufeln ohne Mistuning ausgegangen wird. Mistuning beschreibt die Varianzen durch Fertigungstoleranzen und Materialinhomogenitäten in den Schwingungseigenschaften (insbesondere der Eigenfrequenz) der einzelnen Schaufeln. Diese Varianzen können darüber hinaus durch Bauteilreparaturen hervorgerufen werden. In Untersuchungen an der Axialturbine des TFD wurde gezeigt, dass Geometrievarianzen von Turbinenleitschaufeln einen erheblichen Einfluss auf die erzwungene Schwingungsanregung (engl. Forced Response) der nachfolgenden Laufschaufeln haben können (Aschenbruck und Seume 2015, Pohle 2017).

Auf Flattern hingegen hat Mistuning im Allgemeinen einen stabilisierenden Einfluss (May 2012a). Strukturelles Mistuning spielt deshalb eine wichtige Rolle für die Stabilität realer Rotoren, da es zu einer verringerten Kopplung der Schaufelschwingung führt. Unter anderem zeigt Bendiksen (1984) analytisch, dass Mistuning bei freien

Schwingungen nicht destabilisierend wirken kann. Kielb et al. (2004) weisen anhand eines Axialverdichterrotors nach, dass zufälliges Mistuning zu einer Stabilisierung führt, wobei der Einfluss bei starker Kopplung über die Scheibe deutlich abnimmt. Bei gebauten Rotoren macht man sich Mistuning deshalb gezielt zunutze, um die aeroelastische Stabilität zu erhöhen. Den größten Einfluss auf die Dämpfung weist eine zyklische Verstimmung des Schaufelkranzes auf, bei der die Eigenfrequenz jeder zweiten Schaufel verschoben ist. Die Dämpfungsgrade aller Moden wachsen stärker zusammen und nähern sich dem Mittelwert der Dämpfung der unverstimmten Schaufelscheibe an, sodass Moden mit geringer Dämpfung eine Stabilisierung erfahren. Je stochastischer die Verteilung und je geringer die Verstimmung, desto geringer ist der stabilisierende Effekt.

Allerdings stellt sich die Frage, ob dies ebenso für aerodynamisches Mistuning gilt. Durch die Änderung der Strömung infolge von reparaturbedingten Geometrievarianzen kann es zu einer Verringerung der aerodynamischen Dämpfung, wenn das System als zyklisch symmetrisch angenommen wird. Ob dies auch zu einer verringerten Stabilität der gesamten Blisk führt, ist jedoch unklar. In der Literatur finden sich lediglich Betrachtungen zu alternierendem Mistuning, das zu einer verringerten Stabilität führen kann (Ekici et al. 2013).

1.4 Zielsetzung dieser Arbeit

Aufbauend auf diesen Ergebnissen werden im Rahmen dieser Arbeit die aeroelastischen Eigenschaften von reparierten Verdichterblisks betrachtet. Hierbei soll der Einfluss von reparaturbedingter Varianz der Schaufelgeometrie und des damit einhergehenden aerodynamischen Mistunings auf das Schaufelschwingungsverhalten untersucht werden. Der Fokus liegt dabei auf selbsterregten Schwingungen. Um den Einfluss der regenerationsbedingten Varianz auf das aerodynamische Dämpfungsverhalten zu bestimmen, wird im Rahmen dieser Arbeit die aerodynamische Dämpfung im gesamten Kennfeld numerisch und experimentell ermittelt. Die experimentelle Untersuchung wird dabei durch ein akustisches Schaufelanregungssystem ermöglicht. Ziel ist es, die Besonderheiten von reparaturbedingtem aerodynamischem Mistuning zu verstehen und auf der Grundlage einer experimentellen und numerischen Datenbasis Zusammenhänge zwischen Geometrievariation und aerodynamischer Schwingungsanregung herzuleiten.

Mit der Untersuchung von Rotoren in Blisk-Bauweise wird die aktuelle Entwicklung moderner Axialverdichter berücksichtigt, bei denen zunehmend in den vorderen hochbelasteten Verdichterstufen Blisks zum Einsatz kommen. Diese in Fertigung und Wartung komplexen und kostenintensiven Investitionsgüter weisen wie bereits beschrieben im Vergleich zu konventionellen Rotorbauformen auf Grund geringerer mechanischer Dämpfung eine erhöhte Sensitivität bezüglich Schwingungsanregungen auf. Dadurch eignen sich Blisks besonders gut für die Untersuchung des Einflusses von aerodynamischem Mistuning auf die aerodynamische Dämpfung. Die dieser Arbeit zugrunde liegende Hypothese ist, dass Schaufelreparaturen das aeroelastische Verhalten von Blisks beeinflussen, sodass während des Reparaturprozesses gezielt auf die zu erwartende aerodynamische Schwingungsanregung Einfluss genommen werden muss.

1.5 Vorgehensweise dieser Arbeit

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine einstufige transsonische Verdichterkonfiguration mit verstellbarem Vorleitgitter ausgelegt. Hierfür kam ein iterativer Auslegungsprozess zum Einsatz, der sich aus einer 1D/2D-Auslegung der Aerodynamik, der konstruktiven Gestaltung der Scheibengeometrie, der Berechnung der Strukturmechanik mittels Finite-Elemente-Methode (FEM), der numerischen Simulation der Aerodynamik (CFD) und einer Fluid-Struktur-Interaktionssimulation (FSI) zusammensetzt. Die Auslegung wurde dabei unter der Prämisse durchgeführt, dass es im Teillastbereich nahe der Pumpgrenze zu Flattern kommen kann. Um hierfür ausreichend Betriebssicherheit zu bieten, wurde der Rotor so ausgelegt, dass er einen sanften Übergang in die Strömungsablösung (Stall) ohne Pumpen aufweist. Dadurch kann das Auftreten von Schaufelschwingungen bei Strömungsablösung erzwungen und schnell wieder beendet werden. Neben dem Rotor wurden wesentliche Teile des Prüfträgers neu ausgelegt, unter anderem die Welle, Gehäusebauteile und eine Leitschaufelverstellvorrichtung für das Vorleitgitter und den Stator.

Um den Einfluss von Reparaturen auf das aeroelastische Verhalten der Bliks untersuchen zu können, kommen zwei Rotorbliks zum Einsatz: Eine Referenzblik und eine zweite Blik mit realen Reparaturen nachempfunderer, modifizierter Geometrie. Zur Erstellung dieser Geometrievariationen wurden vermessene reparierte Bliks eines Flugtriebwerks auf typische Geometrieänderungen hin untersucht (Kellersmann et al. 2014), die potentiell einen größeren Einfluss auf die Aerodynamik und damit auch die Aeroelastik haben könnten. In der Literatur finden sich darüber hinaus einige Veröffentlichungen, die den Einfluss von Geometrievarianzen auf die Aerodynamik untersuchen (Garzon und Darmofal 2003, Lange et al. 2012). Hieraus ergibt sich, dass insbesondere die Dicke der Vorderkante und der Staffelungswinkel den größten Einfluss auf Druckaufbau und Wirkungsgrad und damit auf die Aerodynamik zeigen. Der Staffelungswinkel kann durch Reparaturen nur geringfügig verändert werden. Modifikationen der Vorderkante treten hingegen typischerweise bei sogenannten Blend-Reparaturen auf, wie sie bevorzugt an Bliks durchgeführt werden. Durch das Schleifen und Polieren von Anrissen oder Beschädigungen im Rahmen einer derartigen Reparatur kann verhindert werden, dass es über die Betriebsdauer zu einem Abriss der Schaufel oder einer starken Beschädigung durch fortschreitendes Risswachstum kommt. Um den Einfluss von Blend-Reparaturen auf das aeroelastische Verhalten der Blik untersuchen zu können, wurde deshalb auf Basis von Reparaturrichtlinien eines Triebwerkhandbuchs und bekannten Vermessungsergebnissen eine typische Reparatur definiert, die auf drei radialen Höhen (60%, 80% und 100%) an drei gleichmäßig über den Umfang verteilten Schaufeln bereits während der Fertigung in die modifizierte Blik eingebracht wurden. Neben Experimenten wurden für diese drei Varianten sowie die Referenz numerische Untersuchungen durchgeführt, die sowohl aerodynamische als auch aeroelastische Simulationen einschließen.

Viele vorhergegangene Arbeiten, die zum Beispiel den Einfluss von Blend-Reparaturen oder anderen Modifikationen auf das aerodynamische Verhalten untersuchen, betrachten eine alternierende Anordnung von reparierter und nicht reparierter Schaufel (s. u.a. Aschenbruck und Seume (2015), Ekici et al. (2013)). In dieser Arbeit

soll hingegen der Effekt einer einzelnen reparierten Schaufel im Umfeld von nicht reparierten Schaufeln untersucht werden, da dies einer in der Realität auftretenden Schaufelbeschädigung näher kommt. Die Modifikationen werden im Verlaufe dieser Arbeit mit einer fortlaufenden Nummer benannt. Dabei entspricht die Modifikation 1 der Reparatur bei 60% Schaufelhöhe, Modifikation 2 bei 80% und Modifikation 3 bei 100%.

Im weiteren Verlauf dieser werden zunächst die für das Verständnis notwendigen Grundlagen erläutert, wobei insbesondere auf die Themen Verdichteraerodynamik und -aeroelastik eingegangen wird. Unter anderem sollen dadurch auch die bei der Auslegung getroffenen Entscheidungen nachvollziehbar werden. Die Verdichterauslegung und der Prüfstand werden im anschließenden Kap. 4 beschrieben. Je ein Kapitel widmet sich abschließend der Aerodynamik und der Aeroelastik des Versuchsverdichters.

Kapitel 2

Grundlagen

In dieser Arbeit werden die Untersuchungsergebnisse des aeroelastischen Dämpfungsverhaltens einer Verdichterbilsk in einem einstufigen Axialverdichter erläutert. Dabei wird ein grundlegendes Verständnis von Strömungsmaschinen und Strömungsmechanik vorausgesetzt. Dennoch sollen hier einige wesentliche Grundlagen erläutert werden, auf die im weiteren Verlauf der Arbeit Bezug genommen wird. Abschnitt 2.1 behandelt Grundlagen der aerodynamischen Auslegung und des Betriebsverhaltens von Axialverdichtern, die der Nachvollziehbarkeit der in Abschn. 4.3 beschriebenen Auslegungsentscheidungen dienen. Ebenso behandelt Abschn. 2.2 die Grundlagen der Aeroelastik, auf denen die in Abschn. 4.3.3 erläuterten Auslegungsentscheidungen fußen. Das in Abschn. 2.2 beschriebene Modell der linearisierten Aeroelastik ist ein wichtiges Werkzeug sowohl für die numerische Simulation als auch für die Auswertung numerischer und experimenteller Ergebnisse, die in Kap. 5 erörtert werden. Zur experimentellen Bestimmung der aerodynamischen Dämpfung dient unter anderem ein akustisches Anregungssystem. Systeme für die Anregung von Schaufelschwingungen werden in Abschn. 2.3 beschrieben.

2.1 Verdichteraerodynamik

Eine der größten Herausforderungen bei der Entwicklung von Turbomaschinen ist die Auslegung des Verdichters. Insbesondere Axialverdichter hatten zu Beginn der Entwicklung einen Wirkungsgrad unter 50%, sodass der Bau von Gasturbinen mit positiver Energiebilanz, geschweige denn wirtschaftlichem thermischen Wirkungsgrad, unmöglich war. Es dauerte ca. 50 Jahre von der Patentierung des ersten Axialverdichters durch Charles Parsons 1884 bis zu ausreichend effizienten Maschinen mit isentropen Verdichtewirkungsgraden von deutlich über 80% (Wilson und Korakianitis 2014).

Dies wurde vor allem begünstigt durch den Beginn von systematischen Untersuchungen der Belastungsgrenzen von Schaufelkaskaden, die zunächst aus der Entwicklung von Tragflächenprofilen hervorgegangen waren. Insbesondere Howell (1942, 1945) und Lieblein et al. (1953) haben wesentlich zu der Entwicklung von Verlustkorrelationen und dem heutigen Verständnis von Schaufelkaskaden beigetragen. Dieses wurde zwar im Laufe der Zeit verfeinert und ergänzt. Die ermittelten Betriebsgrenzen stellen aber weiterhin einen wichtigen Ausgangspunkt bei der Vorauslegung von Axialverdich-

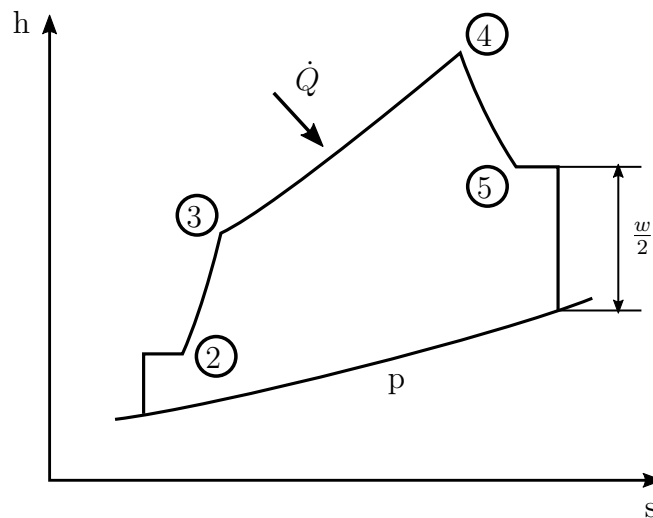


Abbildung 2.1: Kreisprozess eines einfachen Einwellentriebwerks ohne Bypass

tern dar. Auf Grundlage der Korrelationen und erweiterter Verlustkorrekturen lassen sich bereits mittels 1D- und 2D-Berechnungsverfahren Axialverdichter mit hohem Wirkungsgrad auslegen. Abgesehen von vollständig 3D-optimierten Schaufelkonturen lassen sich dann mithilfe von 3D-Berechnungsverfahren vor allem Detailverbesserungen im Naben- und Gehäusebereich erzielen.

2.1.1 Axialverdichter

Turbomaschinen, deren Aufgabe es ist ein Medium entgegen dem Druckgradienten (d.h. von niedrigem zu hohem Druck) zu fördern, lassen sich nach ihrem Hauptnutzen in Ventilatoren und Verdichter gruppieren. Während erstere vorwiegend der Förderung und damit der Beschleunigung des Mediums dienen, beschreiben letztere solche Maschinen, die vorwiegend einen Druckaufbau erreichen sollen. Nach DIN EN ISO 13349 soll die Bezeichnung Ventilator (bzw. Fan) deshalb nur für ein Druckverhältnis unter 1.3 verwendet werden.

Verdichter (und damit auch Axialverdichter) kommen oft als Bestandteil von Kreisprozessen zum Einsatz, das heißt bei der Verdichtung von Luft in stationären Gasturbinen und Flugtriebwerken. Abbildung 2.1 stellt den Kreisprozess eines einstrahligen Einwellentriebwerks vereinfacht im h - s -Diagramm dar. Die Turbinenarbeit (4-5) dient dem Antrieb des Axialverdichters (2-3), der die Luft auf das Verbrennungsniveau (3-4) verdichtet. Die Verbrennung erfolgt idealisiert entlang einer Kurve konstanten Druckes. Dabei wird insgesamt mehr Arbeit am Fluid verrichtet, als für die Aufrechterhaltung des Prozesses notwendig ist, sodass der Überschuss für den Vortrieb zur Verfügung steht. Ein geringer Verdichterwirkungsgrad führt im h - s -Diagramm zu einer geringeren Steigung der Kurve 2-3. Soll das gleiche Druckniveau wie zuvor erreicht werden, bedeutet dies einen deutlich höheren Arbeitsaufwand. Bei gleicher Maximaltemperatur führt dies dazu, dass kein ausreichender Arbeitsüberschuss verbleibt, bzw. dass die Turbinenarbeit (unter Berücksichtigung mechanischer und weitere Verluste) nicht mehr für den Antrieb des Verdichters ausreichend ist.

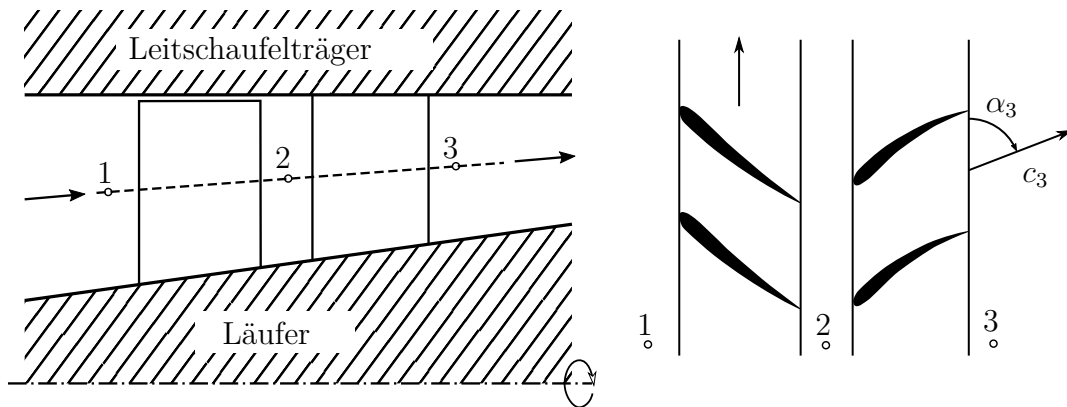


Abbildung 2.2: Schnitt durch exemplarischen Axialverdichter in axialer Richtung (links) und Umfangsrichtung (rechts), nach Traupel (2001)

Grundsätzlich kann der Druckaufbau mithilfe von Radial- und Axialverdichtern oder verschiedenen Mischformen erfolgen. Während Radialverdichter insbesondere bei kleinen Massenströmen einen guten Wirkungsgrad aufweisen und sehr günstig zu produzieren sind, lassen sie sich bei großen Massenströmen nicht mehr sinnvoll einsetzen: Mit steigendem Massenstrom steigt der Gesamtdurchmesser rapide an, sodass nicht nur große Herausforderungen mit Bezug auf Strömungsführung, Konstruktion und Festigkeit entstehen, sondern auch die massenbezogene Verdichtungsleistung stark abnimmt. Aus diesem Grund sind moderne Flugtriebwerke für größere Verkehrsflugzeuge nur mit Axialverdichtern realisierbar.

Abbildung 2.2 zeigt Schnitte in Längs- und Umfangsrichtung (Meridionalschnitt und Mittenschnitt) durch einen vereinfachten einstufigen Axialverdichter. Die Strömungsrichtung ist von links nach rechts. Eine einzelne Stufe setzt sich aus einem rotierenden Laufrad (Rotor) und einem feststehenden Leitrad (Stator) zusammen. Durch Zufuhr von kinetischer Energie im Rotor und durch Diffusion, d.h. die Verzögerung der Strömung in den Schaufelkanälen (in den meisten Fällen sowohl im Stator als auch im Rotor), wird der Druck des Fluids erhöht. Der maximal mögliche Druckaufbau ist beschränkt durch die gegebenen Randbedingungen (Massenstrom, Bauraum) und die Belastungsgrenzen der Beschaukelung. Ist ein höherer Druckaufbau erforderlich als durch eine Stufe erreichbar, werden mehrere Stufen hintereinandergeschaltet. Ein sehr einfaches Vorgehen ist dabei die Kombination von Stufen, die ähnlich zueinander sind, wobei dies vereinfacht durch ähnliche Geschwindigkeitsdreiecke (s.u.) gekennzeichnet ist. Im einfachsten Fall sind sowohl Zu- als auch Abströmung axial und gleich groß, das heißt $\vec{c}_1 = \vec{c}_3$ und $|\vec{c}_1| = c_x$, wobei x die axiale Strömungsrichtung ist. Unter diesen Voraussetzungen lässt sich leicht zeigen, warum die in Abb. 2.2 dargestellte Querschnittkontraktion notwendig ist.

Mit der Kontinuitätsgleichung

$$\dot{m} = A_1 c_1 \rho_1 = A_3 c_3 \rho_3 \quad (2.1)$$

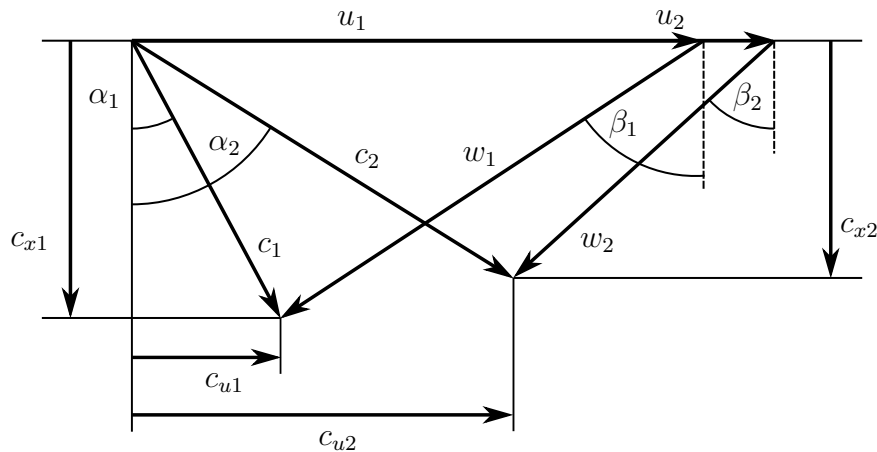


Abbildung 2.3: Allgemeines Geschwindigkeitsdreieck eines Axialverdichters

und der Polytropenbeziehung für die Dichte

$$\frac{\rho_3}{\rho_1} = \left(\frac{p_3}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}}, \quad \text{mit} \quad \frac{n}{n-1} = \eta_{tV} \frac{\kappa}{\kappa-1} \quad (2.2)$$

lässt sich das Querschnittsverhältnis berechnen. Fordert man z.B. ein Druckverhältnis von 1.3 und nimmt einen Verdichterwirkungsgrad von $\eta_V = 90\%$ an, so ergibt sich

$$\frac{A_3}{A_1} = 0.836 \quad (2.3)$$

Auf diese Art und Weise erfolgt in der Vorauslegung die erste Festlegung des Querschnittsverlaufs. Damit die Geschwindigkeitsdreiecke gleich bleiben, wäre es notwendig, dass der Radius des Mittenschnitts in axialer Richtung konstant bleibt. Dies ist bei einer reinen Anhebung des Nabenradius, wie in Abb. 2.2 dargestellt, nicht der Fall. Es lassen sich viele andere Vorgaben während der Auslegung machen, die unter Umständen ein besseres Verhalten mehrstufiger Verdichter ergeben.

2.1.2 Geschwindigkeitsdreiecke und Verdichterkennzahlen

Für die Analyse von Axialverdichtern werden verschiedene (teilweise dimensionslose) Kennzahlen herangezogen. Mit Hilfe dieser Kennzahlen lassen sich Messergebnisse vergleichen und sie helfen bei der Skalierung der Aerodynamik und letztendlich der Geometrie und sind deshalb insbesondere bei der Vorauslegung wichtig. Je nach Einsatzzweck werden teils unterschiedliche Formulierungen verwendet. An dieser Stelle folgt ein kurzer Überblick, weitere Details können unter anderem bei Cumpsty (2004) oder Wilson und Korakianitis (2014) nachgelesen werden. Zuvor soll allerdings auf eines der wichtigsten Hilfsmittel bei der Beschreibung von Turbomaschinenstufen eingegangen werden, das Geschwindigkeitsdreieck.

Die Strömungsrichtung und -geschwindigkeit in und aus einer Schaufelpassage lassen sich durch Vektoren darstellen. Umfangsgeschwindigkeit der Beschauflung und die Strömungsvektoren der Absolutgeschwindigkeit (im Bezugssystem des Stators)

und der Relativgeschwindigkeit (im Bezugssystem des Rotors). Üblicherweise werden die Geschwindigkeitsdreiecke einer Stufe gemeinsam dargestellt. Zumeist werden die mittleren Geschwindigkeiten an einem festgelegten Radius, z.B. im Mittenschnitt, verwendet. Abbildung 2.3 stellt ein allgemeines Geschwindigkeitsdreieck eines Axialverdichters dar. u_1 ist die Schaufelgeschwindigkeit am Rotoreintritt, während u_2 die Geschwindigkeit am Rotoraustritt kennzeichnet. Im Allgemeinen gilt $u_1 \neq u_2$. Der hier dargestellte Fall könnte z.B. einem Axialverdichter mit ansteigender Nabe und konstantem Gehäusedurchmesser wie in Abb. 2.2 entsprechen. Absolutgeschwindigkeiten sind durch c und Relativgeschwindigkeiten durch w gekennzeichnet, Indizes x und u stehen für axiale und tangentielle Richtung. Absolut- und Relativwinkel werden mit α bzw. β benannt und werden entweder ausgehend von der Umfangsrichtung oder der axialen Richtung gemessen. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird letztere Definition verwendet. Beim vereinfachten Geschwindigkeitsdiagramm werden eine in Strömungsrichtung konstante Umfangsgeschwindigkeit der Beschaukelung und eine konstante axiale Absolutgeschwindigkeit am Ein- und Austritt angenommen.

Geschwindigkeitsdreiecke werden genutzt, um die Form von Rotor- und Statorschaufeln vorab zu skizzieren. Für die vollständige Beschreibung eines einfachen Geschwindigkeitsdreiecks sind drei Größen ausreichend, die deshalb bei der Vorauslegung zuerst festgelegt werden: Lastzahl, Durchflusszahl und Reaktionsgrad. Auf diese soll im weiteren Verlauf zunächst eingegangen werden. Neben diesen drei dimensionslosen Kennzahlen kommen auch dimensionsbehaftete Skalierungsgrößen für Drehzahl und Massenstrom zum Einsatz. Während dimensionslose Kennzahlen für einen Vergleich von verschiedenen Maschinentypen herangezogen werden, dienen dimensionsbehaftete Kennzahlen dazu, Vergleichbarkeit bei variierenden Eintrittsbedingungen einer Maschine herzustellen.

Lastzahl

Die Lastzahl quantifiziert den Enthalpieaufbau einer Stufe in Bezug auf die Umfangsgeschwindigkeit. Um eine dimensionslose Kennzahl zu erhalten, muss die Geschwindigkeit quadriert werden:

$$\psi = -\frac{\Delta h}{u^2} \quad (2.4)$$

In Analogie zur kinetischen Energie wird teilweise auch $u^2/2$ im Nenner verwendet, sodass die Lastzahl mit dem Faktor 2 skaliert wird. Aus diesem Grund ist bei Korrelationen grundsätzlich auf die verwendete Definition zu achten. Das negative Vorzeichen ist Konvention und sorgt dafür, dass Lastzahlen eines Verdichters negativ und die einer Turbine positiv sind. Der Enthalpie kann entweder statisch oder total sein, wobei üblicherweise letztere verwendet wird. Mithilfe der Euler'schen Turbinengleichung lässt sich die Lastzahl in Beziehung zum Geschwindigkeitsdreieck setzen. Die spezifische Arbeit, die von einer Laufschaufel am Fluid verrichtet wird, ist

$$w = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}. \quad (2.5)$$

Im Falle einer adiabaten verlustfreien Verdichtung entspricht diese der Totalenthalpiedifferenz über den Rotor (bzw. über die gesamte Stufe):

$$h_{t2} - h_{t1} = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2} \quad (2.6)$$

$$\Delta h_t = \Delta (u c_u) \quad (2.7)$$

Bei der Vorauslegung wird eine mögliche Radiusänderung im Mittenschnitt meist vernachlässigt, sodass man die vereinfachte Form

$$\Delta h_t = u \Delta c_u \quad (2.8)$$

erhält. Hiermit ergibt sich für die Lastzahl:

$$\psi = -\frac{\Delta h_t}{u^2} = -\frac{\Delta c_u}{u} \quad (2.9)$$

Die Größe der Lastzahl lässt sich demnach direkt auf Basis des Geschwindigkeitsdreiecks abschätzen. Darüber hinaus können bei einheitlichem Maßstab der Enthalpieaufbau bzw. der Arbeitsumsatz eines Rotors abgeschätzt werden. Zumeist wird die Lastzahl, wie die Durchflusszahl und der Reaktionsgrad, im Mittenschnitt betrachtet. Empfehlungen für die Vorauslegung beziehen sich ebenfalls meist auf den Mittenschnitt. Mit Blick auf Axialverdichter wird eine Lastzahl von -0.5 als hoch belastet angesehen, während Axialverdichter mit Lastzahlen größer als -0.3 als gering belastet eingeschätzt werden. Wie Gl. 2.9 zeigt, legt die Lastzahl die Strömungsumlenkung Δc_u des Rotors fest.

Durchflusszahl

Die Durchflusszahl setzt den axialen Anteil der Absolutgeschwindigkeit des Fluids am Rotoreintritt in Bezug zur Umfangsgeschwindigkeit der Beschauelung:

$$\phi = \frac{c_x}{u} \quad (2.10)$$

Gemeinsam mit der Lastzahl ist der Arbeitspunkt der Stufe festgelegt und die Leistungsfähigkeit ist weitestgehend definiert. Typische Axialverdichterstufen besitzen Durchflusszahlen zwischen 0.3 und 0.9, wobei moderne Auslegungen zum unteren Ende der Skala tendieren ((Cumpsty 2004)).

Dadurch dass durch ψ lediglich die Umlenkung festgelegt wird, ist der Zuströmungswinkel durch die beiden Kennzahlen nicht festgelegt.

Reaktionsgrad

Damit ein Geschwindigkeitsdreieck vollständig bestimmt ist, werden insgesamt drei Größen benötigt. Während die Auswahl grundsätzlich beliebig ist (z.B. könnte der Winkel der Zuströmung direkt festgelegt werden), wird bei der Vorauslegung oft der Reaktionsgrad verwendet. Dieser hat zwar einen geringen Einfluss auf die Leistungsfähigkeit, beeinflusst aber unter anderem das Verhalten abseits des Auslegungspunktes.

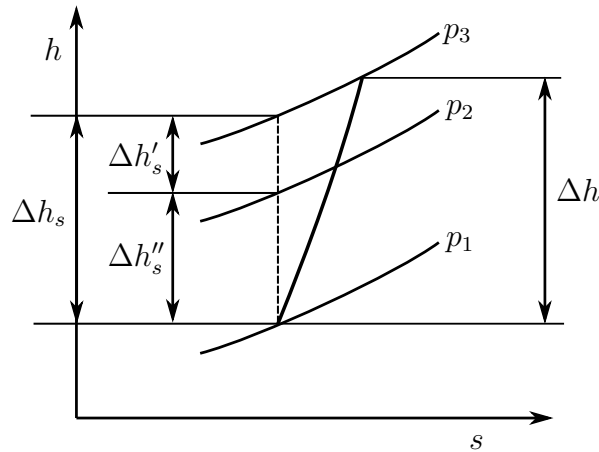


Abbildung 2.4: h-s-Diagramm eines Axialverdichters mit $R > 0.5$

Der Reaktionsgrad ist definiert als das Verhältnis des Enthalpieaufbaus im Rotor und der gesamten Enthalpiedifferenz der Stufe:

$$R = \frac{\Delta h''}{\Delta h} = 1 - \frac{\Delta h'}{\Delta h} \quad (2.11)$$

Es gibt eine Reihe unterschiedlicher Definitionen, die genutzt werden: Entweder es wird die statische oder dynamische Enthalpie genutzt, teilweise wird aber auch der Druckaufbau verwendet. Eine oft genutzte Definition betrachtet den Anteil des Rotors am gesamten statischen Enthalpieaufbau (vgl. h-s-Diagramm in Abb. 2.4). Eine weitere setzt den statischen Enthalpieaufbau im Rotor ins Verhältnis mit der Totalenthalpiedifferenz, die für Rotor und Stufe identisch ist. Der Totalenthalpieaufbau wurde bereits in Gl. 2.6 definiert. Die statische Enthalpie erhält man aus der Differenz von Δh_t und der Verringerung der kinetischen Energie des Fluids zwischen Ein- und Austritt, d.h. für den Rotor:

$$\Delta h''_{st} = \Delta h_t + \frac{c_1^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} \quad (2.12)$$

Für die erstgenannte Definition erhält man mit der statischen Enthalpie des Rotors nach Gl. 2.11:

$$R = \frac{\Delta h''_{st}}{\Delta h_{st}} = \frac{2(u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) - (c_2^2 - c_1^2)}{2(u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) - (c_3^2 - c_1^2)} \quad (2.13)$$

Für letztere Definition erhält man nach Kürzen:

$$R = \frac{\Delta h''_{st}}{\Delta h_t} = 1 - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2(u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1})} \quad (2.14)$$

Beide Definitionen sind für den Fall einer Stufe mit gleicher Zu- und Abströmung ($\vec{c}_1 = \vec{c}_3$) identisch. Für ein einfaches Geschwindigkeitsdreieck mit gleicher axialer Strömungsgeschwindigkeit im Ein- und Austritt lässt sich diese Gleichung weiter vereinfachen:

$$R = 1 - \frac{c_{u2} + c_{u1}}{2u} \quad (2.15)$$

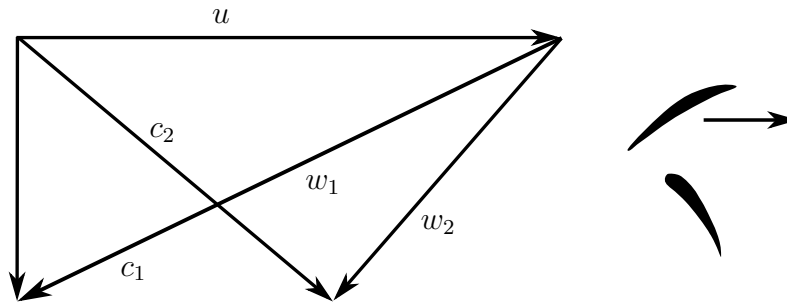


Abbildung 2.5: Einfaches Geschwindigkeitsdreieck für $R \approx 0.8$

Der zweite Term ist die mittlere tangentielle Strömungsgeschwindigkeit im Absolutsystem zwischen Rotorein- und -austritt bezogen auf die Umfangsgeschwindigkeit.

Typischerweise variiert der Reaktionsgrad zwischen 0.5 und 0.9, wobei Axialverdichter mit höherem Reaktionsgrad einen größeren stabilen Betriebsbereich besitzen (Traupel 2001a). Bei einem Reaktionsgrad von 0 erfolgt der Druckaufbau vollständig im Stator, während bei einem Reaktionsgrad von 1 der Druckaufbau im Rotor erfolgt.

Darüber hinaus existieren zwei weitere interessante Spezialfälle. Bei einem Reaktionsgrad von 0.5 ergibt sich ein symmetrisches Geschwindigkeitsdreieck. Hingegen sind bei einem Reaktionsgrad von ca. 0.8 (in Abhängigkeit von der Lastzahl) sowohl Zu- als auch Abströmung der Stufe axial. Letztere Konfiguration ist in Abb. 2.5 dargestellt und eignet sich besonders für einen einstufigen Axialverdichter, da hiermit eine drallbehaftete Strömung in den Diffusor vermieden wird.

Korrigierte Drehzahl und korrigierter Massenstrom

Druckverhältnis und Massenstrom eines Verdichters hängen wesentlich von der Drehzahl bzw. genauer von der Umfangsgeschwindigkeit ab. Es ist naheliegend, die Schallgeschwindigkeit $a = \sqrt{\kappa RT}$ zur Normalisierung zu verwenden, wobei die Umfangsgeschwindigkeit an der Schaufelspitze verwendet wird. Da die statische Temperatur T im Allgemeinen nicht bekannt ist, wird stattdessen die Totaltemperatur T_0 am Eintritt genutzt. Wenn nur ein einzelner Verdichter betrachtet wird, kann statt der Umfangsgeschwindigkeit die Drehzahl herangezogen werden und κR ist konstant. Üblicherweise wird die korrigierte Drehzahl auf Referenzbedingungen bezogen, sodass man eine dimensionsbehaftete Kennzahl gleicher Größenordnung der mechanischen Drehzahl erhält:

$$n_{corr} = \frac{n}{\sqrt{\theta}}, \quad \text{mit} \quad \theta = \frac{T_0}{T_{0,ref}} \quad (2.16)$$

Die ICAO (International Civil Aviation Organization) legt für die Normatmosphäre auf Höhe des Meeresspiegels eine Temperatur von $T_0 = 288.15K$ fest.

Für den korrigierten Massenstrom wird ebenfalls die Schallgeschwindigkeit herangezogen. Als Bezugsgröße dient hier der maximal mögliche Massenstrom bei Schallgeschwindigkeit $m_{Sperr} = A\rho^*a$. Mit dem idealen Gasgesetz lässt sich eine dimensionslose Kennzahl für den Massenstrom herleiten:

$$\frac{\dot{m}\sqrt{RT^*}}{Ap^*} \quad (2.17)$$

Da kritischer Druck und kritische Temperatur nicht bekannt sind, werden stattdessen Totaltemperatur und Totaldruck eingesetzt. Um eine dimensionsbehaftete Kennzahl zu erhalten, wird diese Kenngröße wiederum auf ICAO Referenzbedingungen bezogen:

$$\dot{m}_{\text{corr}} = \dot{m} \frac{\sqrt{\theta}}{\delta}, \quad \text{mit} \quad \delta = \frac{p_0}{p_{0,\text{ref}}} \quad (2.18)$$

Der Referenzdruck bei Normbedingungen beträgt 101,325 Pa.

Im Rahmen dieser Arbeit werden gemessene Drehzahlen und Massenströme diesen Definitionen folgend normalisiert.

2.1.3 Axialverdichterbeschaufelung

Nach der ersten Festlegung des Meridionalschnitts erfolgt zunächst die Definition des Strömungskanals im Mittenschnitt. Der Ausgangspunkt ist dafür in den meisten Fällen ein Schaufelprofil, das einer Profildfamilie entnommen wird. Die weitere Auslegung des Profils erfolgt auf einem von zwei Wegen.

Bei der ersten Variante werden die Leistungsdaten des gewählten Schaufelprofils direkt aus einem Profilkatalog entnommen oder durch eine zweidimensionale Berechnung ermittelt. Entspricht das Ergebnis den Anforderungen, erfolgt eine ähnliche Leistungsbewertung am Gehäuse und an der Nabe. Im Anschluss erfolgt in der Regel eine weitere Anpassung des Profils im Wandbereich, um Sekundärströmungen und der Grenzschicht Rechnung zu tragen. Spielraum gibt es bei diesem Vorgehen bei maximaler Profildicke, Sehnenlänge, Anzahl der Schaufeln und Form der Skelettlinie.

Alternativ wird das gewählte Profil als Startpunkt eines inversen Auslegungsverfahrens gewählt. In einer iterativen Berechnung wird das Profil für vorgegebene Ziele optimiert. Diese können zum Beispiel Vorgaben für den Verlust, die Ablöseigung oder den Profildruckverlauf beinhalten. Bei modernen Axialverdichtern entspricht dieses Vorgehen insbesondere bei hoch belasteten transsonisch bis supersonisch angeströmten Profilen dem Stand der Technik, da sonst die gewünschten Wirkungsgradsteigerungen nicht erreicht werden können. Teilweise wird sogar zu einer vollständig dreidimensionalen Optimierung übergegangen.

Profildfamilien

Aus der Entwicklung von Tragflügelprofilen sind diverse Schaufelprofildfamilien hervorgegangen. Zu diesen gehören, neben vielen anderen, das von der NACA (Vorgängerorganisation der NASA) entwickelte NACA-65, das britische C4, Profile bestehend aus einem doppelten Kreisbogen und superkritische Profile für supersonische Anströmung, siehe Abb. 2.6.

Seit den 1980er-Jahren hat man darüber hinaus damit begonnen, Profile wie oben in diesem Abschn. 2.1 beschrieben invers auszulegen. Bei subsonisch und transsonisch angeströmten Profilen wurde hierfür der Begriff „Controlled Diffusion Airfoil“ (CDA) durch Hobbs und Weingold (1984) geprägt. Ein wesentliches Auslegungsziel dieser Profile ist, die Diffusion (Strömungsverzögerung) so zu kontrollieren, dass ein Verdichtungsstoß vermieden wird.



Abbildung 2.6: Vier Schaufelprofile mit gleichem Ein- und Austrittswinkel der Strömung, nach Cumpsty (2004)

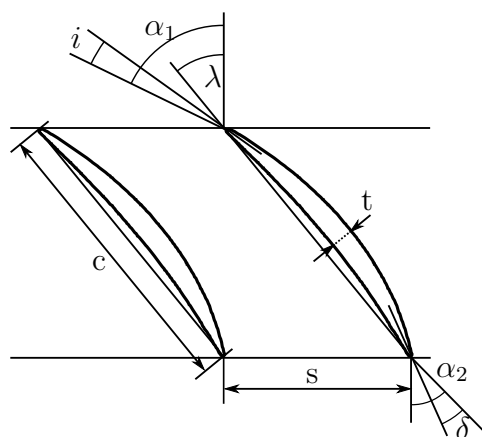


Abbildung 2.7: Geometrische Parameter der Schaufelpassage

Die Profildfamilien geben die Dickenverteilung des Profils (mit der maximalen Profildicke t) von Vorder- bis Hinterkante vor und die Geschwindigkeitsdreiecke bestimmen Zuström- und Abströmwinkel der Strömung. Damit ist die Schaufelpassage allerdings noch nicht vollständig definiert. Innerhalb der durch die Geschwindigkeitsdreiecke gesteckten Grenzen des geometrisch möglichen und sinnvollen, gibt es einige weitere Freiheitsgrade (s. Abb. 2.7): Der Staffelungswinkel des Profils λ , den Profillumlenkwinkel (Wölbungswinkel), die Sehnenlänge c und die Breite des Schaufelkanals in Umfangsrichtung s , bzw. der Überdeckungsgrad $\sigma = c/s$. Eine weitere Einschränkung der Freiheitsgrade erfolgt durch die Festigkeit des verwendeten Materials. Da die Skelettlinie des Profils in den meisten Fällen durch einen Kreisbogen beschrieben oder durch die Profildfamilie vorgegeben wird, ist die Schaufelpassage durch diese Parameter und die Dickenverteilung der Profildfamilie vollständig beschrieben.

Die geometrischen Parameter haben einen wesentlichen Einfluss nicht nur auf den Wirkungsgrad, sondern auch auf das Betriebsverhalten des Gesamtverdichters. So weist zum Beispiel eine Stufe mit großem Staffelungswinkel eine deutlich geringere

Pump-Anfälligkeit auf (s. Abschn. 2.1.4). Im Folgenden sollen die Eigenschaften von subsonischen und transsonischen Profilen beschrieben werden, wobei unter anderem auf Belastungsgrenzen, Verluste und Grenzen der Zuströmung eingegangen wird.

Belastungsgrenzen

Die Belastungsgrenzen einer Schaufelpassage sind abhängig von den Reibungsverlusten innerhalb des Fluids und zwischen Fluid und Oberfläche (Grenzschicht auf Profil und Seitenwand). Die Profildruckverluste lassen sich einteilen in Verluste aufgrund der Diffusion (bis hin zum Strömungsabriss), der Dicke der Profilhinterkante, des axialen Abstands zwischen Schaufelpassagen (Ausmischungseffekte) und Vorderkantenverluste bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten. Erstere machen dabei den größten Anteil aus. Zu den Grenzschichtverlusten an den Seitenwänden kommen Sekundärströmungseffekte hinzu, die u.a. abhängig vom Schaufelspitzenspalt sind.

Das de-Haller Kriterium liefert eine erste Einschätzung für die Stabilität der Strömung in der gesamten Passage, vor allem aber an den Seitenwänden. Es stellt einen unteren Grenzwert für die Verzögerung der Strömung dar:

$$\frac{w_2}{w_1} < 0.707 \quad \text{bzw.} \quad \frac{c_2}{c_1} < 0.707 \quad (2.19)$$

Da hier aber keinerlei geometrische Parameter einfließen, kann dies nur als erste Schätzung angesehen werden. Ein Unterschreiten des Grenzwertes ist möglich, führt allerdings mit hoher Wahrscheinlichkeit zu Effizienzverlusten.

Der Profildruckverlust an sich ist abhängig vom Profildruckverlauf. Dieser wird üblicherweise dimensionslos in Form des Druckbeiwerts angegeben, der den Druckaufbau (statisch oder total) auf den dynamischen Druck am Eintritt bezieht:

$$c_p = \frac{p - p_1}{p_{t1} - p_1} \quad (2.20)$$

p ist hier der Druck auf dem Profil.

Analog zum Druckkoeffizienten wird der Totaldruckverlust definiert:

$$\omega = \frac{p_{t1} - p_{t2}}{p_{t1} - p_1} \quad (2.21)$$

Ein vereinfachtes Kriterium, das die Verzögerung der Strömung entlang des Profils bewertet, ist die lokale Diffusion (Lieblein et al. 1953). Auf der Saugseite des Profils kommt es zunächst zu einer starken Beschleunigung der Strömung auf w_{\max} . Im Anschluss wird die Strömung auf die Austrittsgeschwindigkeit verzögert:

$$D_{\text{loc}} = \frac{w_{\max} - w_2}{w_{\max}} \quad (2.22)$$

Da für die Bestimmung der lokalen Diffusion bereits eine numerische Berechnung notwendig ist, wurde durch Lieblein et al. (1953) der Diffusionsfaktor eingeführt, der

für eine NACA-65 Kaskade die lokale Diffusion annähert und neben der Strömungsverzögerung die Umlenkung und den Überdeckungsgrad berücksichtigt:

$$DF = \left(1 - \frac{w_2}{w_1}\right) + \frac{\Delta c_u}{2\sigma w_1} \quad (2.23)$$

Ab einem Diffusionsfaktor von ca. $DF = 0.6$ steigt der Profildruckverlust stark an, sodass dieser Wert nicht überschritten werden sollte.

Neben dem Diffusionsfaktor existieren diverse weitere Parameter zur Bewertung der Profilbelastung. Unter anderem stellen Koch und Smith (1976) eine Korrelation vor, die zusätzlich die maximale Profildicke, Ein- und Austrittswinkel sowie das Querschnittsverhältnis zwischen Aus- und Eintritt berücksichtigen. Auch wenn diese Korrelationen auf Basis von NACA-65 Profilen entwickelt worden sind, lassen sie sich gut auf DCA- und superkritische Profile übertragen (Grieb 2009).

Machzahl der Zuströmung

Im Allgemeinen nehmen die Verluste mit der Machzahl am Eintritt zu. Dies ist auf zusätzliche Verluste an der Vorderkante und bei hohen Machzahlen auf einen sich ausbildenden Stoß in der Passage zurückzuführen. Dabei reagieren DCA-Profilen aufgrund ihrer dünnen Vorderkante und einer besseren Strömungsführung deutlich unempfindlicher auf hohe Eintrittsmachzahlen (Andrews 1949). Zwar ist der optimale Betriebsbereich bei niedriger Machzahl deutlich geringer als beim anderen Profildfamilien, allerdings steigen die Verluste bei transsonischer Anströmung deutlich weniger an. Darüber hinaus ist der Bereich betriebsfähiger Inzidenzwinkel i (s. Abb. 2.7) auch bei hohen Machzahlen noch relativ groß. Grieb (2009) gibt sogar einen möglichen Einsatzbereich bis zu $M = 1.2$ an.

Schaufellängenverhältnis

Neben den Geometrieparametern des Profils bestimmt das Verhältnis von Schaufelhöhe zu Sehnenlänge h/c die Form der Schaufelpassage. Es stellt einen weiteren Freiheitsgrad der Auslegung dar und wirkt sich bei gegebenem Überdeckungsgrad unmittelbar auf die Schaufelanzahl aus. In experimentellen Untersuchungen hat sich gezeigt, dass geringe Höhen- zu Sehnenlängen-Verhältnisse zwischen 1 und 2 eine Reihe von Vorteilen bieten können (Reid und Moore 1980):

- höheres Druckverhältnis und höherer Wirkungsgrad bei gleichzeitig verringerter Stall-Neigung
- bessere Betriebseigenschaften entlang der gesamten Schaufelhöhe
- größerer Einsatzbereich bei höheren Diffusionsfaktoren im Vergleich zu schlanken Schaufeln
- bessere Betriebseigenschaften bei hohen Mach-Zahlen

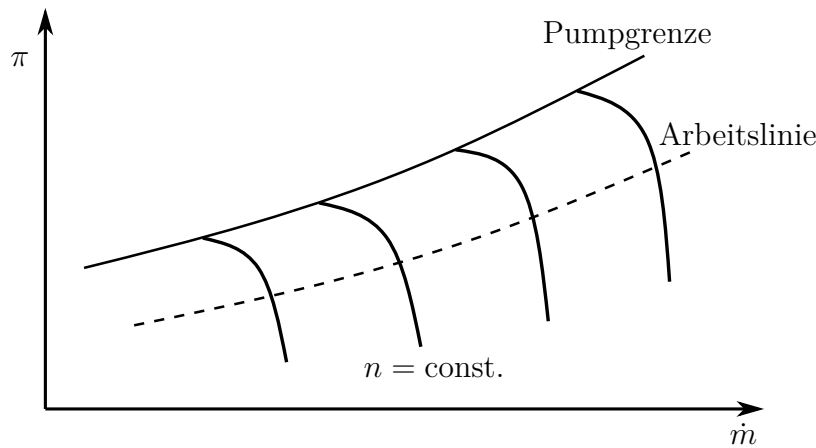


Abbildung 2.8: Typisches Kennfeld eines Axialverdichters

Viele Parameterkombinationen, die eine besonders hohe Schaufelbelastung ermöglichen, sind mit gebauten Rotoren, bei denen die Schaufeln einzeln mit ihrem Schaufelfuß in die Nabe gesteckt werden, nicht realisierbar. Der Einsatz von aus einem Stück gefertigten Blisks vergrößert den Auslegungsspielraum demgegenüber stark.

2.1.4 Verdichterkennfeld

Die Betrachtungen im letzten Abschnitt beziehen sich hauptsächlich auf den Auslegungspunkt des Axialverdichters. Allerdings beeinflussen alle Parameter nicht nur das Betriebsverhalten am Auslegungspunkt, sondern auch jenes abseits davon bei höheren oder niedrigeren Massenströmen, das heißt bei einer vom Auslegungspunkt abweichenden Inzidenz. Außerhalb der Belastungsgrenzen des Profils kommt es zur Ablösung der Strömung in der Passage, sodass der Betriebsbereich in beide Richtungen begrenzt ist.

In Abb. 2.8 ist beispielhaft das Kennfeld eines Axialverdichters dargestellt. Der Druckaufbau π wird dafür über den korrigierten Massenstrom für jeweils konstante Drehzahlen aufgetragen.

Auf jeder Drehzahllinie befindet sich ein Arbeitspunkt, an dem die Geschwindigkeitsdreiecke demjenigen am Auslegungspunkt ähneln und der Wirkungsgrad maximal ist. Die Kurve durch diese Punkte wird Arbeitslinie genannt.

Bei Erhöhung des Massenstroms gegenüber der Arbeitslinie wird die Stopfgrenze (die maximale Kapazität) des Verdichters erreicht. Aufgrund negativer Inzidenz löst die Strömung auf der Druckseite des Profils ab, sodass der Strömungskanal verengt und die Strömung beschleunigt wird. Bei fortschreitender Verringerung des Strömungsquerschnitt durch eine größer werdende Ablösung wird im engsten Querschnitt schließlich $M = 1$ erreicht, was den Durchfluss limitiert. Darüber hinaus kann der Massenstrom nicht weiter ansteigen.

Wird der Massenstrom gegenüber der Arbeitslinie verringert, indem die Belastung erhöht wird (der Verdichter wird angedrosselt), so wird schließlich die Pumpgrenze erreicht. Hier kommt es zu einer Ablösung der Strömung auf der Saugseite des Profils aufgrund von positiver Inzidenz, wobei auch hier wieder ein Versperren des Kanals

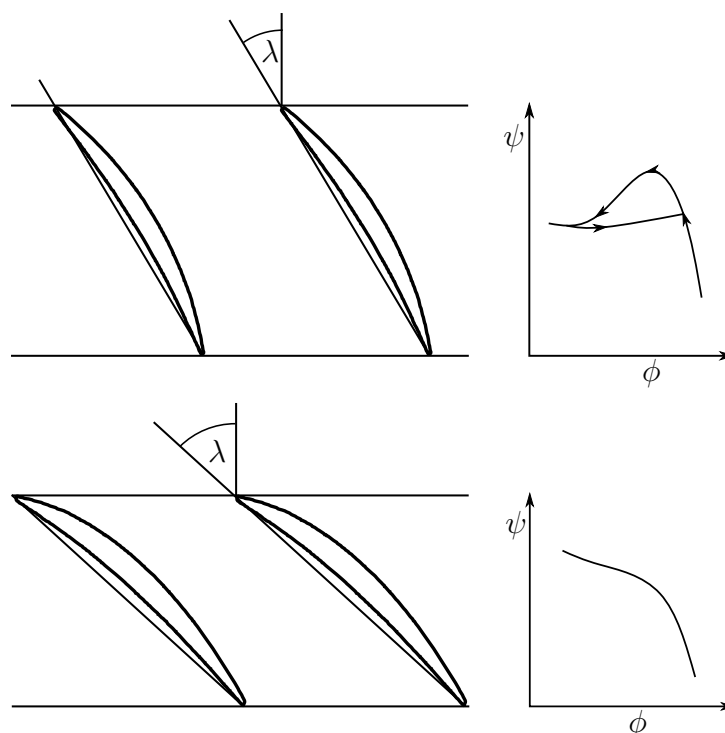


Abbildung 2.9: Einfluss der Durchflusszahl auf das Verhalten an der Pumpgrenze, nach Wilson und Korakianitis (2014)

stattfindet. Das Verhalten an der Pumpgrenze ist komplexer als an der Stopfgrenze.

Der Abstand zur Pumpgrenze ist ein wichtiges Stabilitätskriterium des Verdichters, dem aufgrund der Betriebssicherheit eine hohe Bedeutung beigemessen wird. Vor allem in Flugtriebwerken, bei denen die Zuströmung z.B. durch Seitenwinde stark verzerrt sein kann, ist ein großer Abstand zur Pumpgrenze wichtig. Zum Anheben der Pumpgrenze können verschiedene Maßnahmen getroffen werden, unter anderem die dreidimensionale Gestaltung der Beschaukelung an den Seitenwänden und der Einsatz von strukturierten Gehäuseoberflächen. Diese Maßnahmen erhöhen zwar nicht den Druckaufbau, verbessern durch die Reduktion von Sekundärströmungen aber den Wirkungsgrad (Grieb 2009).

Strömungsabriss und Pumpen

Ein Abreißen der Strömung tritt bei Axialverdichtern sowohl bei erhöhter negativer als auch positiver Inzidenz auf. Hier soll auf das Verhalten bei positiver Inzidenz, d.h. an der Pumpgrenze, näher eingegangen werden.

Grundsätzlich löst jedes Schaufelprofil ab einer gewissen Inzidenz ab. Dabei löst zunächst die Strömung in einzelnen Passagen ab, sodass der Strömungsquerschnitt lokal versperrt wird. Durch diesen Mechanismus stellt sich ein geringerer Massenstrom ein und der Druckaufbau kann je nach Auslegung weiter ansteigen. Nimmt die Versperrung in einer einzelnen Passage zu, so wird das Fluid in die saugseitig benachbarte Passage verdrängt. Für die Nachbarschaukel erfolgt damit eine Erhöhung der Inzidenz, sodass nun die nächste Passage versperrt wird. Dieser Vorgang wird rotierende Ablösung

(rotating stall) genannt. Zumeist bilden sich mehrere Zellen abgelöster Strömung über den Umfang aus, die zunächst nur einen Teil der Schaufelhöhe überdecken. Es ist möglich, dass nur eine einzelne Stufe in einem mehrstufigen Verdichter hiervon betroffen ist. Mit fortschreitender Erhöhung der Belastung dehnt sich die Ablösung über die gesamte Passage aus und einzelne Zellen wachsen zusammen. In diesem Fall sind dann auch nachfolgende Stufen durch die Ablösung betroffen.

Beim Pumpen stellt sich ein gänzlich anderes Verhalten ein. Der Pumpvorgang ist dadurch gekennzeichnet, dass beim Ablösen der Strömung der Druckaufbau nicht mehr aufrecht erhalten werden kann und der Verdichter kurzzeitig durch teilweise Rückströmung entlastet wird. Im Anschluss wird der Druck erneut aufgebaut, sodass sich ein zyklischer Betriebszustand einstellt. Das Pumpen kann aufgrund der zyklischen Belastung der Beschaukelung zu schweren Schäden führen.

Das Verhalten an der Pumpgrenze wird maßgeblich durch die Auslegung bestimmt (s. Abb. 2.9). Ist der Staffelungswinkel groß, so kommt es zu einer progressiven Strömungsablösung. Beim Androsseln des Verdichters sinkt der Druckaufbau an der Pumpgrenze nur leicht ab, während Stück für Stück größere Teile des Ringkanals von der Strömungsablösung erfasst werden. Es ist möglich, dass das Druckverhältnis dabei weiter ansteigt. Hingegen bildet sich bei kleinem Staffelungswinkel eine starke Pumpneigung aus. Die Hysterese ist dabei abhängig von dem zur Verfügung stehenden Fluid-Volumen hinter dem Verdichter. Zwischen diesen beiden Extremfällen kann es auch zu einer abrupten Strömungsablösung kommen, bei der durch Androsseln der Druckaufbau plötzlich stark absinkt und keine Selbststabilisierung durch Pumpen erfolgt. Ein derartiger Verdichter lässt sich unter Umständen nur schwer wieder stabilisieren.

2.2 Verdichteraeroelastik

Im letzten Abschnitt wurden Grundlagen der Verdichteraerodynamik und der Axialverdichterauslegung behandelt. Sobald die Profilgeometrie aufgrund der aerodynamischen Auslegung definiert ist, können die statische und dynamische Festigkeit der Beschaukelung untersucht werden.

Für die statische Festigkeit der Beschaukelung sind hauptsächlich die Druckbelastung des Profils und die Zugspannungen infolge der Rotation des Läufers relevant. Des Weiteren beeinflusst der Temperaturgradient im Material die auftretenden Spannungen. Die Verformung einer Struktur unter aerodynamischen Lasten ist Teil des Gebiets der statischen Aeroelastik.

Für die dynamische Festigkeit der Beschaukelung sind vor allem hochfrequente Belastungen mit höheren Amplituden relevant. Dies sind Schwingungen der Beschaukelung im Bereich der Eigenfrequenzen. Die dynamische Interaktion zwischen Schaufel und umgebendem Fluid, die diese Schwingungen zur Folge hat, fällt ins Gebiet der Aeroelastik (vgl. Abb. 2.10). Die Art der Schwingungsanregung lässt sich in erzwungene (fremderregte) und selbsterregte Schwingungen (u.a. Flattern) unterteilen.

Zur Abgrenzung von selbsterregten und erzwungenen Schwingungen werden die Systemgrenzen folgendermaßen festgelegt: das betrachtete System umfasst lediglich eine gesamte Schaufelreihe, das heißt einen Rotor oder einen Stator. Bei einer Rotor-

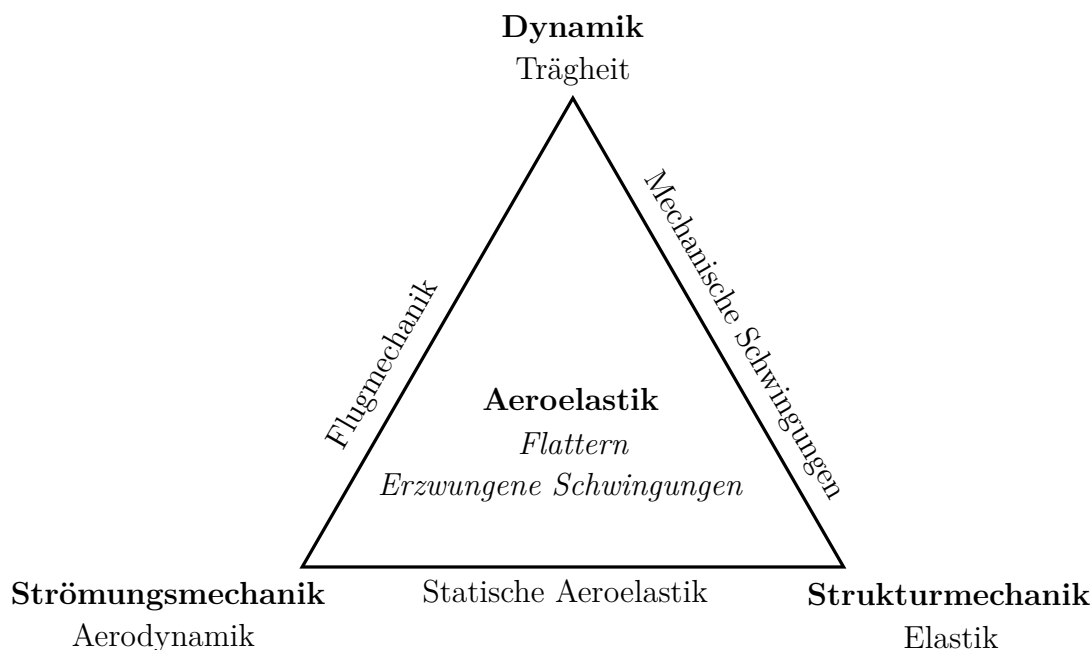


Abbildung 2.10: Das Gebiet der Aeroelastik nach Collar (1946)

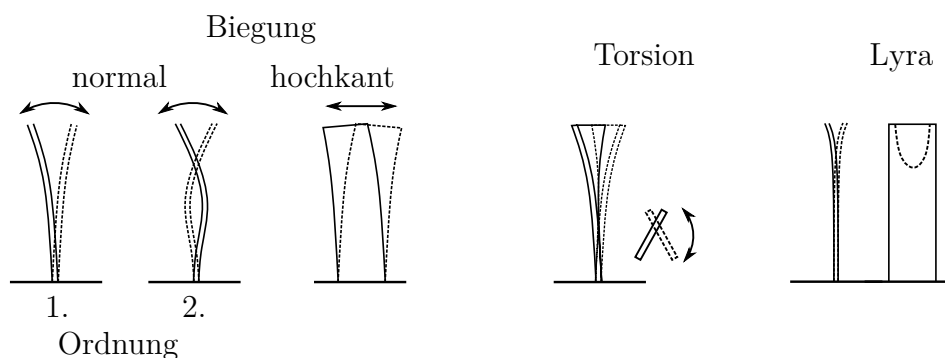


Abbildung 2.11: Schwingungsmoden einer einseitig eingespannten Platte

Stator-Interaktion, bei der der Nachlauf eines Stators den Rotor zu Schwingungen anregt, handelt es sich deshalb um erzwungene Schwingungen.

Unter den Oberbegriffen selbsterregte und erzwungene Schwingungen können in Turbomaschinen eine Reihe von Schwingungsphänomenen zusammengefasst werden. In dieser Arbeit vor allem auf Flattern (selbsterregt) eingegangen.

2.2.1 Mechanische Schwingungen

Im Folgenden werden zunächst rein mechanische Schaufel- und Scheibenschwingungen des Rotors betrachtet, da diese wichtig für das weitere Verständnis sind. Im Anschluss wird einzeln auf Flattern und erzwungene Schwingungen eingegangen.

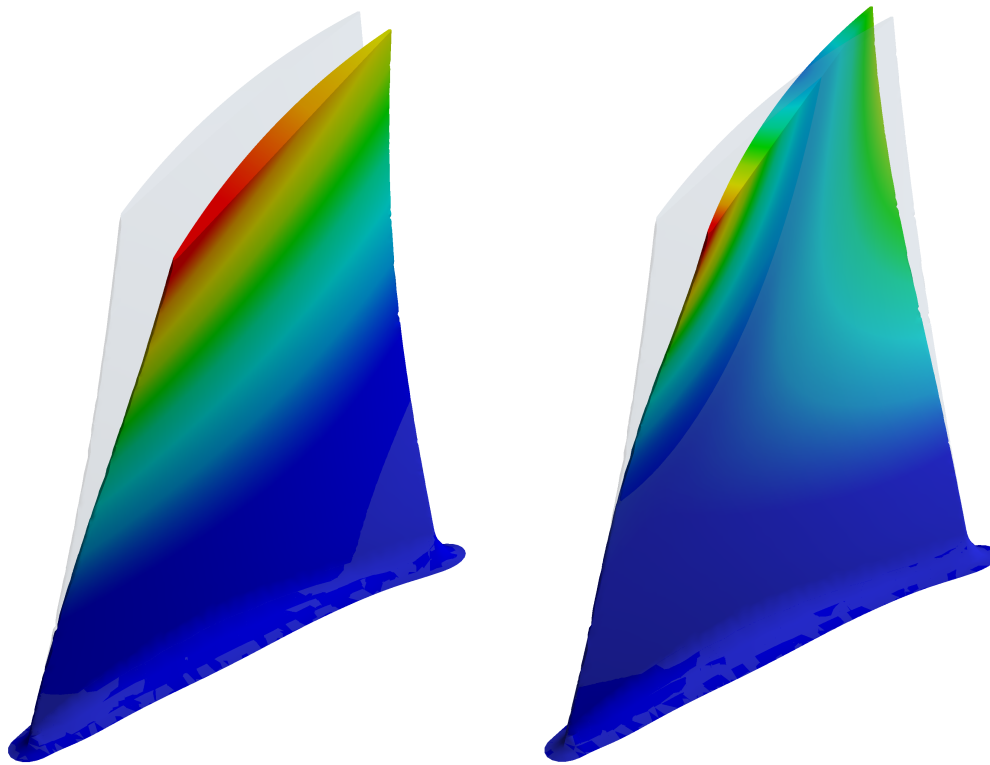


Abbildung 2.12: Schaufelschwingungsmoden der Blisk, links: 1. Biegung, rechts: 1. Torsion

Schaufelschwingungen

Bevor die Schwingungen von Schaufeln im Verbund betrachtet werden, soll zunächst das individuelle Schwingungsverhalten einzelner Schaufeln beschrieben werden. Eine Rotorschaukel lässt sich vereinfacht als einseitig eingespannter, freischwingender Balken betrachten. Dieser ist in der Lage, drei grundlegende Schwingungsformen auszuführen: Biegeschwingungen in zwei Richtungen (normal und parallel bzw. hochkant zur „Schaufeloberfläche“), Torsionsschwingungen und sogenannte Lyra-Schwingungen (siehe Abb. 2.11). Letztere beschreiben eine Wölbung des Materials, die bei gezielter Anregung auch lokal begrenzt mit hoher Frequenz auftreten kann. Alle Schwingungsformen können neben der 1. Grundordnung auch in höherer Ordnung auftreten. Eine einzelne Schwingform wird als Mode bezeichnet. Jeder Mode ist eine Eigenfrequenz zugeordnet, bei der diese maximal angeregt wird.

Die Beschaukelung von Axialverdichterrotoren weist gegenüber dem Balken keinen konstanten Querschnittsverlauf und ist darüber hinaus verwunden, weshalb die Moden des einseitig eingespannten Balkens nicht mehr in Reinform auftreten. Moden lassen sich damit nicht vollständig zuordnen. Allerdings ist in der Regel eine der Grundschwingungsformen dominant, sodass die Mode deren Eigenschaften aufweist. Abbildung 2.12 zeigt die ersten zwei Schwingungsmoden der in dieser Arbeit untersuchten Axialverdichterbeschaukelung. Die erste Mode (links) lässt sich als 1. Biegung klassifizieren, während die zweite Mode (rechts) einer Torsionsschwingung 1. Ordnung entspricht, wobei eine Überlagerung mit einer Biegung in Richtung der Profildrehung

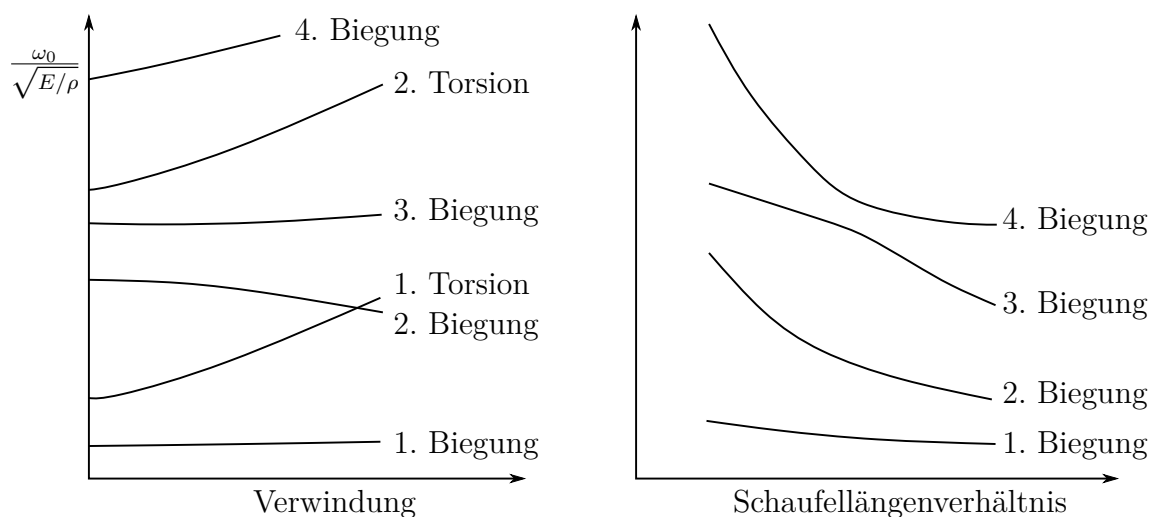


Abbildung 2.13: Einfluss von Verwindung und Längenverhältnis auf die Schwingungsmoden einer Schaufel, nach Petricone und Sisto (1971)

vorliegt.

Die zu einer Mode gehörige Eigenfrequenz hängt von den genauen geometrischen Parametern der Schaufel ab. Hierzu gehören insbesondere das Seitenlängenverhältnis, die Profildicke und die Verwindung. Darüber hinaus spielen der radiale Verlauf der Sehnenlänge und die Auffädung der Profilschnitte eine Rolle. Der Einfluss einiger dieser Eigenschaften lässt sich mithilfe vereinfachter Modelle untersuchen. Petricone und Sisto (1971) nutzen dafür eine dünne Platte (Plattentheorie) und variieren unter anderem die Verwindung und das Seitenlängenverhältnis. Die Ergebnisse sind in Abb. 2.13 qualitativ dargestellt. Auf der Abszisse der Diagramme ist die jeweils variierte Größe und auf der Ordinate die mit dem Young'schen Modul $\sqrt{E/\rho}$ normierte Eigenfrequenz aufgetragen. Durch die Normierung werden die Ergebnisse materialunabhängig.

Die Erkenntnisse der Plattentheorie lassen einige interessante Schlüsse zu. Insbesondere werden Biegemoden durch eine Verwindung nur geringfügig in ihrer Eigenfrequenz verschoben. Bei Torsionsschwingungen führt eine Verwindung hingegen zu einem starken Anstieg der Eigenfrequenz. Dies bedeutet, dass Schaufeln mit niedrigem Verhältnis von Naben- zu Gehäuseradius eine höhere Torsionssteifigkeit relativ zur Biegesteifigkeit aufweisen als Schaufeln mit größerem Verhältnis von Naben- zu Gehäuseradius. Für das Seitenverhältnis lässt sich verallgemeinert sagen, dass die Biegeschwingungen schlanker Schaufeln im Vergleich zu breiten Schaufeln deutlich niedrigere Eigenfrequenzen aufweisen.

Einfluss der Betriebsbedingungen

Eine Rotorschaukel ist im Axialverdichter der Rotation des Läufers und damit hohen Spannungen in radialer Richtung ausgesetzt. Dies führt zu einer Versteifung der Schaufel, die insbesondere Biegeschwingungen entgegenwirkt. Für die damit einhergehende Erhöhung der Eigenfrequenz dieser Moden lässt sich folgender einfacher Zusammenhang feststellen:

$$\omega_B^2 = \omega_{B,0}^2 + c_B * \omega_R^2 \quad (2.24)$$

Hierin ist $\omega_{B,0}$ die Eigenfrequenz der Schaufel in Ruhe, ω_R die Rotationsfrequenz und c_B eine geometrieabhängige Konstante. In vielen Fällen ist die Rotationsfrequenz kleiner als die Eigenfrequenz der Beschaukelung. Unter dieser Voraussetzung lässt sich nach Normierung mit der Eigenfrequenz in Ruhe eine gute Näherung mithilfe einer Taylorreihenentwicklung bis zur zweiten Ordnung finden:

$$\frac{\omega_B}{\omega_{B,0}} = 1 + \frac{c_B}{2\omega_{B,0}^2} \omega_R^2 \quad (2.25)$$

Unter den gegebenen Annahmen steigt die Eigenfrequenz einer Biegeschwingung demnach näherungsweise mit dem Quadrat der Rotationsfrequenz an.

Für die Konstante c_B gibt Traupel (2001b) den folgenden Zusammenhang an:

$$c_B = \left(\frac{r_N}{H} + \frac{3}{4} \right) k_m - \cos^2 \lambda \quad (2.26)$$

Hierin sind r_N der Nabenradius, H die Schaufelhöhe, λ der Staffelungswinkel und k_m eine von der Schwingungsordnung m abhängige Konstante. Für eine Schaufelkaskade aus dünnen und nicht verwundenen Platten sind Werte für k_m in Tab. 2.1 aufgeführt. Für die erste Biegung des im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Axialverdichterrotors ergibt sich damit $c_B \approx 2$.

Tabelle 2.1: Konstanten k_m in Abhängigkeit der Schwingungsordnung

m	k_m
1	1.61
2	7.05
3	16.70

Zuletzt wird die Temperaturabhängigkeit der Eigenfrequenz betrachtet. Für jede beliebige Schwingungsmode gilt die folgende Abhängigkeit vom Young'schen Modul:

$$\omega^2 \sim E/\rho \quad (2.27)$$

Hierin sind E der Elastizitätsmodul und ρ die Dichte des Materials. Die Abhängigkeit der Temperatur vom Young'schen Modul wiederum ist in Abb. 2.14 dargestellt. Für den dargestellten Temperaturbereich zeigt sich ein linearer Zusammenhang. Durch die Abnahme des Young'schen Moduls mit steigender Temperatur kann die Versteifung durch Rotation in hinteren Verdichterstufen kompensiert werden (Grieb 2009). Die in dieser Arbeit untersuchte Blisk besteht aus Ti-6Al-4V, während die Welle aus 17-4PH gefertigt ist.

Schwingungen von Schaufelscheiben

Das Schwingungsverhalten der einzelnen Schaufeln bestimmt maßgeblich das Schwingungsverhalten im Schaufelverbund. Die Schaufeln sind dabei über die Scheibe gekoppelt. Idealisiert betrachtet handelt es sich dabei um ein zyklisch symmetrisches System, dessen Eigenschaften im Folgenden betrachtet werden.

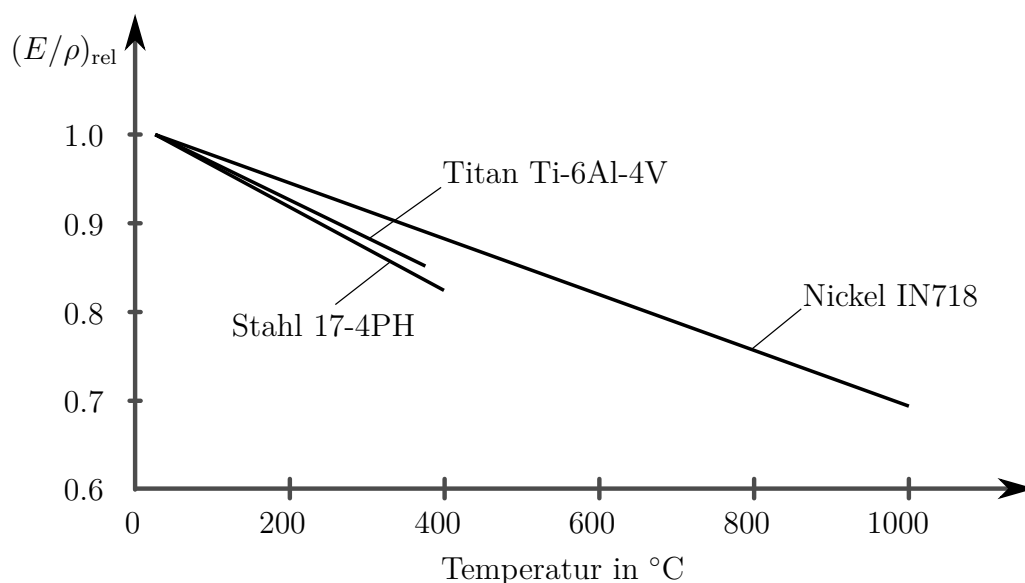


Abbildung 2.14: Einfluss der Materialtemperatur auf das Young'sche Modul verschiedener Materialien; Quelle: Grieb (2009)

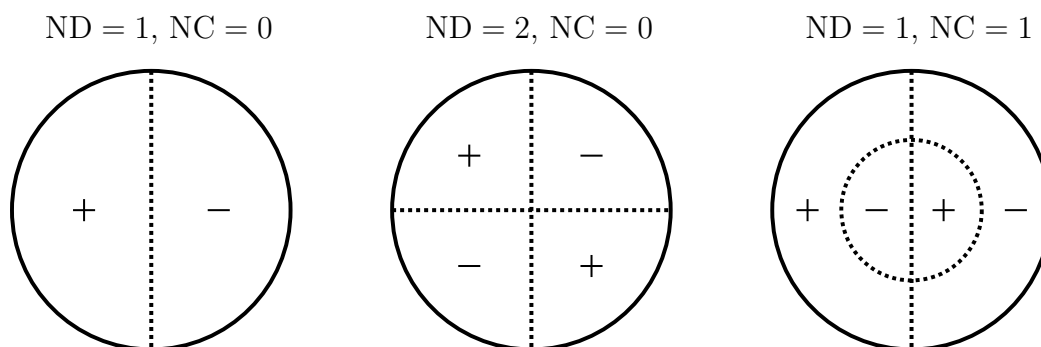


Abbildung 2.15: Beispiele für Scheibenmoden

Die Schwingungen der Scheibe erfolgen aus der Ebene oder in der Ebene. Schwingungen aus der Ebene ähneln Biegeschwingungen, während die Scheibe bei Schwingungen in der Ebene in Umfangsrichtung oder in radialer Richtung gestreckt und gestaucht wird. Alle Schwingformen weisen in Abhängigkeit von der Ordnung vergleichbare Knotenlinien in radialer Richtung (Knotendurchmesser) und in Umfangsrichtung (Knotenkreise) auf. Beispiel für mögliche Kombinationen sind in Abb. 2.15 dargestellt. ND steht hier für die Anzahl der Knotendurchmesser (nodal diameter) und NC für die Anzahl der Knotenkreise (nodal circle). Der Phasenwinkel δ zwischen zwei um den Winkel θ auseinanderliegende Punkte ist proportional zur Anzahl der Knotendurchmesser ND:

$$\delta = \text{ND} \theta \quad (2.28)$$

Die Schwingungen der einzelnen Schaufeln sind über die Scheibe miteinander gekoppelt. Das Gesamtsystem führt dementsprechend Schwingungen aus, die einer Überlagerung des Schwingungsverhaltens der beiden Teilsysteme (Schaufel und Scheibe)

entsprechen. Wie stark die Scheibe an der Schwingung teilnimmt und damit die Eigenfrequenzen und Eigenmoden der Schaufeln beeinflusst, hängt von ihrer Steifigkeit ab. Die Dämpfung hängt von Material und Konstruktion ab: Integrale Schaufelscheiben (Blisks) besitzen eine geringe mechanische Dämpfung, was diese Bauform anfälliger für Vibrationen macht. Gebaute Rotoren weisen durch die Reibung zwischen Schaufelfuß und Nut oder zusätzliche Reibelemente unter dem Fuß einen beträchtlichen Anteil mechanischer Dämpfung auf. Bei besonders langen Schaufeln kommen darüber hinaus Reibdämpfer zwischen den Schaufeln und Deckbänder zum Einsatz.

Die Kopplung über die Scheibe bedeutet für den Schaufelverbund, dass die Schwingung benachbarter Schaufeln einen Phasenversatz aufweist. Dieser ist nach Gl. 2.28 abhängig von der Anzahl Knotendurchmesser der Scheibenmode. Der Umfangswinkel zwischen zwei Schaufeln ist abhängig von der gesamten Schaufelanzahl N_B und beträgt

$$\theta = \frac{n}{N_B} 360^\circ \quad (2.29)$$

Für die direkt benachbarte Schaufel ist $n = 1$. Der Phasenwinkel zwischen zwei unmittelbar benachbarten Schaufeln wird mit *IBPA* abgekürzt, was für den „interblade phase angle“ steht:

$$IBPA = \frac{ND}{N_B} 360^\circ \quad (2.30)$$

Der Phasenwinkel wird zwischen -180° und $+180^\circ$ und der Knotendurchmesser zwischen $-N_B/2$ und $+N_B/2$ (bei gerader Schaufelanzahl) angegeben. Gesamtsystemmoden mit positivem Phasenwinkel laufen entgegen der Schaufelzählrichtung um und werden deshalb als rückwärts umlaufend bezeichnet, Moden mit negativem Phasenwinkel sind vorwärts umlaufend. Die Zählrichtung entspricht der Rotationsrichtung. Für den Fall einer rotierenden Schaufelscheibe verschiebt sich der Umkehrpunkt zwischen rückwärts und vorwärts umlaufenden Moden relativ zum Inertialsystem in Abhängigkeit von der Rotationsfrequenz.

Jede Schaufelschwingungsmode besitzt entsprechend der Anzahl möglicher Knotendurchmesser bzw. Phasenwinkel, die der Anzahl der Schaufeln entspricht, N_B mögliche Gesamtsystemmoden. Diese Gruppe von Moden wird Modenfamilie genannt. Eine höhere Anzahl Knotendurchmesser führt allgemein zu einer Versteifung der Kopplung über die Scheibe, sodass die Eigenfrequenz ansteigt. Modenfamilien, deren Frequenz nur geringfügig durch den Knotendurchmesser beeinflusst werden, bezeichnet man als schaufeldominiert, andernfalls als scheidendominiert.

Mechanisches Ersatzmodell

An dieser Stelle folgt ein kurzer Exkurs in die Strukturdynamik.

Für die numerische Vorhersage der Schaufelschwingungen wird die Schaufelscheibe mittels der Finite-Element-Methode (FEM) diskretisiert. Massen- und Steifigkeitsmatrizen beschreiben die Eigenschaften der einzelnen Elemente, mit deren Hilfe die Bewegungsgleichungen aufgestellt werden. Die Dynamik der diskretisierten Schaufelscheibe wird durch das folgende System gekoppelter Bewegungsgleichungen im Frequenzbereich beschrieben:

$$\left[-\omega^2 \mathbf{M} + i\omega (\mathbf{C}_v + \mathbf{C}_{\text{aero}}) + i\mathbf{C}_s + \mathbf{K} + \mathbf{K}_{\text{aero}} \right] \hat{\mathbf{u}} = \hat{\mathbf{f}}_e + \hat{\mathbf{f}}_{\text{nl}}. \quad (2.31)$$

Der Vektor $\hat{\mathbf{u}}$ kennzeichnet die Verschiebungsamplituden der Elemente. Massen und Steifigkeiten werden in den dünn besetzten Matrizen \mathbf{M} und \mathbf{K} zusammengefasst, während die mechanische Dämpfung durch die Matrizen \mathbf{C}_s und \mathbf{C}_v abgebildet wird. Die bisher noch nicht behandelte Kopplung der Schaufelschwingungen über das Fluid wird durch die aerodynamischen Steifigkeits- und Dämpfungsmatrizen \mathbf{K}_{aero} und \mathbf{C}_{aero} beschrieben. Bei einer Blisk kann von einer vernachlässigbar kleinen Materialdämpfung ausgegangen werden, sodass die Stabilität des Gesamtsystems wesentlich von den aerodynamischen Kopplungstermen abhängt.

Für den Fall einer externen Anregung umfasst der Vektor $\hat{\mathbf{f}}_e$ die Amplituden der Anregungskräfte $\mathbf{f}_{e,n}$, die mit der Anregungsfrequenz Ω auf die Schaufel n wirken:

$$\mathbf{f}_{e,n}(t) = \hat{\mathbf{f}}_{e,n} e^{i\Omega t} \quad \text{mit} \quad \hat{\mathbf{f}}_{e,n} = \hat{\mathbf{f}}_{e,1} e^{i\frac{2\pi}{N_B} \text{EO}(n-1)} \quad \text{für} \quad n = 1 \dots N_B. \quad (2.32)$$

Der Phasenversatz zwischen den Kräften $\hat{\mathbf{f}}_{e,1}$ und $\hat{\mathbf{f}}_{e,n}$ der ersten und n -ten Schaufel ist abhängig von der Schaufelanzahl n und der Erregerordnung EO (Harmonische der Anregungsfrequenz Ω). Der Vektor $\hat{\mathbf{f}}_{nl}$ beschreibt die nichtlinearen Kontaktkräfte in reibungsbehafteten Fügstellen und ist im Falle einer Blisk gleich 0.

2.2.2 Flattern

Flattern beschreibt die selbsterregte Schwingung einer Tragfläche oder eines Profils, bei der die Vibrationen von Struktur und umgebender Strömung so miteinander wechselwirken, dass sie weiter angefacht werden. Das Phänomen wurde zuerst an Tragflächen von Jagdflugzeugen im Verlauf des ersten Weltkriegs beobachtet, wo es zu tödlichen Unfällen führte. Mit der Entwicklung des Axialverdichters zeigte sich, dass Flattern auch hier existiert. Angesichts der inhärenten Instabilität ist es eines der gefährlichsten Schaufelschwingungsphänomene, da sehr schnell hohe Schwingungsamplituden erreicht werden können. Falls es nicht vorher zum Abriss der Beschaufelung kommt, steigt die Materialdämpfung mit wachsender Amplitude an, sodass sich aufgrund der Instabilität ein Gleichgewicht einstellt (Grenzzyklus), in dem das Profil bis zur Ermüdung schwingt.

Charakteristische Frequenz

Theodorsen (1935) verwendete als einer der ersten die folgende Definition für die charakteristische Frequenz:

$$k = \frac{c\omega_{B,0}}{2w} \quad (2.33)$$

Diese ist vergleichbar mit der Strouhal-Zahl, die das Verhältnis von Ablösefrequenz und Überströmrate bei Strömungsablösung darstellt. Die Zeit, die ein Partikel der Strömung benötigt, um das Profil zu passieren, wird hier mit der Dauer einer Schwingungsperiode ins Verhältnis gesetzt. Kleine charakteristische Frequenzen bedeuten, dass die Strömung das Profil sehr schnell im Vergleich zur Schaufelschwingung passiert.

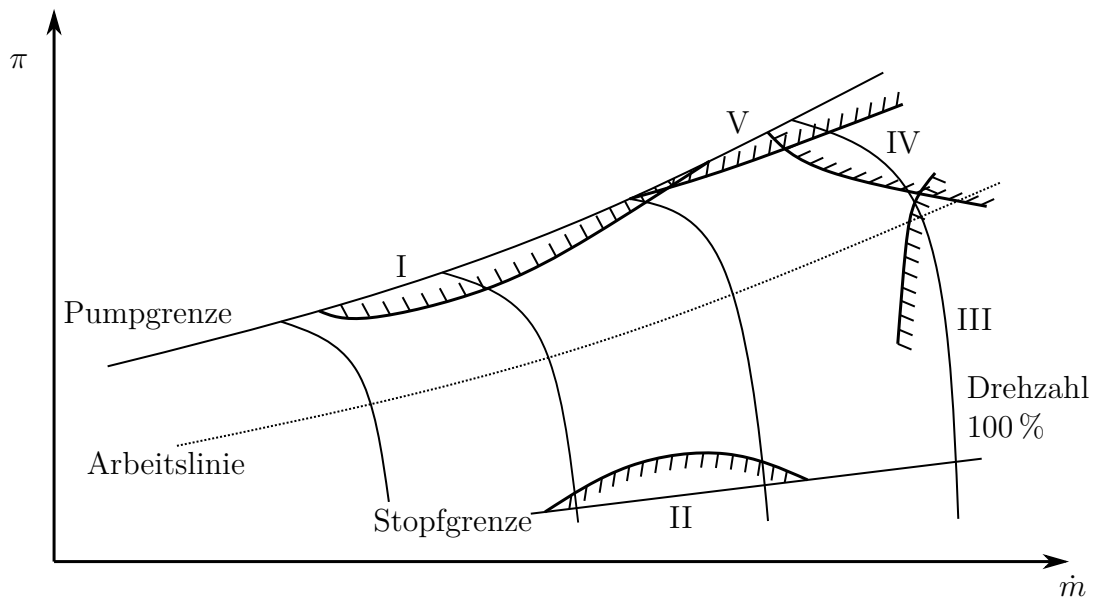


Abbildung 2.16: Schematisches Verdichtercharakteristikfeld mit Flutterregionen

Die reduzierte Frequenz wird oft für eine Erstabschätzung der Anfälligkeit einer Verdichterpassage für Flattern herangezogen. Srinivasan (1997) nennt für die erste Biegemode einen Bereich von $k < 0.4$ und für die erste Torsion von $0.4 < k < 0.7$. Grieb (2009) gibt für Letztere einen etwas größeren Bereich bis $k < 0.9$ an. Flattern jenseits dieser Grenzen ist allerdings nicht grundsätzlich ausgeschlossen und umgekehrt kann ein Verdichter mit niedrigerer charakteristischer Frequenz stabil sein.

Über viele Jahre wurden aus verschiedenen Experimenten Erfahrungen zusammengetragen, sodass ein Verständnis für das Phänomen des Flatterns entwickelt und eine Klassifizierung möglich wurde. Aus diesen Beobachtungen ist das oft reproduzierte Verdichtercharakteristikfeld mit Flutterregionen hervorgegangen (Abb. 2.16), die in ähnlicher Form unter anderem bei Platzer und Carta (1987) zu finden ist. Hierin lassen sich vier Regionen identifizieren: subsonisches und transsonisches Flattern (Region I), Flattern an der Stopfgrenze (II), Supersonisches Flattern ohne Strömungsablösung (III und IV) und supersonisches Flattern mit Strömungsablösung (V). Die Eigenschaften der Regionen werden im Folgenden erläutert. Dafür werden Daten von Srinivasan (1997) und neuere Erkenntnisse nach Grieb (2009) zusammengeführt. Die Erfahrungswerte orientieren sich unter anderem an Ergebnissen von Mikolajczak et al. (1975), Stargardter (1979) und Lubomski (1980).

Subsonisches und transsonisches Stall-Flattern

Im Bereich der Pumpgrenze kann durch Wechselwirkung mit der abgelösten Strömung Flattern auftreten. Es ist allerdings teilweise schwierig von einer Anregung durch stationäre Störungen oder Rotating Stall zu trennen. Ein Fall von Flattern dieses Typs wird zum Beispiel von Lubomski (1980) beschrieben.

Betriebsbedingungen:	Teillast, nahe der Pumpgrenze, subsonisch; Teillast, transsonisch; Volllast
Anfällige Komponenten:	Fans, vordere Verdichterstufen
Strömungsbedingungen:	hohe Inzidenz, Strömungsablösung
Einflussparameter:	Machzahl, reduzierte Frequenz, Inzidenz, Eintrittsbedingungen
Schwingungsmoden:	Biegung, Torsion, gekoppelte Moden; plötzliches Auftreten

Flattern an der Stopfgrenze

An der Sperrgrenze entstehen Verdichtungsstöße im Austritt der Passage, die mit der Grenzschicht interagieren, wobei Flattern auftreten kann. Diese Flutterregion hat nur geringe praktische Bedeutung, da ein realer Verdichter diesen Arbeitsbereich nicht erreicht. Ein solcher Fall wird ebenfalls von Lubomski (1980) beschrieben.

Betriebsbedingungen:	Teillast
Anfällige Komponenten:	mittlere und hintere Verdichterstufen
Strömungsbedingungen:	negative Inzidenz, hohe Machzahl in der Passage
Einflussparameter:	Machzahl, reduzierte Frequenz, Inzidenz
Schwingungsmoden:	Biegung, Torsion

Supersonisches Flattern

Supersonisches Flattern ist auf Verdichtungsstöße im Eintritt der Passage zurückzuführen. In Region IV interagieren die Stoßkonfigurationen mit der Grenzschicht und führen zu komplexen Wechselwirkungen.

Betriebsbedingungen:	hohe korrigierte Drehzahlen
Anfällige Komponenten:	Fan
Strömungsbedingungen:	supersonische, angelegte Strömung
Einflussparameter:	Machzahl, reduzierte Frequenz, <i>IBPA</i> , Stoßlage
Schwingungsmoden:	Biegung, Torsion, mit Mistuning

Supersonisches Stall-Flattern

Wie der Name schon sagt, interagiert bei supersonischem Stall-Flattern der Verdichtungsstoß mit der ablösenden Strömung. Vermutlich handelt es sich bei dem von Holzinger et al. (2016) beschriebenen Flattern um supersonisches Stall-Flattern.

Betriebsbedingungen:	nahe Volllast
Anfällige Komponenten:	Fan, Verdichterschaufeln mit geringem Schlankheitsgrad
Strömungsbedingungen:	hohe Lastzahl, supersonische Schaufelspitze, starke Stöße
Einflussparameter:	Machzahl, reduzierte Frequenz
Schwingungsmoden:	Biegung (bei niedrigen Drehzahlen auch Torsion)

2.2.3 Erzwungene Schwingungen

In Turbomaschinen ist die Strömung nie vollständig achsensymmetrisch. Die verschiedenen Störungen können dabei je nach Ausprägung zur Anregung der Lauf- und

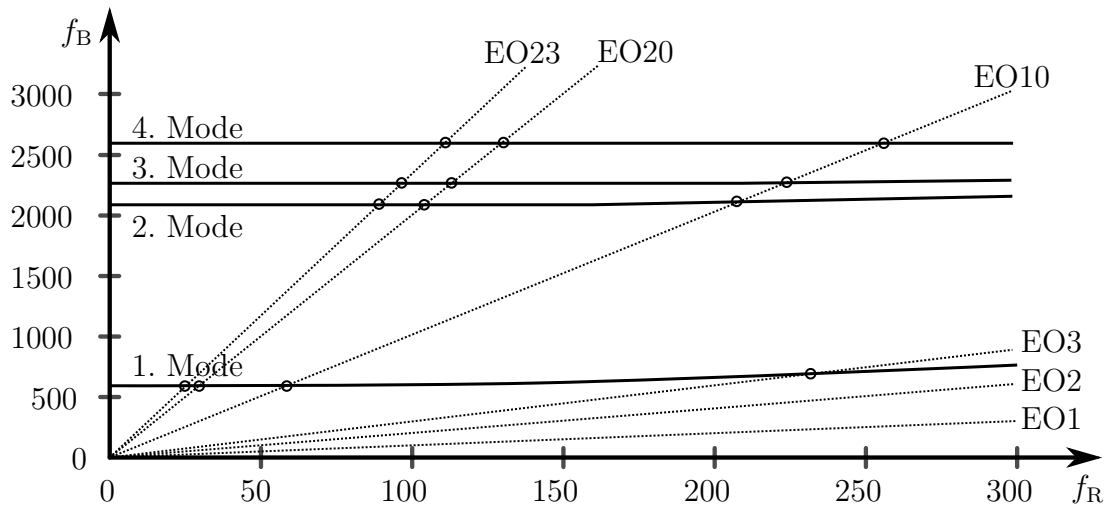


Abbildung 2.17: Campbell-Diagramm der Bliskbeschaufelung

Leitschaufeln führen. Insgesamt lassen sich drei Quellen für Anregungen durch die Strömung identifizieren:

- Nachlaufdellen von Stützrippen, Lauf- und Leitschaufeln und Zuströmung (z.B. Kanalkrümmung, Gitter)
- Gehäusediskontinuitäten (Kanten, Nuten, Zapfluftstellen etc.)
- Drehzahlharmonische Anregung (u.a. akustische Resonanz)

Die Gefahr der Anregung aufgrund aller genannten Mechanismen (mit Einschränkungen auch die durch Gehäusediskontinuitäten) lässt sich durch eine ähnliche Vorgehensweise vermeiden, nämlich indem Resonanzen im Bereich der Betriebsdrehzahlen und deren Harmonischen möglichst vermieden werden. Insbesondere gilt dies für Betriebspunkte, die für längere Zeit gehalten werden müssen. Falls sich eine Resonanz nicht vermeiden lässt, muss geprüft werden, ob diese zu unzulässigen Schaufelbelastungen führen kann.

Zur Untersuchung möglicher Resonanzen stellt das Campbell-Diagramm (Abb. 2.17) ein nützliches Werkzeug dar. In diesem werden die Schaufeleigenfrequenzen in Abhängigkeit von der Rotationsfrequenz und die drehzahlharmonischen Erregerordnungen eingezeichnet. Schnittpunkte der Erregerordnungen mit der Eigenfrequenz stellen mögliche Anregungspunkte dar. Niedrige Erregerordnungen (EO 1 und 2), die durch Schwingungen der Welle selbst hervorgerufen werden, sollten nach Möglichkeit vollständig vermieden werden. Höhere Erregerordnungen kommen vor allem durch die Interaktion von Schaufelreihen zustande und können unter anderem durch eine geschickte Wahl der Schaufelanzahl vermieden werden.

Schwingungen mit einer bestimmten Anzahl Knotendurchmesser können nicht durch jede beliebige Erregerordnung angeregt werden. Mögliche Erregerordnungen erhält man mithilfe des folgenden Zusammenhangs, der in Abb. 2.18 für einen einfachen Rotor mit 8 Schaufeln grafisch dargestellt ist:

$$EO = ND + kN_B \text{ mit } k = 0, 1, 2, \dots \text{ und } EO > 0 \quad (2.34)$$

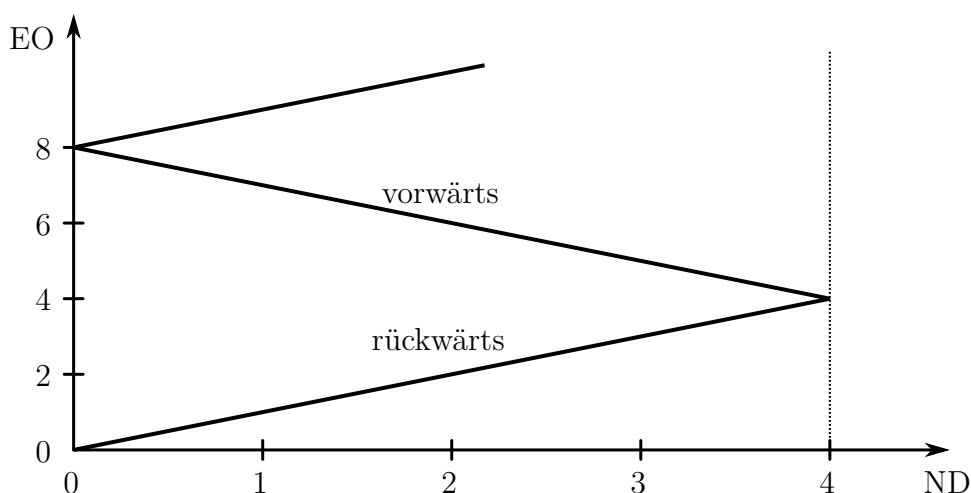


Abbildung 2.18: Mögliche Erregerordnungen eines Rotors mit 8 Schaufeln

Dies bedeutet zum Beispiel, dass sowohl drei als auch fünf gleichmäßig über den Umfang verteilte Nachläufe eine Scheibenmode mit drei Knotendurchmessern anregen können.

Rotor-Stator-Interaktionen können darüber hinaus akustische Moden anregen. Bei diesen sogenannten Tyler-Sofrin-Moden handelt es sich um zyklisch-symmetrische Kanalmoden (Tyler und Sofrin 1962). Die mathematische Beschreibung ist dem Zusammenhang zwischen Erregerordnung und Knotendurchmesser in Gl. 2.34 sehr ähnlich:

$$m = kN_B + lN_V \quad (2.35)$$

Neben der Anzahl von Rotorschaukeln ist sie auch von der Anzahl der Statorschaukeln abhängig. Akustische Moden mit Ordnung m sind in der Lage Schaufelschwingungen mit $ND = m$ anzuregen.

2.2.4 Numerische Simulation

Zum Abschluss dieses Abschnitts über Aeroelastik werden mögliche Vorgehensweisen bei der numerischen Simulation beschrieben. Diese lassen sich in drei Gruppen einteilen, die alle unter das Gebiet der Fluid-Struktur-Interaktion fallen:

- vollständig (bidirektional) gekoppelte, instationäre Simulationen
- unidirektional gekoppelte, instationäre Simulationen
- unidirektional gekoppelte Simulationen auf Basis linearisierter Gleichungen

Der Berechnungsaufwand nimmt hier von oben nach unten ab, wobei die getroffenen Annahmen die Anwendbarkeit stärker einschränken. In welche Richtung die unidirektionale Kopplung angewendet wird, hängt vom jeweiligen Einsatzgebiet ab. Soll die aeroelastische Stabilität (Flattern) bewertet werden, so dient die Verformung

der Schaufel als Randbedingung für die CFD-Simulation. Umgekehrt stellt die instationäre Druckverteilung auf der Schaufeloberfläche die Randbedingung für die Struktursimulation erzwungener Schwingungen dar.

Vollständig gekoppelte Fluid-Struktur-Interaktion

Die vollständig gekoppelte Simulation stellt den mit Abstand aufwändigsten Ansatz dar und kommt aktuell fast ausschließlich für die Untersuchungen kleinerer akademischer Beispiele und für die Simulation von Einzelprofilen in einer Strömung zum Einsatz. Hierbei werden die Navier-Stokes-Gleichungen der Strömungsmechanik und die Gleichungen der Finite-Elemente-Methode im Zeitschrittverfahren gleichzeitig gelöst. Das Vorgehen für die Simulation von Flattern und erzwungenen Schwingungen unterscheidet sich nur geringfügig. Aufgrund des erheblichen rechnerischen Aufwands eignen sich diese Verfahren nicht für die praktische Anwendung.

Unidirektional gekoppelte Stabilitätsanalyse

Bei der Stabilitätsanalyse soll die aerodynamische Dämpfung berechnet werden, um das Auftreten von Flattern erkennen zu können. Hierzu wird dem CFD-Netz die Verformung einer Schaufelmode aufgeprägt. Es wird vereinfacht angenommen, dass der Einfluss der Druckschwankungen auf die Schaufelmoden vernachlässigbar klein ist. Die anschließende instationäre Strömungssimulation kann unter bestimmten Annahmen linearisiert im Frequenzbereich erfolgen, siehe unten. Ergebnis dieser Simulation ist die instationäre Druckverteilung infolge der Schaufelschwingung. Hieraus lässt sich gemeinsam mit der Verformung die am Fluid verrichtete Arbeit berechnen, die als Stabilitätskriterium dient (s. Kap. 3). Die Berechnung muss für jede Mode und für jeden Schaufelphasenwinkel durchgeführt werden.

Unidirektional gekoppelte erzwungene Schwingungen

Bei der Analyse erzwungener Schwingungen wird die Frage gestellt, wie die Struktur auf ein instationäres Anregungsmuster (z.B. die Nachlaufdüsen, siehe Abschn. 2.2.3) reagiert. Der zu untersuchende Betriebspunkt ergibt sich aus dem Campbell-Diagramm. Für diesen Betriebspunkt wird zunächst eine instationäre Strömungssimulation durchgeführt, um die Lasten auf der Schaufeloberfläche zu ermitteln. Im Anschluss werden diese Lasten im Frequenzbereich in einer Struktursimulation als Anregung verwendet und die Schwingungsantwort berechnet. Die ermittelten Amplituden und Spannungen können zum Beispiel zur Abschätzung der Lebensdauer herangezogen werden.

Die unidirektionale Kopplung stellt eine Vereinfachung dar, da die Schaufelschwingungen auf das Fluid zurückwirken. Dieser Einfluss kann teilweise berücksichtigt werden, indem für die berechnete Schwingungsantwort eine (unidirektional gekoppelte) Stabilitätsanalyse durchgeführt wird, deren Ergebnis in Form einer zusätzlichen aerodynamischen Dämpfung wiederum der Struktursimulation aufgeprägt wird.

Linearisierte CFD-Simulation

Für die Bewertung der aeroelastischen Stabilität einer Mode ist es nicht notwendig, große Verformungen zu simulieren. Falls eine Schwingung instabil ist, so reicht bereits eine kleine Anfangsauslenkung, um zum Anwachsen der Amplitude zu führen. Erst bei größeren Schwankungen lassen sich nichtlineare Effekte wie zum Beispiel ein mögliches Ablösen und Wiederanlegen der Strömung nicht mehr in linearisierter Form mit ausreichender Genauigkeit wiedergeben. Bei großen Auslenkungen spielen darüber hinaus nichtlineare Dämpfungseigenschaften des Materials eine Rolle.

Unter der Annahme kleiner Schwingungen und damit kleiner Störungen in den Strömungsgrößen lassen sich die Navier-Stokes-Gleichungen der Strömungsmechanik, genauer die Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen (RANS-Gleichungen), linearisieren. Hierzu werden alle Größen in einen stationären und einen Schwankungsanteil zerlegt. Für die Schwankungen wird ein harmonischer Ansatz gewählt und die Gleichungen damit in den Frequenzbereich transformiert. Man erhält ein lineares Gleichungssystem, in dem die Schwankungsgrößen von den stationären Strömungsgrößen und der Netzverformung abhängig sind. Die Lösung erfolgt mithilfe effizienter Methoden für dünn besetzte Gleichungssysteme, wobei eine stationäre Lösung als Ausgangspunkt dient.

Die Methode der harmonischen Balance ermöglicht gegenüber der einfachen Linearisierung die Berücksichtigung weiterer harmonischer Ordnungen. Hierzu werden RANS-Gleichungen Fourier-transformiert, sodass man je ein Gleichungssystem für jede Harmonische erhält. Dies ermöglicht zum Beispiel die Simulation der instationären Strömung infolge von Rotor-Stator-Interaktionen.

2.3 Experimentelle Dämpfungsermittlung

Im Rahmen dieser Arbeit wird die aerodynamische Dämpfung einer Blisk sowohl numerisch als auch experimentell bestimmt. Die Messung im rotierenden Prüfstand kann dabei nur indirekt erfolgen, da weder die genaue Schaufelverformung noch die Druckverteilung auf der Schaufeloberfläche bestimmt werden können. Im Rahmen dieser Arbeit werden deshalb die Schaufeln zu Schwingungen angeregt und deren Antwortamplituden in Abhängigkeit von der Anregungsfrequenz gemessen. Dazu sind ein geeignetes Anregungssystem und ein System zur Überwachung der Schaufelschwingungen notwendig. Letzteres wird in Abschn. 4.2.2 beschrieben.

An das Anregungssystem werden die folgenden Anforderungen gestellt: Es muss die Strömung möglichst wenig beeinflussen und dazu in der Lage sein, gezielt Schwingungsmoden mit einer vorgegebenen Anzahl Knotendurchmesser anzuregen. Insbesondere die zweite Anforderung ist essentiell, da sich nur so die Dämpfung der einzelnen Moden getrennt voneinander bestimmen lässt.

In diesem Abschnitt liegt der Schwerpunkt auf der Bestimmung der Dämpfung aus der Frequenzantwort. Dazu sollen zunächst einige Verfahren zur Anregung vorgestellt, sowie deren Eignung beschrieben werden. Die Methode der akustischen Anregung wird detaillierter betrachtet, da diese im Rahmen dieser Arbeit zum Einsatz kommt.

2.3.1 Anregungsmechanismen

Zur direkten Anregung von Schaufelschwingungen während des Betriebs von Turbomaschinen kommen in der Literatur im Wesentlichen vier Verfahren zum Einsatz: elektromagnetische, piezoelektrische, hydrodynamische und akustische Anregung. Prinzipiell ermöglichen alle Verfahren die gezielte Anregung einer bestimmten Anzahl Knotendurchmesser. Im Folgenden werden die ersten drei Anregungsmechanismen kurz beschrieben. Da die akustische Anregung im Rahmen dieser Arbeit zum Einsatz kommt, wird ihr ein eigener Abschnitt gewidmet.

Elektromagnetische Anregung

Bei der elektromagnetischen Anregung kommen mehrere über den Umfang verteilte Elektromagneten zum Einsatz. In den meisten Fällen werden Wirbelströme induziert, die sich (in Abhängigkeit von der Schaufelgeometrie) mit hoher Präzision steuern lassen, sodass eine Steuerung der auf die Schaufel wirkenden Kraft möglich ist. Die Funktionsweise bedingt, dass die Magneten im Idealfall senkrecht zur Schaufeloberfläche positioniert werden müssen, weshalb sich das Verfahren nicht für die Anregung in Prüfständen mit Strömung eignet. Für strukturmechanische Experimente im Vakuum ist es hingegen das am besten geeignete Verfahren, da die Anregung kontaktlos erfolgt. Beispiele hierfür finden sich bei Morrison et al. (2005), Rice et al. (2009) und Hoffmann et al. (2020).

Piezoelektrische Anregung

Bei diesem Anregungsverfahren werden Piezo-Elemente direkt auf die Schaufeloberfläche aufgebracht, zumeist in der Nähe des Schaufelfußes. Durch das Variieren der anliegenden Spannung mit einer vorgegebenen Frequenz wird jede einzelne Schaufel direkt und gezielt angeregt. Dadurch ist eine sehr präzise Anregung mit vorgegebenem Phasenwinkel zwischen Nachbarschaufeln möglich. Darüber hinaus lässt sich dieses Verfahren auch in durchströmten Prüfständen einsetzen. Als nachteilig erweist sich allerdings die Änderung der Schaufelgeometrie und der Schwingungseigenschaften durch die aufgebrachten Elemente. Dieses Verfahren ist das am weitesten verbreitete und ein erster Bericht findet sich bereits bei Fabunmi (1980). Neben vielen anderen Autoren verwenden auch Jeffers et al. (2000) und Watanabe et al. (2008) Piezoelemente zur Anregung von Schaufelschwingungen.

Hydromechanische Anregung

Hydromechanische Anregungssysteme verwenden unterschiedliche Medien, die in Richtung der Schaufeloberfläche beschleunigt werden, um beim Aufprall für eine Anregung zu sorgen. In Vakuumprüfständen handelt es sich dabei um Flüssigkeiten (z.B. Öl), während in durchströmten Prüfständen zumeist Luft zum Einsatz kommt. Unter anderem berichten Holzinger et al. (2009) und Wegman et al. (2013) über den Einsatz in einem einstufigen Axialverdichterprüfstand. Da die Öffnungen zur Eindüsung der Luft klein sind, wird die Strömung nur durch den zusätzlichen Massenstrom beeinträchtigt, sodass man von einer geringen Störung ausgehen kann. Vorteilhaft ist

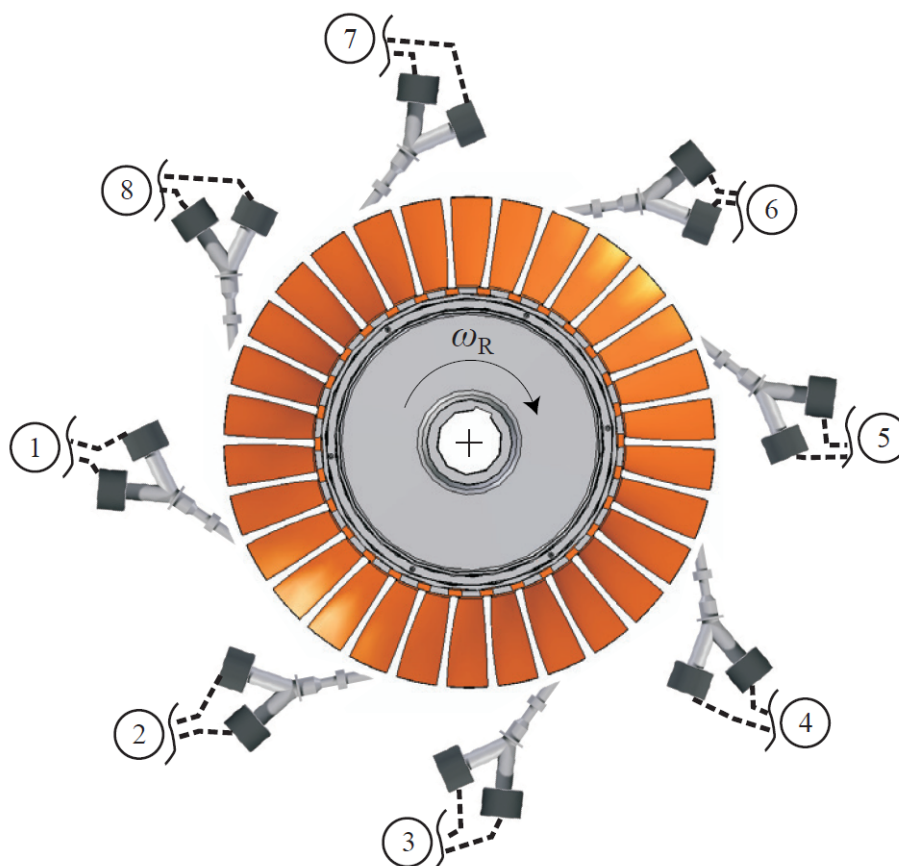


Abbildung 2.19: System zur akustischen Anregung von Rotorschaukeln am Niedergeschwindigkeits-Axialverdichter des TFD (Freund 2015)

ebenfalls, dass durch den geringen Platzbedarf eine große Anzahl von Anregungsquellen über den Umfang angeordnet werden können. Ein Nachteil ist vor allem die Begrenzung der maximalen Frequenz der Luftstöße, die unter Umständen nur die Anregung einer geringen Anzahl von Knotendurchmessern ermöglicht (Wegman et al. 2013). Eine zeitabhängige Anpassung der Anregungsamplitude über den Massenstrom sieht das vorgestellte System nicht vor, da dieser lediglich über den (stationären) Druck im Luftreservoir eingestellt wird.

2.3.2 Akustische Anregung

Im Gegensatz zur hydromechanischen Anregung, bei der die Beschaukelung durch den Impuls des auftreffenden Mediums angeregt wird, erfolgt die Anregung bei akustischen Systemen durch Druckschwankungen im Fluid. Naturgemäß kann dieses Verfahren deshalb als einziges der vorgestellten nicht im Vakuum angewendet werden. Die Druckschwankungen werden mithilfe von Lautsprechern erzeugt, von denen üblicherweise mehrere über den Umfang verteilt am Gehäuse des Verdichters (oder der Turbine) montiert werden. Die Schallübertragung vom Lautsprecher in den Strömungspfad erfolgt mittels eines Horns bzw. eines Rohrs.

Da Lautsprecher präzise und einfach anzusteuern sind, sind akustische Anregungs-

system prinzipiell gut geeignet, um gezielt Moden mit einer bestimmten Anzahl Knotendurchmesser anzuregen. Die Anregung erfolgt kontaktlos und die Druckschwankungen beeinträchtigen die Strömung nur sehr geringfügig. Ein offensichtlicher Nachteil ist allerdings die Öffnung am Übergang zwischen Horn und Strömungskanal, die größere Verwirbelungen verursachen kann.

Die Anregung kann auf zwei verschiedene Arten erfolgen. Einerseits können stromab oder stromauf der anzuregenden Schaufelreihe akustische Kanalmoden mit einer bestimmten Modenordnung m erzeugt werden. Diese sind in der Lage, die Schaufelreihe mit der Anzahl Knotendurchmesser $ND = m$ anzuregen, die der Modenordnung der akustischen Mode entspricht (s. Abschn. 2.2.3). Andererseits können die Lautsprecheröffnungen auch über den Schaufeln platziert werden, sodass die Anregung direkt erfolgt. Diese direkte Anregung kann prinzipiell ebenfalls auf Basis von akustischen Kanalmoden interpretiert werden.

Ein akustisches Anregungssystem, dessen Lautsprecher auf Höhe der Schaufelreihe platziert sind, wird von Freund et al. (2014) beschrieben (s. Abb. 2.19). Um die Druckamplituden zu erhöhen, kommen hier je Umfangsposition zwei Lautsprecher zum Einsatz. Das System wurde von Meinzer (2020) für den Einsatz an einer einstufigen Axialturbine weiterentwickelt und kommt in dieser Form auch am Axialverdichter zum Einsatz.

Für die Anregung der Beschaukelung entscheidend ist der Winkel, unter dem die Druckschwankungen auf die Schaufel auftreffen. Zur Optimierung der Anregung werden hierzu von Freund (2015) Untersuchungen mit und ohne Strömung unter Variierung des Einschallwinkels durchgeführt. Der beste Energieeintrag ergibt sich bei einem Winkel von 0° normal zur Schaufeloberfläche. Bis zu einem Winkel von 30° kommt es nur zu einem geringfügigen Abfall der Schwingungsamplitude für alle untersuchten Moden.

Unter realen Einsatzbedingungen ist die Strömungsgeschwindigkeit zu berücksichtigen, die für eine Umlenkung des Schalls sorgt (Freund et al. 2013). Der Grad der Umlenkung ist abhängig vom konstruktiven Einschallwinkel α und der Machzahl M der Strömung. Der effektive Anregungswinkel beträgt

$$\alpha_{\text{eff}} = \tan^{-1} \left(\frac{\sin \alpha}{\cos \alpha + M} \right) \quad (2.36)$$

Für einen konstruktiven Winkel von 45° ergibt sich für einen Machzahlbereich zwischen 0 und 1 eine Variation des effektiven Anregungswinkels zwischen 45° und 22.5° . Insbesondere beträgt der Winkel für eine Machzahl von 0.5 ca. 30° . Dementsprechend eignet sich ein konstruktiver Winkel nahe 45° gut für den praktischen Einsatz.

Neben dem Anregungswinkel ist die Führung des Schalls zur Schaufel zu beachten. Dabei muss einerseits ausreichend Leistung übertragen werden, andererseits sollte die Öffnung so klein wie möglich sein. Neben der unerwünschten Strömungsbeeinträchtigung wird der Durchmesser auch dadurch nach oben begrenzt, dass nur ebene Wellen in dem Rohr ausbreitungsfähig sein sollten. Dadurch kann ein gleichmäßiger Verlauf der Anregungsamplitude sichergestellt werden. Die Cut-Off-Frequenz, unterhalb derer die Mode $m = 1$ nicht mehr ausbreitungsfähig ist, erhält man in Abhängigkeit von dem Rohrrinnenradius R (s. Appendix A):

$$f_{max} = a \frac{\xi_{1,0}}{2\pi R} \quad (2.37)$$

Dabei ist $\xi_{1,0} \approx 1.841$ die radiale Wellenzahl für die Mode mit nur einem Knotendurchmesser und keinem Knotenkreis, die als erstes nach der ebenen Welle ausbreitungsfähig wird. Wenn als Beispiel die maximale Anregungsfrequenz 5000 Hz betragen soll, so ergibt sich ein maximaler Rohrrinnenradius von ca. 20 mm. Der Radius nimmt invers proportional mit der Anregungsfrequenz ab.

Freund (2015) interpretiert die direkte Anregung anschaulich mithilfe von akustischen Moden. Für ein besseres Verständnis ist allerdings die Untersuchung der direkten Anregung sinnvoll. Hieraus kann abgeleitet werden, wie eine gezielte Schwingungsanregung mit einer vorgegebenen Anzahl Knotendurchmesser realisiert werden kann. Darüber hinaus werden die Grenzen der Anwendbarkeit deutlich.

Gezielte Anregung von Schwingungen des Schaufelverbunds

Zur gezielten Anregung des Schaufelverbunds bei einer bestimmten Mode und mit vorgegebener Anzahl Knotendurchmesser sind sowohl die Lautsprecherfrequenz als auch der Phasenversatz zwischen zwei Lautsprechern korrekt einzustellen. Die folgenden Analysen zeigen, wie beide ermittelt werden können, beginnend bei der Anregungsfrequenz. Dazu wird die Schaufelschwingung an einer festen Umfangsposition im Inertialsystem des Gehäuses betrachtet. Dies kann z.B. eine Lautsprecherposition sein. Wenn der Rotor nicht rotiert, beträgt die beobachtete Schwingungsamplitude der Schaufel

$$x = \cos(f_B t). \quad (2.38)$$

Dreht sich der Rotor, werden an der Umfangsposition nacheinander die Schwingungsamplituden der Nachbarschaufeln beobachtet. Die Amplitude der unmittelbaren Nachbarschaufel ist um den jeweiligen Phasenwinkel $IBPA$ verschoben:

$$x = \cos(f_B t + IBPA) \quad (2.39)$$

Die Nachbarschaufel erreicht die Lautsprecheröffnung nach einer Verzögerung von Δt . Für jede beliebige nachfolgende Schaufel erhält man damit die folgende allgemeine Form für die Schwingungsamplitude, die mit der durch den Lautsprecher erzeugten Anregung gleichgesetzt werden kann:

$$x = \cos\left(f_B t + \frac{IBPA}{\Delta t} t\right) = \cos(f_L t) \quad (2.40)$$

Die Terme innerhalb des Cosinus auf beiden Seiten lassen sich damit gleichsetzen. Mit dem Phasenwinkel nach Gl. 2.30 und dem Zeitversatz zwischen zwei Schaufeln

$$\Delta t = \frac{1}{f_R N_B} \quad (2.41)$$

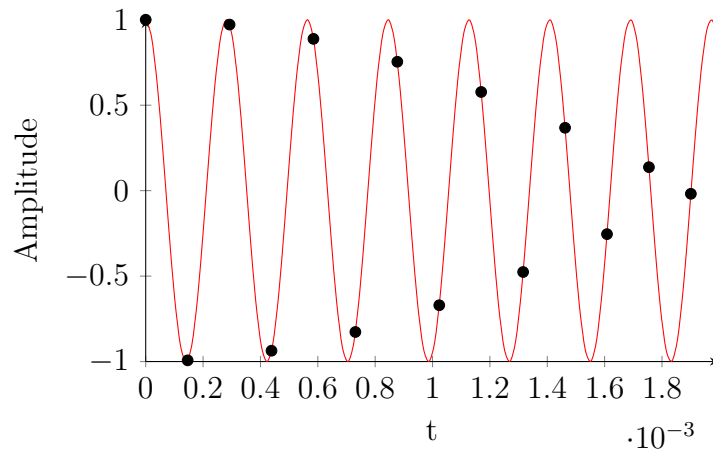


Abbildung 2.20: Anregungsmuster eines Lautsprechers für 10 Knotendurchmesser einer Scheibe mit 24 Schaufeln

ergibt sich für die Anregungsfrequenz des Lautsprechers:

$$f_L = f_B + ND f_R \quad (2.42)$$

Um den Phasenversatz $\Delta\phi$ zwischen zwei Lautsprechern zu ermitteln wird wieder die Schaufelscheibe in Ruhe betrachtet. Er entspricht dann genau dem Phasenwinkel δ (s. Gl. 2.28) zwischen zwei Umfangspositionen der Scheibe. Mit der Anzahl der Lautsprecher N_L ergibt sich:

$$\Delta\phi = \frac{ND}{N_L} 360^\circ \quad (2.43)$$

Somit liegen alle Informationen für die Ansteuerung der Lautsprecher vor. Abbildung 2.20 zeigt exemplarisch, welche Druckamplituden die Schaufeln eines Rotors mit 24 Schaufeln bei der Anregung von 10 Knotendurchmessern durch einen Lautsprecher erfahren. Die Schwingung stellt die Druckschwankungen des Lautsprechers dar, während die Punkte den mittleren Zeitpunkt des Überstreichens der Lautsprecheröffnung durch eine Schaufel markieren. Aufgrund der endlichen Lautsprecheröffnung erfährt eine Schaufel nicht die markierte konstante Amplitude, sondern einen Verlauf. Dies führt zu Einschränkungen bei der Anregung, die im Folgenden diskutiert werden.

Grenzen der Anregung

Die Anregungsfähigkeit einer festgelegten Anzahl Knotendurchmesser ist von zwei Faktoren abhängig: Dem Frequenzgang der verwendeten Lautsprecher und der Präzision der Druckübertragung zwischen Lautsprecher und Schaufel. Wir widmen uns zunächst dem Frequenzgang. Konstruktionsbedingt liegt der Bereich des linearen Frequenzgangs leistungsfähiger Mittentöner zwischen einigen Hundert und einigen Tausend Hz. Damit sind die anregbaren Knotendurchmesser nach unten und oben hin begrenzt durch

$$-\frac{f_{\max} + f_B}{f_R} < ND < \frac{f_{\max} - f_B}{f_R} \quad (2.44)$$

In der Mitte dieses Bereichs liegt eine Zone mit $f_L < f_{\min}$ des Lautsprechers, innerhalb derer eine Anregung nicht oder nur sehr eingeschränkt möglich ist.

Eine weitere Einschränkung der Anregungsfähigkeit ergibt sich durch die erforderliche Frequenzmodulation der Lautsprecher in Verbindung mit der Größe der Lautsprecheröffnung. Idealisiert werden die Schaufeln durch einzelne infinitesimal kleine Monopolquellen angeregt, sodass die Anregung mit einer präzisen Amplitude erfolgt, wie in Abb. 2.20 dargestellt. Bei einer endlichen Lautsprecheröffnung erfährt die Schaufel jedoch einen Druckverlauf, dessen Mittelwert hauptsächlich ausschlaggebend für die erfahrene Anregung ist. Um eine höhere Anzahl Knotendurchmesser anzuregen, ist eine höhere Lautsprecherfrequenz notwendig. Mit steigender Frequenz erfährt eine Schaufel einen immer größeren Anteil der Druckschwankung, bis eine vollständige Periode der Anregung erreicht ist. Die Lautsprecherfrequenz ist in diesem Fall

$$f_L = \frac{2\pi R}{d_L} f_R \quad (2.45)$$

mit dem Gehäuseradius R und dem Durchmesser der Lautsprecheröffnung d_L . An diesem Punkt ist der Mittelwert der Anregung für jede Schaufel Null. Unterhalb dieser Grenze nimmt die Schwingungsantwort der Beschaukelung stetig mit steigender Lautsprecherfrequenz ab.

Das Nyquist-Shannon-Abtasttheorem besagt, dass die Abtastfrequenz eines periodischen Signals mindestens der doppelten Signalfrequenz entsprechen muss. Pro Schwingungsperiode müssen demnach mindestens zwei Werte erfasst werden. Übertragen auf die Lautsprecheranregung lässt sich diese Bedingung umdrehen. Das bedeutet, dass die Schaufel maximal eine halbe Periode der Druckschwankung erfahren sollte. Die besten Anregungsergebnisse werden mit Frequenzen unterhalb dieses Kriteriums erzielt.

2.3.3 Bestimmung der aerodynamischen Dämpfung

Um die aerodynamische Dämpfung experimentell ermitteln zu können, ist zunächst eine Modellannahme erforderlich. Es wird angenommen, dass es sich bei der aerodynamischen Dämpfung um eine viskose Dämpfung handelt (s. Abschn. 3.1.1). Auf Basis dieser Annahme gibt es zwei mögliche Vorgehensweisen zur Dämpfungsbestimmung, von denen allerdings nur eine im Axialverdichterprüfstand umsetzbar ist.

Die erste Möglichkeit besteht in der Messung des Abklingverhaltens einer Schwingung. Hierzu muss die maximale Auslenkung x zweier aufeinander folgender Schwingungsperioden i und $i + 1$ gemessen und das logarithmische Dekrement

$$\Lambda = \log \frac{x_i}{x_{i+1}} = \frac{2\pi D}{\sqrt{1 - D^2}} \quad (2.46)$$

ermittelt werden. Voraussetzung dafür ist, dass die Eigenfrequenz bekannt ist. Das zu vermessende System ist mit dieser Frequenz in Schwingung zu versetzen. Im Anschluss muss das Abklingverhalten möglichst kontinuierlich vermessen werden, um aus dem Verlauf entweder zwei aufeinanderfolgende maximale Auslenkungen oder die

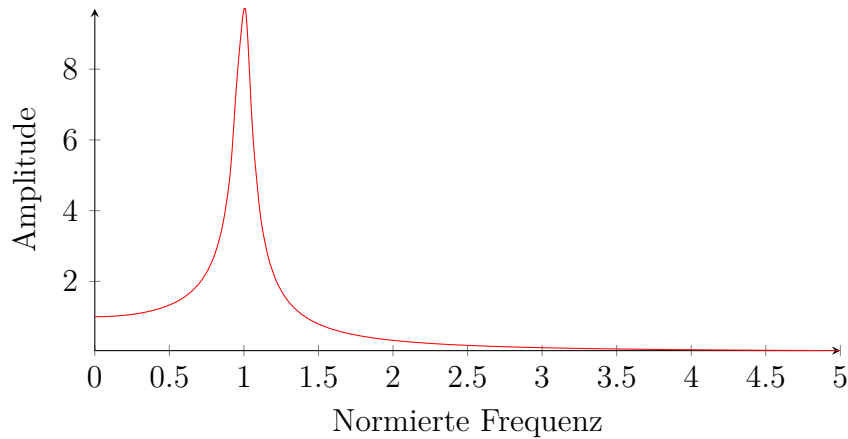


Abbildung 2.21: Frequenzantwortfunktion eines viskosen Dämpfers mit $D = 0.05$

Einhüllende des Abklingverhaltens bestimmen zu können. In einem rotierenden Prüfstand wäre eine solche kontinuierliche Messung nur mithilfe von Dehnungsmessstreifen möglich, sodass diese Methode im Rahmen dieser Arbeit nicht eingesetzt wird.

Der zweite Ansatz basiert darauf, dass für das Modell eines viskosen Dämpfers die Schwingungsantwort bei Kraftanregung im Frequenzbereich bekannt ist. Diese lässt sich durch folgende Modell-Antwortfunktion beschreiben (siehe Abb. 2.21), die der Vergrößerungsfunktion bei Kraftanregung entspricht:

$$H(\eta) = \frac{F}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + (2D\eta)^2}} \quad (2.47)$$

Hierbei ist D der modale Dämpfungsgrad, H ist die (gemessene) Antwortamplitude und F die Anregungskraft. Es wird angenommen, dass jede Eigenschwingung für sich gedämpft wird und die Kopplung zwischen mehreren Moden vernachlässigt werden kann. Des Weiteren wird vorausgesetzt, dass die Dämpfung im Bereich der Eigenfrequenz näherungsweise frequenzunabhängig ist. Die Vernachlässigung verursacht selbst bei quadratischer Frequenzabhängigkeit einen Fehler deutlich unterhalb von 1%.

Auf Basis dieses einfachen Modells kann der Dämpfungsgrad durch zwei Ansätze bestimmt werden. Der erste basiert auf dem Gütefaktor (Q-Faktor), der folgendermaßen definiert ist, und aus dem der Dämpfungsgrad direkt bestimmt werden kann:

$$Q = \frac{f_0}{\Delta f} = \frac{1}{2D} \quad (2.48)$$

Dabei ist f_0 die Eigenfrequenz und Δf ist die Breite der Spitze der Frequenzantwort, die 3 dB unterhalb der maximalen Amplitude bestimmt wird. Diese Methode wird deshalb auch „3 dB-Methode“ genannt. Die Anwendung ist vor allem von Hand sehr einfach. Eine Automatisierung ist bei gemessenen Antwortfunktionen aufgrund des vorhandenen Rauschens allerdings schwierig.

Der zweite Ansatz basiert auf der Anpassung der Modell-Antwortfunktion Gl. 2.47 an die Messdaten. Dazu wird diese zunächst vollständig ausmultipliziert:

$$F^2 - 2\eta^2 H^2 D^2 = H^2 - 2\eta^2 H^2 + H^2 \eta^4 \quad (2.49)$$

Dabei stehen die unbekanntenen Größen F und D auf der linken Seite. F ist hier lediglich ein Skalierungsfaktor, der nicht weiter von Interesse ist. Die Eigenfrequenz wird zunächst auf die Frequenz am Maximum der Antwortkurve festgelegt. Die Lösung für die beiden Unbekannten erfolgt mithilfe der Methode der kleinsten Fehlerquadrate. Dazu wird zunächst das Gleichungssystem

$$\mathbf{X}\vec{\beta} = \vec{y} \quad (2.50)$$

aufgestellt, mit

$$\mathbf{X} = \begin{pmatrix} 1 & -2\eta_1^2 H^2 \\ 1 & -2\eta_2^2 H^2 \\ \vdots & \vdots \end{pmatrix}, \quad \vec{\beta} = \begin{pmatrix} F^2 \\ D^2 \end{pmatrix} \quad \text{und} \quad \vec{y} = \begin{pmatrix} H^2 - 2\eta_1^2 H^2 + H^2 \eta_1^4 \\ H^2 - 2\eta_2^2 H^2 + H^2 \eta_2^4 \\ \vdots \end{pmatrix} \quad (2.51)$$

Die Methode der kleinsten Fehlerquadrate minimiert die Summe der quadrierten Residuen und führt auf die folgende Gleichung für die gesuchten Parameter:

$$\vec{\beta} = (\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^T \vec{y}, \quad (2.52)$$

wobei \mathbf{X}^T die Transponierte der Matrix \mathbf{X} ist.

Bei gemessenen Antwortfunktionen muss aufgrund von Störungen die anfänglich gewählte Eigenfrequenz in einer äußeren Schleife variiert werden, um das tatsächliche Optimum mit dem geringsten Residuum zu finden.

Störungseinflüsse

Die Genauigkeit der Kurvenanpassung und damit die Bestimmung der aerodynamischen Dämpfung hängt von zwei wesentlichen Störungseinflüssen ab: einer Überlagerung der gewünschten Schwingungsantwort durch weitere Moden oder Knotendurchmesser und der Messunsicherheit der Schwingungsamplitude der Schaufeln.

Die akustische Anregung ermöglicht prinzipiell die gezielte Anregung einer Mode mit einer vorgegebenen Anzahl Knotendurchmesser. Allerdings lässt sich nicht vermeiden, dass in einigen Betriebspunkten Schwingungsformen anderer Modenfamilien ebenfalls antworten. Für ein einfaches Beispiel werden eine Lautsprecherfrequenz von 2000 Hz und eine Rotorfrequenz von 200 Hz angenommen. Die Beschaukelung besitzt zwei Moden mit den Eigenfrequenzen 400 Hz und 1000 Hz. Nach Gl. 2.42 antwortet die erste Mode mit $ND = 8$ und die zweite Mode mit $ND = 5$.

Bei einer direkten Überlagerung zweier Moden wie in dem obigen Beispiel können diese nicht mehr separiert werden, sodass eine genaue Dämpfungsbestimmung unmöglich ist. Liegen zwei Eigenformen jedoch weiter auseinander, kann zum Beispiel durch Einschränkung des für die Kurvenanpassung genutzten Signalanteils die Dämpfung mit geringerer Fehler ermittelt werden. In Abb. 2.22 ist ein solches Beispiel dargestellt. Während unter Einbeziehung aller Punkte ein Fehler von ca. 25% bei der Dämpfungsbestimmung gemacht wird, kann dieser durch geschickte Wahl des anzupassenden Bereichs auf unter 5% beschränkt werden.

Prinzipiell ist auch eine Modellierung auf Basis von mehr als einer Eigenmode möglich. Die Herausforderung hierbei ist allerdings, dass sowohl die angeregten Moden

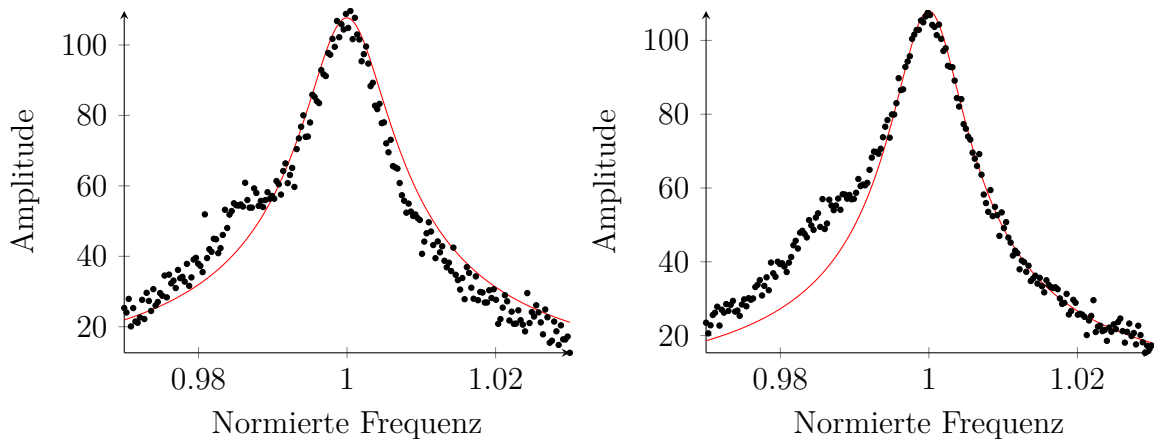


Abbildung 2.22: Kurvenanpassung für eine Frequenzantwort mit einer zweiten Eigenfrequenz beim 0.985-fachen der Haupteigenfrequenz. Links: Kurvenanpassung für alle Punkte. Rechts: Kurvenanpassung nach Einschränkung.

als auch deren Eigenfrequenzen im Vorhinein unbekannt sind, weshalb mit jeder Mode drei weitere Freiheitsgrade hinzu kommen. Unter Verwendung synthetischer Daten konnte bei Berücksichtigung zweier Moden keine Verbesserung des Ergebnisses gegenüber einer geeigneten Wahl des Wertebereichs erzielt werden. Deshalb wird auf einen multi-modalen Ansatz in dieser Arbeit verzichtet.

Falls vorausgesetzt werden kann, dass es zu keiner Überlagerung von Moden kommt, wird die Genauigkeit der Dämpfungsermittlung nur durch die Messunsicherheit der Schwingungsamplitude vorgegeben. Für diesen Fall lässt sich eine Messunsicherheit der aerodynamischen Dämpfung in zwei Schritten ermitteln. Zunächst wird eine Kurvenanpassung für die Schwingungsantwort wie oben beschrieben durchgeführt und die Standardabweichung der Messwerte von der Kurve bestimmt. Diese wird im Anschluss einer synthetisch generierten Antwortfunktion als Messrauschen hinzugefügt werden auf die wiederum der Kurvenanpassungsalgorithmus angewendet wird. Hierbei ergibt sich ein Fehler, der zur Abschätzung der Messunsicherheit der aerodynamischen Dämpfung herangezogen werden kann.

Zur Messung der Frequenzantwortfunktion muss eine Anregung des Messobjekts mit ansteigender oder abfallender Frequenz erfolgen, wobei die Eigenfrequenz im Frequenzgang enthalten sein muss. Die Messung der Schaufelschwingungen im Prüfstand erfolgt mithilfe eines Tip-Timing-System (s. Abschn. 4.2.2). Nach Gl. 2.42 können dazu entweder die Rotordrehzahl oder die Lautsprecherfrequenz variiert werden. Da die Lautsprecherfrequenz deutlich langsamer und gleichmäßiger variiert werden kann, ist letzterer Ansatz zu bevorzugen.

Kapitel 3

Modellierung der Aerodynamischen Dämpfung

Im Verlauf des letzten Kapitels wurde bereits des Öfteren von der aerodynamischen Dämpfung gesprochen, die bei Blisks nahezu alleinig ausschlaggebend für die Stabilität ist. In Gl. 2.31 wurde diese bereits in Form von aerodynamischen Einflusskoeffizienten eingeführt, die den versteifenden und dämpfenden Einfluss zwischen den Schaufeln durch das umgebende Fluid wiedergeben. Es stellt sich allerdings die Frage, wie sowohl die Dämpfung und Steifigkeit als auch deren Einflusskoeffizienten bestimmt werden können, um letztendlich Aussagen über die Möglichkeit des Auftretens von Flattern treffen zu können. Hierzu ist es zunächst wichtig zu verstehen, wie diese modelliert werden können und was genau deren Bedeutung ist.

3.1 Aerodynamischen Dämpfung und Steifigkeit

In Gl. 2.31 wird die aerodynamische Kopplung in Form einer Steifigkeits- und einer Dämpfungsmatrix berücksichtigt. Die Modellierung erfolgt in Form einer äquivalenten viskosen Dämpfung c_v . Hieraus ergibt sich indirekt auch die Steifigkeit, da der Dämpfungskoeffizient komplexwertig ist. Die folgende Herleitung orientiert sich an Kersken et al. (2012b) und Willeke et al. (2017).

3.1.1 Äquivalente Viskose Dämpfung

Viskose Dämpfung existiert, wenn die Relativgeschwindigkeit zweier geschmierter Oberflächen ausreichend niedrig ist, sodass die Strömung laminar ist. Nur in seltenen Fällen ist dies der Fall. Allerdings ist in den meisten realen Systemen die Dämpfung gering, sodass sie nur bei Resonanz relevant wird. In solchen Fällen ist es möglich, nicht-viskose Dämpfung durch eine äquivalente viskose Dämpfung anzunähern, sodass das System für eine einfache mechanische Schwingungsmodellierung zugänglich wird (Norton und Karczuz 2003).

Die Energie, die dem System während einer Periode durch Dämpfung entzogen wird, erhält man durch Integration der Kraft über eine Schwingungsperiode. Die Kraft beträgt $F_d = c_v \dot{u}(t)$, wobei für die Bewegung $u(t) = A \sin \omega t - \phi$ eine harmonische

Schwingung angenommen wird. Damit folgt:

$$W_{\text{cyc}} = \oint c_v \dot{u} du = \oint c_v \dot{u}^2 dt = \pi c_v \omega A^2. \quad (3.1)$$

W_{cyc} beschreibt die während eines Schwingungszyklus mit der Amplitude A und der Kreisfrequenz ω dissipierte Energie. Dieser Zusammenhang kann genutzt werden, um andere Verlustmechanismen mithilfe einer äquivalenten viskosen Dämpfung folgendermaßen zu modellieren:

$$c_v = \frac{W_{\text{cyc}}}{\pi \omega A^2} \quad (3.2)$$

Damit die Modellierung durch eine äquivalente viskose Dämpfung möglich ist, muss das zu analysierende System näherungsweise harmonische Schwingungen mit konstanter Amplitude ausführen. Dies trifft sowohl bei der in Abschn. 2.2.4 beschriebenen linearisierten CFD-Simulation, als auch bei der in Abschn. 2.3.2 beschriebenen Anregung zur experimentellen Dämpfungsermittlung zu. Um die äquivalente Dämpfung für eine von einem Fluid umgebene schwingende Schaufel bestimmen zu können, muss also lediglich die dabei während einer Schwingungsperiode verrichtete Arbeit ermittelt werden.

3.1.2 Aerodynamische Arbeit

Die Arbeit entspricht dem Produkt aus Kraft und Weg. Übertragen auf eine Verdichterschaufel ist die zyklische aerodynamische Arbeit das Produkt der auf diese wirkenden Kraft und der Schwinggeschwindigkeit, integriert über eine Periode. Die Geschwindigkeit kann mithilfe einer Struktursimulation aus der Verschiebung der Schaufeloberfläche unter Annahme einer harmonischen Schwingung

$$\dot{u}(t) = A\omega \exp^{i\omega t} \quad (3.3)$$

ermittelt werden. Die Schaufelkräfte müssen hingegen durch eine Strömungssimulation berechnet werden, deren Ergebnis hier ebenfalls zunächst als gegeben angenommen wird. Eine kurze Beschreibung dieser Simulation erfolgt in Abschn. 2.2.4. Der auf die Schaufel wirkende Druck besteht aus einem stationären und einem oszillierenden Anteil (Superskript 0 und $'$):

$$p_{i,r}(\mathbf{u}_r^0, \mathbf{u}'_{i,r}, t) = p_r^0(\mathbf{u}_r^0) + p'_{i,r}(\mathbf{u}_r^0, \mathbf{u}'_{i,r}, t). \quad (3.4)$$

Dieser Druck ist im Allgemeinen eine komplexe Größe. Der stationäre Anteil wird mit Hilfe einer stationären Strömungssimulation ermittelt. Zur Ermittlung der zyklischen Lasten aufgrund der Schaufelschwingungen werden die instationären Störungen der Strömung aus den linearisierten RANS-Gleichungen (Reynolds-averaged Navier-Stokes) auf Basis der zuvor berechneten stationären Grundströmung bestimmt. Das instationäre Verschiebungsfeld $\mathbf{u}'_{i,r}$ der Strukturmode i wird anschließend mit dem resultierenden Druckfeld an der Position r verknüpft. Der Druck $p_{i,r}$ liefert die lokale Kraft $\mathbf{f}_{i,r}$ auf einem Oberflächenelement r der Größe S_r mit dem Normalenvektor $\mathbf{n}_{i,r}$:

$$\mathbf{f}_{i,r} = p_{i,r} \mathbf{n}_{i,r} S_r \quad \text{mit} \quad \mathbf{n}(\mathbf{u}_r^0, \mathbf{u}'_{i,r}, t) = \mathbf{n}_r^0(\mathbf{u}_r^0) + \mathbf{n}'_{i,r}(\mathbf{u}_r^0, \mathbf{u}'_{i,r}, t). \quad (3.5)$$

Die instationären Verschiebungen u' sind ebenso wie der Druck p' komplex, sodass auch die resultierenden berechneten Größen komplexwertig sind. Es wird nun eine vereinfachte Form der Bewegungsgleichung Gl. 2.31 herangezogen, um die Kraft für eine Schwingungsmode \mathbf{f}_i genauer zu beschreiben. Der Vektor \mathbf{f}_i aller lokalen Kräfte wird dazu auf der rechten Seite der Gleichung als eingefügt verwendet:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{f}_i \quad (3.6)$$

Diese vereinfachte Bewegungsgleichung ohne Dämpfung lässt sich nun einfach diagonalisieren, indem man folgende Erweiterung mit der Matrix der Eigenformen (Strukturmoden) vornimmt:

$$\mathbf{u} = \Phi \mathbf{q} \quad (3.7)$$

Hiermit kann Gl. 3.6 in einer modalen Basis ausgedrückt werden:

$$\Phi^H \mathbf{M} \Phi \ddot{\mathbf{q}} + \Phi^H \mathbf{K} \Phi \mathbf{q} = \mathbf{F}_i \quad \text{mit} \quad \mathbf{F}_i = \Phi^H \mathbf{f}_i. \quad (3.8)$$

Die Modalmatrix Φ beinhaltet spaltenweise die Eigenformen φ_j der Beschau felung. Für jeden Mode i lässt sich dann eine entkoppelte Gleichung formulieren:

$$m_j \ddot{q}_j + k_j q_j = F_i. \quad (3.9)$$

Die rechte Seite wird meist als modale Kraft bezeichnet.

Die obige Gleichung berücksichtigt bisher nur den Fall einer Schaufel, die in einer einzelnen Schwingungsform vibriert. Im Allgemeinen, insbesondere im Falle erzwungener Schwingungen, besteht die Schwingung aus mehreren modalen Anteilen. Es muss also die Interaktion aller beteiligten Moden berücksichtigt werden. Werden sowohl die Druckschwingungen als auch die Strukturschwingungen in ihrer jeweiligen Basis abgebildet, erfolgt diese Interaktion, indem jede Druckmode mit jeder Strukturmode interagiert, sodass zusätzliche Koppelsterme entstehen. Voraussetzung hierfür ist, dass die Schwingung vereinfacht als linear betrachtet werden kann. In einem linearen System kann die vollständige aerodynamische Arbeit durch die Überlagerung aller beteiligten modalen Anteile ermittelt werden. Für eine Strukturmode j und eine Druckmode i erhält man damit für die modale Kraft:

$$F_{i,j} = \phi_j^H \mathbf{f}_i. \quad (3.10)$$

Im Falle einer kontinuierlichen Verteilung von Druck und Verformung wird das Skalarprodukt in Gl. 3.10 zum Integral.

Die dissipierte Energie kann durch Integration der modalen Kraft multipliziert mit der Verformungsgeschwindigkeit über eine Schwingungsperiode T analog zur Bestimmung der Dissipationsarbeit ermittelt werden (Kersken et al. 2012a). Unter der Annahme einer harmonischen Schwingung $e^{i\omega t}$ der Mode j kann die Schwingungsgeschwindigkeit durch Differentiation nach der Zeit zu $i\omega \phi_j e^{i\omega t}$ bestimmt werden (vgl. Gl. 3.3). Die Berechnung der aerodynamischen Arbeit erfolgt dann anhand der

folgenden Integration:

$$W_{i,j} = \int_0^T \overline{i\omega e^{i\omega t}} F_{i,j} dt \quad (3.11)$$

$$= \int_0^T \overline{i\omega e^{i\omega t}} \phi_j^H \mathbf{f}_i dt \quad (3.12)$$

$$= -i\omega \int_0^T e^{-i\omega t} \phi_j^H \operatorname{Re}[\hat{\mathbf{f}}_i e^{i\omega t}] dt$$

$$= -i\omega \int_0^T e^{-i\omega t} \phi_j^H \frac{1}{2} \hat{\mathbf{f}}_i e^{i\omega t} dt$$

$$- i\omega \int_0^T e^{-i\omega t} \phi_j^H \frac{1}{2} \bar{\hat{\mathbf{f}}}_i e^{-i\omega t} dt$$

$$= -i\pi \phi_j^H \hat{\mathbf{f}}_i.$$

Die lokale aerodynamische Arbeit je Flächenelement, die das Fluid an der Schaufeloberfläche verrichtet, ist

$$w_{j,i,r} = i\pi \phi_{j,r}^H \hat{f}_{i,r}. \quad (3.13)$$

Die gesamte verrichtete aerodynamische Arbeit kann alternativ auch als Summe über alle Flächenelemente dargestellt werden:

$$W_{i,j} = \sum_r w_{i,j,r} S_r \quad (3.14)$$

3.1.3 Aerodynamische Dämpfung

Wie oben beschrieben, lässt sich die äquivalente aerodynamische Dämpfung mit Hilfe von Gl. 3.2 aus der aerodynamischen Arbeit bestimmen. Aus den vorherigen Gleichungen, insbesondere aus Gl. 3.11, wird ersichtlich, dass diese eine komplexe Größe ist. Hieraus leitet sich ab, dass die modellierte aerodynamische Dämpfung ebenfalls in einen Real- und Imaginärteil zerlegt werden kann. Durch Vergleich der Koeffizienten der eindimensionalen Bewegungsgleichung im Frequenzbereich

$$-\omega^2 m \hat{q} + i\omega c \hat{q} + k \hat{q} = \hat{F}, \quad (3.15)$$

lässt sich die viskose Dämpfung in eine aerodynamische Dämpfung und eine Steifigkeit zerlegen:

$$i\omega c_v = i\omega \operatorname{Re}[c_v] - \omega \operatorname{Im}[c_v] = i\omega c_a + k_a. \quad (3.16)$$

Somit kann die aerodynamische Dämpfung aus dem Realteil der aerodynamischen Arbeit berechnet werden,

$$c_{a,i,j} = -\frac{\operatorname{Re}[W_{i,j}]}{\pi \omega A^2}, \quad (3.17)$$

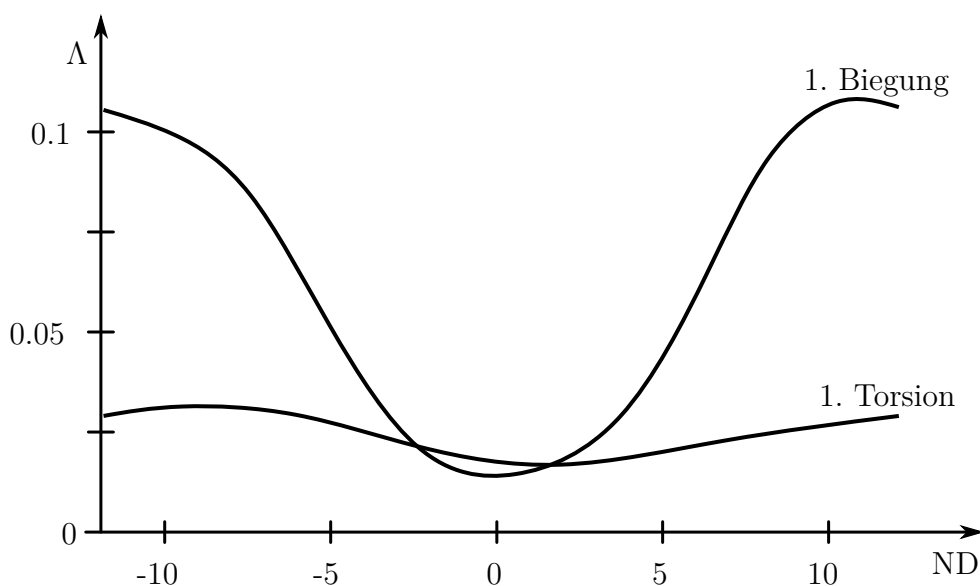


Abbildung 3.1: Aerodynamische Dämpfung eines Axialverdichterrotors in 1. Biegung und Torsion, aufgetragen über die Anzahl der Knotendurchmesser

während die aerodynamische Steifigkeit mit dem Imaginärteil der aerodynamischen Arbeit berechnet wird,

$$k_{a,i,j} = -\omega \frac{-\text{Im}[W_{i,j}]}{\pi\omega A^2} = \frac{\text{Im}[W_{i,j}]}{\pi A^2}. \quad (3.18)$$

Da die Masse der Schaufel um ein Vielfaches höher ist als die Masse der Strömung in Gl. 3.15, kann letztere vernachlässigt werden. Die Dämpfung ist positiv, wenn der Realteil der aerodynamischen Arbeit negativ ist, das heißt die Schaufel Arbeit am Fluid verrichtet und darüber Energie dissipiert. In dem Fall, dass die Eigenvektoren zu eins normalisiert worden sind, ist die Amplitude A ebenfalls gleich eins. Oft wird allerdings die modale Masse zu eins normiert, sodass A als Skalierungsfaktor notwendig ist. Der Real- und Imaginärteil der aerodynamischen Arbeit können folgendermaßen berechnet werden:

$$\text{Re}(W_{i,j}) = \pi \left(\text{Re}(\phi_j^H) \text{Im}(\hat{\mathbf{f}}_i) + \text{Im}(\phi_j^H) \text{Re}(\hat{\mathbf{f}}_i) \right) \quad (3.19)$$

$$\text{Im}(W_{i,j}) = -\pi \left(\text{Re}(\phi_j^H) \text{Re}(\hat{\mathbf{f}}_i) - \text{Im}(\phi_j^H) \text{Im}(\hat{\mathbf{f}}_i) \right) \quad (3.20)$$

Alle vorherigen Gleichungen gelten für einen bestimmten Phasenversatz (*IBPA*) zwischen der Schwingung benachbarter Schaufeln bzw. für einen bestimmten Knotendurchmesser der zyklisch symmetrischen Schaufelschwingung. Die Anzahl möglicher Knotendurchmesser und damit die Anzahl notwendiger linearisierter Aeroelastik-Simulationen entspricht der Schaufelanzahl im Kranz.

Abbildung 3.1 zeigt exemplarisch die aerodynamische Dämpfung eines Axialverdichterrotors für zwei Schaufelmoden in Abhängigkeit von der Anzahl der Knotendurchmesser. Für die Darstellung wird hier das logarithmische Dekrement verwendet (siehe unten). Die Dämpfungskurve weist die typische S-Form auf. Die Dämpfung der 1. Torsion ist im Mittel niedriger als die Dämpfung der 1. Biegung.

3.1.4 Logarithmisches Dekrement

Anstelle des Dämpfungskoeffizienten wird oft das sogenannte logarithmische Dekrement als Maß für die Dämpfung verwendet. Dies beruht hauptsächlich darauf, dass es sich experimentell direkt bestimmen lässt (s. Abschn. 2.3.3). Es ist nichtlinear abhängig vom Dämpfungsgrad D :

$$\Lambda = \log \frac{x_i}{x_{i+1}} = \frac{2\pi D}{\sqrt{1-D^2}} \quad (3.21)$$

Die experimentelle Bestimmung erfolgt über die Messung der maximalen Amplitude zweier aufeinanderfolgender Schwingungsperioden x_i und x_{i+1}). Der Dämpfungsgrad ist wiederum abhängig vom Dämpfungskoeffizienten c , der Eigenfrequenz einer Schwingungsmode ω_0 und der modalen Masse m :

$$D = \frac{c}{2m\omega_0} \quad (3.22)$$

Für kleine Dämpfungsgrade $D \ll 1$ lässt sich Gl. 3.21 in Form einer Taylor-Reihe entwickeln, wobei Terme ab der dritten Ordnung vernachlässigt werden:

$$\Lambda \approx 2\pi D \quad (3.23)$$

Der dabei gemachte relative Fehler lässt sich exakt angeben mit:

$$\Delta\Lambda = \frac{1 - \sqrt{1-D^2}}{\sqrt{1-D^2}} \quad (3.24)$$

Für die im Rahmen dieser Arbeit betrachtete Blisk erreicht der Dämpfungsgrad maximal ca. $D = 0.02$ (s. Abschn. 5.2.2). In diesem Fall beträgt der maximale relative Fehler $\Delta\Lambda \approx 0.02\%$. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird deshalb ausschließlich die folgende vereinfachte Umrechnung zwischen Dämpfungskoeffizient und logarithmischem Dekrement verwendet:

$$\Lambda = \frac{\pi}{m\omega} c. \quad (3.25)$$

Aufgrund seiner Linearität lässt sich dieser Zusammenhang analog auch auf die komplexe viskose Dämpfung c_v übertragen.

3.2 Aerodynamische Einflusskoeffizienten

Im Strukturmodell wird die Kopplung der Schaufeln untereinander in Form von Feder- und Dämpferelementen modelliert. Die oben ermittelten aerodynamischen Dämpfungen und Steifigkeiten liegen dafür allerdings nicht in einer geeigneten Form vor. Die Repräsentation in Abhängigkeit vom Phasenwinkel („traveling-wave representation“) beschreibt nicht die Interaktion einzelner Schaufeln, sondern das Schwingungsverhalten des Schaufelkranzes bei verschiedenen Knotendurchmessern. Deshalb muss diese Darstellung mit Hilfe einer diskreten Fourier-Transformation in aerodynamische Einflusskoeffizienten transformiert werden. Dieses Vorgehen kommt unter anderem auch bei Schwerdt et al. (2017) zum Einsatz.

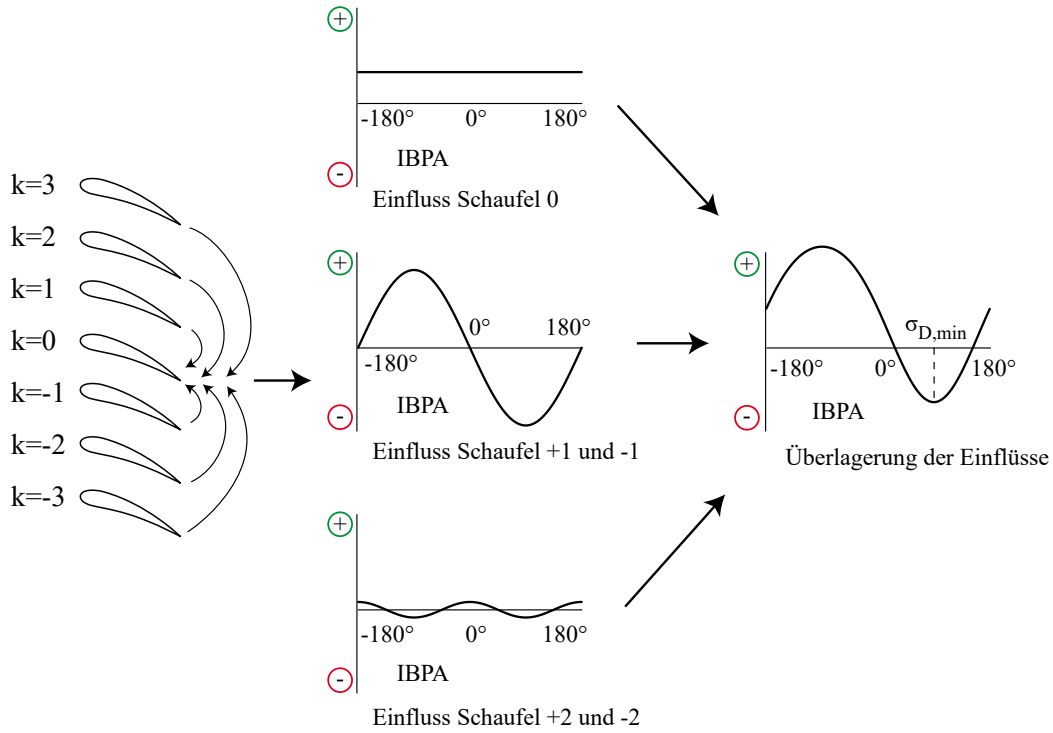


Abbildung 3.2: Überlagerung der Einflusskoeffizienten der Nachbarschaufeln zur Gesamtdämpfung

Die aerodynamische Steifigkeit und Dämpfung werden in der komplexen Größe $c_{aero}^{(i,j)}$ zusammengefasst. Für alle Phasenwinkel δ wird mittels einer komplexen Fouriertransformation die Matrix der Einflusskoeffizienten $C_{aero}^{(i,j)}$ ermittelt (Crawley 1988),

$$\mathbf{C}_{aero}^{(i,j)} = \mathbf{E} \text{diag} \left(\mathbf{c}_{aero,\delta}^{(i,j)} \right) \mathbf{E}^{-1}, \quad (3.26)$$

mit der Fourier-Matrix \mathbf{E} .

Die so erhaltene Kopplungsmatrix $\mathbf{C}_{aero}^{(i,j)}$ beschreibt die aeroelastische Schaufelkopplung zwischen allen Schaufeln (k, l) für eine Modenkombination (i, j) . Jedes Matrixelement $c_{aero,k,l}^{(i,j)}$ repräsentiert die generalisierte aerodynamische Kraft, die auf die Mode i der Schaufel k infolge einer Schwingbewegung der Schaufel l in der Mode j wirkt. Um die Kopplungsmatrix in eine Struktursimulation integrieren zu können, muss also bereits eine modale Reduktion des Modells durchgeführt worden sein (Willeke et al. 2017).

Um die vorhergegangene Beschreibung besser zu veranschaulichen, stellt Abb. 3.2 dar, wie sich die gesamte aerodynamische Dämpfung aus den einzelnen Einflusskoeffizienten zusammensetzt. Stark vereinfacht wird hier davon ausgegangen, dass der Imaginärteil gleich null ist, sodass der Einfluss der Nachbarschaufeln symmetrisch ist. Jeder Einflusskoeffizient ist mathematisch gesehen der Koeffizient einer Harmonischen der Fourier-transformierten Dämpfungskurve.

Der Einflusskoeffizient einer Schaufel auf sich selbst ergibt lediglich eine konstante aerodynamische Dämpfung. Die unmittelbaren Nachbarschaufeln liefern die erste Harmonische und sorgen für die typische S-Form der Kurve. Mit steigendem Abstand erhöht sich die harmonische Ordnung und der Einfluss sinkt.

3.3 Aerodynamisches Mistuning

Der bisherigen Modellierung liegt die Annahme zu Grunde, dass der Schaufelkranz zyklisch symmetrisch ist, das heißt dass alle Schaufeln identisch sind. Dies ist in der Realität nur näherungsweise der Fall, da Fertigungstoleranzen, Verschleiß oder Reparaturen zu geometrischen Varianzen führen. Diese bedingen wiederum Abweichungen in der Eigenfrequenz und Schwingungsform (mechanisches Mistuning) sowie in der Aerodynamik (aerodynamisches Mistuning).

Während sich das mechanische Mistuning in einer Struktursimulation direkt abbilden lässt, auch in Kombination mit dem Einsatz von Reduktionsmethoden (Hohl et al. 2009), ist dies für aerodynamisches Mistuning nicht der Fall.

Zur vollständigen Modellierung wäre eine voll gekoppelte strukturdynamische und aerodynamische Simulation des gesamten Schaufelkranzes notwendig. Dieser Ansatz ist insbesondere bei der Berechnung verschiedener Betriebspunkte nicht praktikabel. Grundvoraussetzung für die praktische Anwendbarkeit einer Modellierung ist ein möglichst geringer Berechnungsaufwand. Deshalb ist es für die Bestimmung der aerodynamischen Dämpfung aus CFD-Simulationen weiterhin erstrebenswert, wenn nur eine Passage berechnet werden muss und der Ansatz der linearisierten Aeroelastik anwendbar ist.

Mit dem Ziel, dies zu ermöglichen, wird hier eine erweiterte Modellierung der aerodynamischen Dämpfung auf Basis der Einflusskoeffizienten entwickelt. Dazu werden weiterhin zyklisch symmetrische Moden angenommen. Ziel ist es, eine numerische Bewertung des Reparaturreinflusses zu ermöglichen.

3.3.1 Einflusskoeffizienten mit Mistuning

Zur Entwicklung des Modells wird eine stark vereinfachte „Blisk“ verwendet. An dieser Blisk soll Schaufel 1 gegenüber den anderen Schaufeln aerodynamisch verstimmt sein, sodass sie zwei sich unterscheidende Profilgeometrien aufweist.

Im ersten Schritt werden linearisierte CFD-Simulationen für alle Knotendurchmesser und für beide Profile durchgeführt, um die aerodynamische Dämpfung in Abhängigkeit vom Phasenwinkel wie in Abschn. 3.1 beschrieben zu ermitteln. Diese Dämpfung beschreibt allerdings nicht das Schwingungsverhalten der einzelnen Schaufel im Verbund, da die Simulationen unter Annahme zyklischer Simulation durchgeführt werden.

Im zweiten Schritt werden hieraus die Einflusskoeffizienten mithilfe einer komplexen Fourier-Transformation ermittelt (s. Abschn. 3.2). In Abb. 3.4 sind beispielhaft Dämpfungen für eine Schaufel mit und ohne Mistuning dargestellt. Die Werte unterscheiden sich bewusst stark und dienen lediglich der Veranschaulichung.

Zur Modellierung der Dämpfung einzelner Schaufeln an einer Blisk mit Mistuning wird nun mit Blick auf Abb. 3.2 folgendermaßen vorgegangen: Für jede Nachbarschaufel wird der Einflusskoeffizient gewählt, der deren Profil entspricht (verstimmt oder unverstimmt). Durch dieses Vorgehen wird der Schaufel eine neue Kombination von Einflusskoeffizienten zugewiesen, die der Position innerhalb des Schaufelverbunds entspricht. Das Vorgehen wird für alle Schaufeln im Verbund wiederholt, sodass man

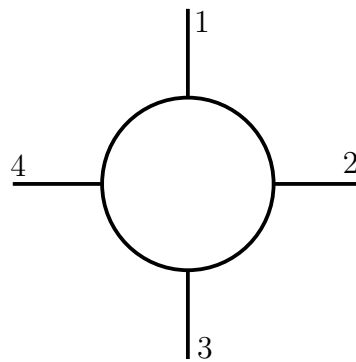


Abbildung 3.3: Stark vereinfachte „Blisk“ mit vier Schaufeln

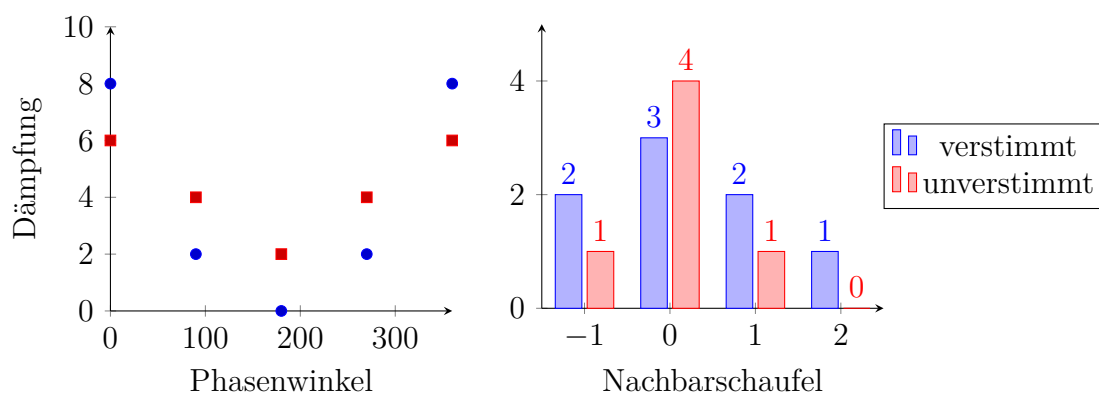


Abbildung 3.4: Aerodynamische Dämpfung (links) und Einflusskoeffizienten (rechts) einer fiktiven Blisk mit 4 Schaufeln mit und ohne aerodynamischem Mistuning

die folgende Matrix von Einflusskoeffizienten erhält:

$$\begin{matrix}
 & \begin{matrix} 1 & 2 & 3 & 4 \end{matrix} \\
 \begin{matrix} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \end{matrix} & \begin{pmatrix} 3 & 1 & 0 & 1 \\ 2 & 4 & 1 & 0 \\ 1 & 1 & 4 & 1 \\ 2 & 0 & 1 & 4 \end{pmatrix}
 \end{matrix}$$

In jeder Zeile der Matrix stehen die Einflusskoeffizienten, die auf eine betrachtete Schaufel wirken. In jeder Spalte steht der Einfluss, den eine einzelne Schaufel auf die jeweils anderen Schaufeln ausübt. Diese Matrix entspricht demnach weiterhin der in Abschn. 3.2 beschriebenen Matrix der Einflusskoeffizienten. Um das Gesamtsystem zu analysieren, kann diese in eine strukturdynamische Simulation integriert werden.

Die Dämpfung der Einzelschaufeln kann weiter untersucht werden, indem die Einflusskoeffizienten in die traveling-wave Darstellung zurücktransformiert werden. In Abb. 3.5 ist dies exemplarisch für die Schaufeln 1 und 4 dargestellt. Beide Dämpfungskurven unterscheiden sich deutlich von denen in Abb. 3.4. Es ist möglich, dass die Kombination der Einflusskoeffizienten zu einer geringeren minimalen Dämpfung als der einer zyklisch symmetrischen Blisk führt.

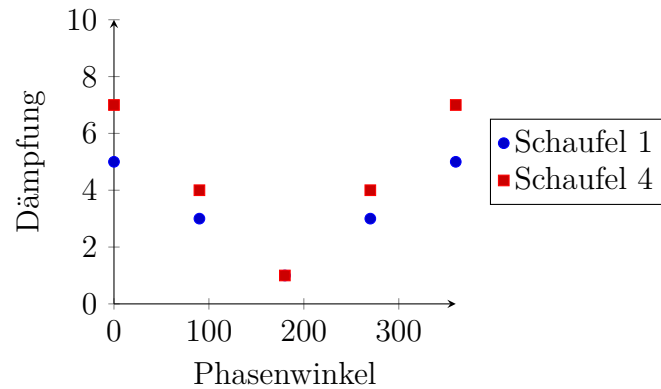


Abbildung 3.5: Aerodynamische Dämpfung von Schaufel 1 und Schaufel 4 im Verbund unter Berücksichtigung von aerodynamischem Mistuning

3.3.2 Anwendbarkeit

Um die hier entwickelte Modellierung der aerodynamischen Dämpfung eines Schaufelkranzes mit aerodynamischem Mistuning anwenden zu können, müssen mehrere Bedingungen erfüllt sein.

Zunächst muss das mechanische Mistuning möglichst gering sein, damit die Schwingung näherungsweise in zyklisch symmetrische Moden zerlegt werden kann. Dies bedeutet, dass die Schaufeln untereinander keine großen, die gesamte Schaufel betreffenden Varianzen aufweisen dürfen. Derartige Abweichungen können unterschiedliche Schaufellänge oder Entwindung sein, wie sie durch Reparatur oder unterschiedliche Betriebsdauer auftreten können. Damit ist die Methode im Allgemeinen nicht auf gebaute Schaufelscheiben mit reparierten und möglicherweise ersetzten Einzelschaufeln anwendbar. Axialverdichterblisks weisen diese Abweichungen am Gesamtprofil üblicherweise nicht auf, da alle Schaufeln nahezu gleich altern. Lokale Reparaturen werden dann zur dominanten Varianz.

Die Modellierung setzt darüber hinaus voraus, dass die Einflüsse der Varianzen linear überlagert werden können. Dies ist nur der Fall, wenn die Strömung stabil und angelegt ist, sodass eine linearisierte CFD-Simulation durchgeführt werden kann. Darüber hinaus sollte der Einfluss der Geometrievarianz auf die Strömung möglichst lokal begrenzt sein. Wenn die Strömung in der Passage zu stark verändert wird, weichen die Druckprofile auf der Schaufeloberfläche der „Nachbarschaufel“ zwischen den Varianten ebenfalls zu stark voneinander ab. Demnach sollte insbesondere im transsonischen Bereich die Stoßlage nur geringfügig verändert werden.

Sind diese Voraussetzungen gegeben, so kann angenommen werden, dass die aerodynamische Arbeit auf der Schaufeloberfläche im Wesentlichen von der „lokalen“ Strömung abhängig ist. Die Methode der Einflusskoeffizienten ermöglicht dann die Rekonstruktion der Dämpfungskurve aus den Koeffizienten der jeweiligen Nachbarpassagen und die Modellierung des Schwingungsverhaltens der gesamten Blisk.

Kapitel 4

Versuchsträger

In diesem Kapitel wird der für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen verwendete Versuchsträger beschrieben. Dazu wird zunächst der Hochgeschwindigkeits-Axialverdichter Prüfstand am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik, der für die experimentellen Untersuchungen genutzt wurde, vorgestellt. Des Weiteren wird ein Überblick über die Instrumentierung des Versuchsträgers gegeben, wobei ein besonderer Schwerpunkt auf das Tip-Timing-System und die akustische Anregung gelegt werden.

Die im Rahmen dieser Arbeit verwendete einstufige Axialverdichterkonfiguration wird hinsichtlich ihrer aerodynamischen und aeroelastischen Auslegung beschrieben. Hierbei wird der Fokus insbesondere auf die Erläuterung der Randbedingungen und Auslegungsentscheidungen gelegt, mit deren Hilfe die Versuchsziele erreicht werden sollen. Bei dem Versuchsobjekt selbst handelt es sich um eine Blisk (blade integrated disk) aus dem Werkstoff Ti-6Al-4V, die in zwei Varianten untersucht wird: eine Referenz-Blisk und eine modifizierte Blisk, an der bei einem Teil der Schaufeln die Geometrie der Vorderkante durch Blend-Reparaturen verändert worden ist. Die eingebrachten Reparaturen werden im Folgenden erläutert und deren Auswahl gegenüber anderen möglichen Reparaturmethoden begründet.

Zum Abschluss dieses Kapitels werden die aerodynamischen Eigenschaften der Verdichterkonfiguration umrissen und die für die aeroelastischen Untersuchungen verwendete spezifische Konfiguration wird beschrieben.

4.1 Axialverdichterprüfstand am TFD

Die Versuchsanlage für Hochgeschwindigkeits-Axialverdichter am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik wurde von Turanskyj (1971) entworfen und in Betrieb genommen. Dieser ist in Abb. 4.1 dargestellt. Kernstück der Anlage ist der Axialverdichter (h), der auf dem Bild von links angeströmt wird. Die Zuströmung erfolgt über die Ansaugleitung (e), die aufgrund ihrer Länge eine gleichmäßige Strömung ermöglicht, und das Reduzierstück (g). Der Axialverdichter selbst wird durch das Eintrittsgehäuse vor und das Austrittsgehäuse bzw. den Diffusor hinter der Beschaukelung begrenzt.

Der Antriebsstrang der Anlage besteht aus einem 1350 kW Gleichstrommotor (n) mit einer stufenlosen Drehzahl von bis zu 1500 U/min und einem zweistufigen

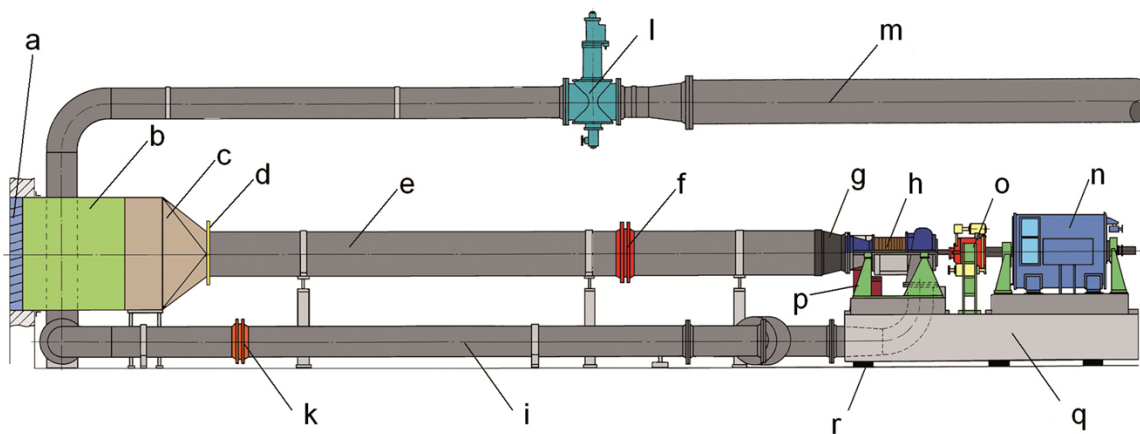


Abbildung 4.1: Axialverdichterprüfstand am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik. a: Jalousie, b: Schalldämpfer, c: Trockenfilter, d: Ansaugdrossel, e: Ansaugleitung, f: Messblende, g: Reduzierstück, h: Verdichter, i: Druckleitung, k: Messdüse, l: Drossel/Schieber, m: Sammelleitung, n: Gleichstrommotor, o: Planetengetriebe, p: Grundrahmen, q: Stahlfundament, r: Schwingmetallschiene.

Planetengetriebe (o) mit einem Übersetzungsverhältnis von 1:13 und einer maximalen Leistungsaufnahme von 950 kW.

Zu Beginn des Betriebs wurde die Drossel (l) am Ende der Druckleitung (i) für das Androsseln des Verdichters und damit den Druckaufbau in der Leitung genutzt. 1971 wurde eine manuell verstellbare Ringdrossel direkt hinter dem Diffusoraustritt hinzugefügt, um eine bessere Regelbarkeit zu ermöglichen (Turanskyj 1972). Indem die Position der Auslassdrossel näher an den Verdichterausritt verlegt wurde, konnte das unter Druck stehende Auslassvolumen stromabwärts der Beschauelung von $6m^3$ auf $0.03m^3$ reduziert werden. Folglich konnten Pumpphänomene während des instabilen Verdichterbetriebs vermieden werden, sodass sich die Forschungsaktivitäten in der Folge auf instabile Betriebsbereiche konzentrierten. Walkenhorst (2000) fügte dem Prüfstand schließlich eine Ansaugdrossel (d) hinzu, um eine Reduzierung des Gesamteinlassdrucks des Verdichters zu ermöglichen und damit höhere korrigierte Drehzahlen und Massenströme zu erlauben. Dies war erforderlich, um den Betrieb eines hochbelasteten vierstufigen Axialverdichters innerhalb der Leistungsgrenzen des Antriebsstrangs (d.h. insbesondere des limitierenden Planetengetriebes) zu ermöglichen.

Da die ursprüngliche Konstruktionsabsicht dieses Prüfstandes auf experimentelle Untersuchungen von Strömungsphänomenen in realistischen mehrstufigen Axialverdichtern mit mindestens drei Stufen ausgerichtet war, wurden die Querschnittskontraktion und die axialen Abmessungen zwischen Ein- und Auslass des beschauelten Teils entsprechend gewählt. Damit sind wesentliche geometrischen Randbedingungen in Form der gegossenen Prüfstandskomponenten, nämlich des Eintritts- und des Austrittsgehäuses, festgelegt. Darüber hinaus ist auch der Nabendurchmesser an den Lagerstellen nach unten hin begrenzt.

4.1.1 Prüfstandskonfigurationen

Axialverdichterkonfigurationen, die in der Vergangenheit am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik betrieben worden sind und zum Teil auch noch zum Verfassungszeitpunkt dieser Arbeit genutzt werden, sind die folgenden:

- einstufiger Axialverdichter mit Blisk-Rotor
- dreistufiger Axialverdichter (3AV in Tab. 4.1)
- vierstufiger Axialverdichter (4AV in Tab. 4.1)
- vierstufiger Axialverdichter mit Tandembeschaufelung
- sechsstufiger Axialverdichter (6AV in Tab. 4.1).

Darüber hinaus existiert der Entwurf einer höher belasteten dreistufigen Verdichterkonfiguration mit einem Gesamtdruckverhältnis im Bereich des 4AV. Diese ist bisher allerdings nicht gefertigt worden.

In Tab. 4.1 sind Details von drei Konfigurationen zusammengetragen. Daraus wird ersichtlich, dass abgesehen von der einstufigen Konfiguration kein Axialverdichter mit einem Gesamtdruckverhältnis von unter 2.0 existiert. Gemeint ist hierbei das Totaldruckverhältnis

$$\pi_t = \frac{p_{t,\text{aus}}}{p_{t,\text{ein}}}. \quad (4.1)$$

Dies ist mit einer einstufigen Konfiguration nicht zu erreichen, weshalb einige Einschränkungen akzeptiert werden müssen. Das geringe Druckverhältnis stellt darüber hinaus eine Herausforderung an den Betrieb dar, da alleine durch die lange Sammelleitungen mit mehreren Umlenkungen ein hoher Druckverlust ausgeglichen werden muss. Der Druckaufbau muss den Druckverlust überwiegen:

$$\Delta p_{\text{Stufe}} + \Delta p_{\text{Diffusor}} = \Delta p_{\text{Eintritt}} + \Delta p_{\text{Drossel}} + \Delta p_{\text{Leitung}} \quad (4.2)$$

Aus diesem Grund wurde die Drossel (1) im Rahmen der Prüfstandsumbauten durch einen Schieber ersetzt, der eine vollständige Leitungsöffnung ermöglicht. Nur so kann eine einstufige Konfiguration überhaupt betrieben werden.

4.1.2 Randbedingungen

Die Abmessungen und Spezifikationen des Axialverdichterprüfstands am Institut für Turbomaschinen und Strömungstechnik stellen eine Herausforderung für die Auslegung einer einstufigen Verdichterkonfiguration dar. Durch die Anschlussmaße an Ein- und Austritt ist ein wesentlicher Teil der geometrischen Freiheitsgrade bereits im Vorhinein festgelegt. Unter anderem ist hiermit die gesamte Querschnittskontraktion vorgegeben. Wollte man eine zusätzliche Düse vor der Verdichterstufe vermeiden, so zeigt ein Blick auf die Konfigurationen in Tab. 4.1, dass hierfür ein Gesamtdruckverhältnis von mindestens 2.0 notwendig ist.

Die wichtigsten Randbedingungen sind in Tab. 4.2 zusammengetragen. Diese schränken die radialen Abmessungen über den gesamten Strömungspfad, sowie die

Tabelle 4.1: Axialverdichterkonfigurationen am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik

Parameter	Einheit	3AV	4AV	6AV
Anzahl der Stufen	[-]	3	4	6
Nenn Drehzahl	[1/min]	17,000	18,000	14,575
Massenstrom	[kg/s]	11.0	14.1	10.2
Druckverhältnis	[-]	2.00	2.95	2.00
Mittleres Stufendruckverhältnis	[-]	1.26	1.31	1.12
Isentroper Wirkungsgrad	[-]	0.89	0.88	-
Leistungsaufnahme	[kW]	900	950	850
Nabenverhältnis (Eintritt)	[-]	0.405	0.405	0.440
Profilform	[-]	NACA-65	CDA	NACA-65
Durchflusszahl	[-]	0.51	0.643	0.5
Lastzahl	[-]	0.435	0.371	0.300

Tabelle 4.2: Design parameters and limits

Parameter	Einheit	min.	max.
Drehzahl	[1/min]	1000	19,500
Leistungsaufnahme	[kW]	0	950
Blattspitzendurchmesser	[mm]	-	340
Nabendurchmesser am Eintritt	[mm]	123	132
Nabendurchmesser am Austritt	[mm]	218	250
Diffusor-Austrittsdurchmesser	[mm]	-	500
Öffnung der Austrittsdrossel	[mm]	0	60
Totaldruck am Eintritt	[kPa]	55	101
Totaltemperatur am Eintritt	[K]	-	288.15

maximale Leistungsaufnahme und Drehzahl ein. Die axialen Abmessungen sind durch Ein- und Austritt ebenfalls vorgegeben. Innerhalb dieser Randbedingungen können die axiale Position, die Auslegungsdrehzahl und der Stufendruck variiert werden. Die Ansaugbedingungen geben die Totaltemperatur und den Totaldruck am Eintritt vor, die Gaseigenschaften entsprechen denen von Luft. Die Eintrittsdrossel kann zum Absenken des Drucks vor dem Verdichter verwendet werden. Des Weiteren stellen die Last- und Durchflusszahlen bisheriger Konfigurationen einen guten Ausgangspunkt für neue Auslegungen dar.

4.1.3 Einstufiger Axialverdichter

Grundsätzlich ist es für jeden Verdichter wichtig, dass an den Austritt der letzten Stufe möglichst direkt ein Diffusor, in keinem Fall aber eine Düse anschließt. Eine anschließende Düse würde eine weitere Beschleunigung der Strömung bedeuten, was zum Sperren im engsten Querschnitt führt und den Betriebsbereich einschränkt. Der Verdichteraustritt muss an den Diffusoreintritt angepasst sein. Für einen einstufigen

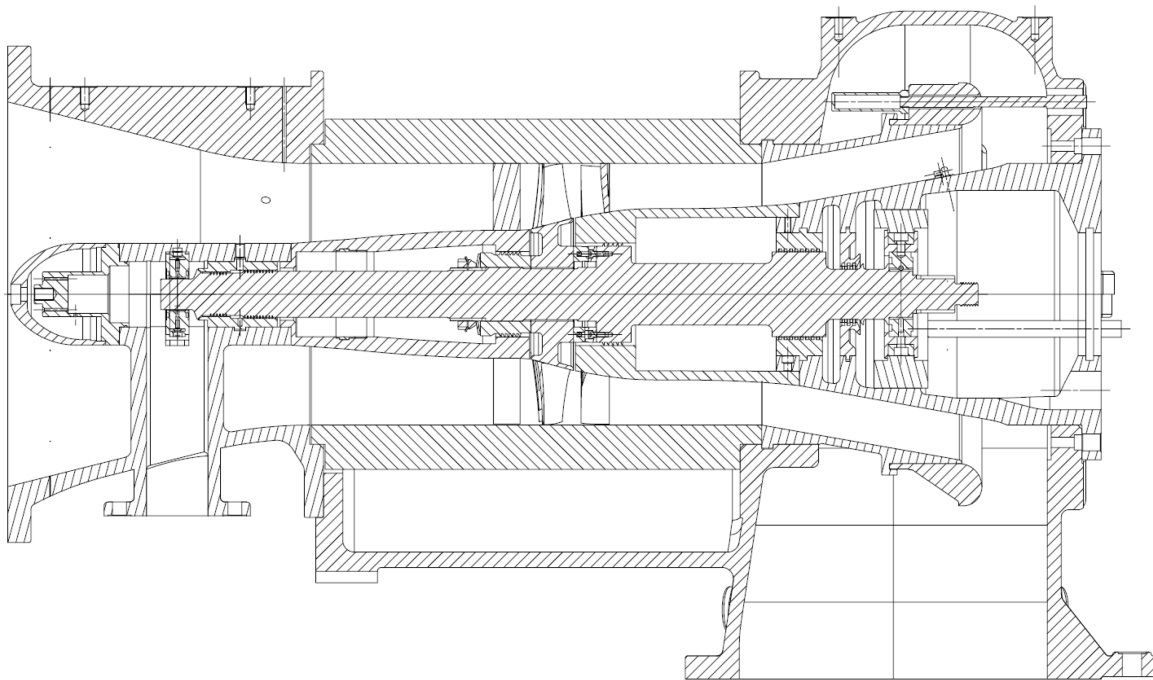


Abbildung 4.2: Längsschnitt des einstufigen Axialverdichters

Axialverdichter unter den gegebenen Randbedingungen bedeutet dies, dass dieser eher einer der hinteren Stufen der mehrstufigen Konfigurationen ähnlich sein muss. Des Weiteren muss vor der Stufe eine Einschnürung des Querschnitts gegenüber den Geometrievorgaben nach Tab. 4.2 erfolgen.

Um dennoch eine möglichst große Schaufelhöhe und damit niedrige Eigenfrequenzen zu erreichen, wird der größtmögliche Austrittsquerschnitt aus den gegebenen Randbedingungen gewählt, das heißt der niedrigste Nabendurchmesser am Austritt. Die sich daraus ergebende Konfiguration ist in Abb. 4.2 im Längsschnitt dargestellt.

Aus Gründen der Betriebssicherheit wurde die Nenndrehzahl von vornherein auf 17,100 U/min festgelegt. Dies entspricht 95% der Nenndrehzahl des vierstufigen Axialverdichters und bietet einen Abstand zur maximalen Prüfstandsdrehzahl von ca. 15%.

4.2 Instrumentierung

Der Hochgeschwindigkeits-Axialverdichterprüfstand ist mit einem System zur Betriebsüberwachung, Betriebspunktregelung und Messdatenerfassung ausgestattet. Die Betriebspunktregelung ermöglicht ein Halten der korrigierten Drehzahl, eine Massenstromregelung ist in der hier genutzten Ausbaustufe nicht vorhanden. Hardware von National Instruments ermöglicht die Erfassung von stationären (niederfrequenten) und instationären (hochfrequenten) Messgrößen. Die folgende Messtechnik wird unterstützt:

- stationäre und instationäre Druckmesstechnik
- Temperaturmesstechnik (Thermoelemente Typ K und Pt100)

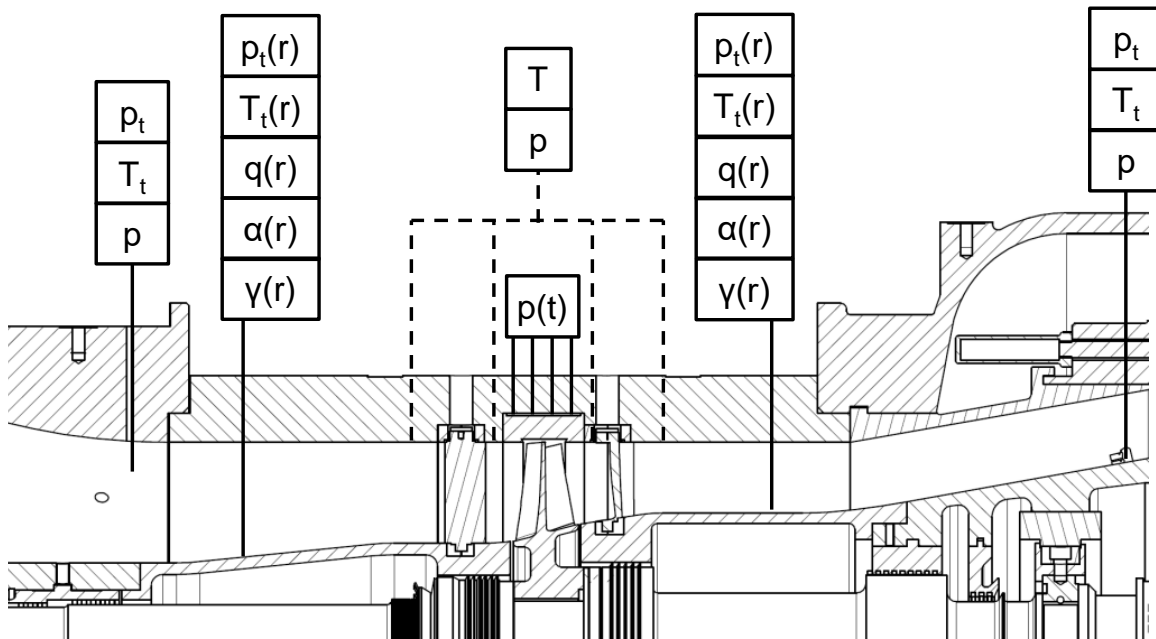


Abbildung 4.3: Übersicht der verwendeten Prüfstandsinstrumentierung

- Traversen (radial und in Umfangsrichtung) für Mehrloch-Strömungsvektorsonden und anderen Strömungs sonden, z.B. CTA/CCA
- Beschleunigungssensoren zur Schwingungsüberwachung

Für den einstufigen Axialverdichter steht darüber hinaus eine Schaufelverstellvorrichtung für Vorleitgitter und Stator zur Verfügung, die mit Hilfe je eines Drehwinkelgebers geregelt werden. Teile der Messtechnik stehen sowohl der Messdatenerfassung als auch der Betriebsüberwachung zur Verfügung. Es sind mehrere Abschaltbedingungen implementiert, unter anderem eine maximale Drehzahl von $18,100 \text{ min}^{-1}$ und ein Grenzwert für die Beschleunigung. Der Prüfstand ist darüber hinaus mit einer Ölversorgung für die Gleitlager und einem Sperrluftsystem ausgestattet.

Neben der Prüfstandsinstrumentierung kommen für Aeroelastik-Versuche zwei eigenständige Systeme für die Messung der Schaufelschwingungen (Tip-Timing) und für die Ansteuerung der akustischen Anregung zum Einsatz.

4.2.1 Strömungsmesstechnik

Die für die Vermessung der Strömung des einstufigen Axialverdichters im Rahmen dieser Arbeit genutzten Messstellen sind in Abb. 4.3 dargestellt. Sowohl im Verdichtereintritt als auch im Diffusoraustritt befinden sich fest installierte Sonden zur Messung von Totaldruck und Totaltemperatur sowie statischem Druck. Am Eintritt wird hierfür eine Prandtl-Sonde genutzt, während am Austritt mehrere über den Umfang verteilte Kammsonden zum Einsatz kommen.

Weitere feste Messstellen dienen zur Messung von Druck und Temperatur an der Gehäusewand. Vor und hinter jeder Stufe befinden sich je vier über den Umfang verteilte Druckmessstellen und zwei Temperaturmessstellen. Speziell für die Messung

der instationären Strömung an der Gehäusewand über dem Rotor steht eine axiale Anordnung von 10 instationären Drucksensoren zur Verfügung.

Traversen können an insgesamt vier Positionen genutzt werden: Am Eintritt, hinter dem Vorleitgitter, hinter dem Rotor und am Verdichteraustritt. Im Austritt und hinter dem Vorleitgitter ist eine Traversierung radial und in Umfangsrichtung möglich. Im Eintritt und hinter dem Rotor steht nur eine Radialtraverse zur Verfügung. Platzmangel aufgrund von Schaufelverstellvorrichtung und akustischer Anregung machen einige Kompromisse notwendig. So konnte die Radialtraverse am Eintritt nur über der ansteigenden Nabe positioniert werden. Vor und hinter dem Rotor können Traversen nicht gleichzeitig mit dem Anregungssystem verwendet werden. Tatsächlich genutzt wurden im Rahmen dieser Arbeit die radiale Traverse im Ein- und Austritt.

Massenstrom- und Drehzahlmessung

Die Messung des Massenstroms erfolgt mithilfe der Normblende in der Ansaugstrecke und der Normdüse in der Austrittsleitung des Axialverdichterprüfstands (s. Abb. 4.1). Durch den Vergleich beider Messwerte lässt sich der Massenstromverlust zwischen beiden Messpositionen bestimmen. Es kann angenommen werden, dass dieser Verlust hauptsächlich zwischen Verdichterstufe und Normdüse erfolgt, da der Druck in der Leitung vor dem Axialverdichter geringer als der Umgebungsdruck ist. Aus diesem Grund wird für alle Auswertungen der über die Normblende bestimmte Massenstrom genutzt.

Die Messunsicherheit der Blende kann nach DIN EN ISO 5167 bestimmt werden und beträgt ca. 0.7%. Zur Abschätzung des gesamten Messfehlers muss darüber hinaus berücksichtigt werden, dass es während der Messdatenaufzeichnung zu Schwankungen im Betriebspunkt, unter anderem ausgelöst durch Drehzahlschwankungen, kommt. Der Messfehler aufgrund dieser Schwankungen kann auf Basis von Messungen mit ca. 0.6% angegeben werden. Für beide Fehlerquellen gilt ein Konfidenzintervall von 95%. Die beiden Einflüsse auf die gesamte Messunsicherheit sind unabhängig voneinander, sodass sie quadratisch addiert werden. Damit ergibt sich für die gesamte Messunsicherheit ca. 1%. Für den Nennbetriebspunkt entspricht dies einer Größenordnung von 0.1 kg s^{-1} .

Die Drehzahlschwankungen während eines Messvorgangs sind im Allgemeinen gering und bewegen sich im Bereich von $\pm 0.05\%$. Allerdings ist die Einstellung der Drehzahl nur mit einer Abweichung von ca. 0.5% möglich (95% Konfidenzintervall). Bei Nenndrehzahl entspricht dies einer Genauigkeit von ca. 50 min^{-1} .

Druckverhältnis

Für die folgenden Betrachtungen wird wie bereits im Rahmen der Auslegung das Totaldruckverhältnis genutzt. Dieses wird mithilfe der Kammsonden im Austritt und der Prandtl-Sonde im Eintritt über die Gleichung

$$\pi_t = \frac{p_{3t}}{p_{1t}} \quad (4.3)$$

bestimmt.

Aufgrund der großen Entfernung der Messpositionen zur Stufe muss dieser Wert korrigiert werden. Hierfür wurden Vergleichsmessungen mit einer Fünfflochsonde am

Ein- und Austritt vorgenommen. Für den untersuchten Betriebsbereich konnte im Einlauf nur eine geringfügige Abhängigkeit des Druckverlusts vom Massenstrom festgestellt werden. Der relative Druckverlust kann mit 0.5% angegeben werden. Mithilfe des folgenden Zusammenhangs kann eine Korrektur für das Druckverhältnis über die Vergleichsmessung im Austritt ermittelt werden:

$$\pi_{t,korr.} = 0.9967 \cdot \pi_t + 0.013443 \quad (4.4)$$

Der dabei zusätzlich gemachte Fehler für die Messung von π_t beträgt lediglich 0.35%.

Die Messunsicherheit der Druckmessung aufgrund von Betriebsschwankungen während einer Traverse beträgt ebenfalls ca. 0.35% und muss berücksichtigt werden, da diese zur Korrektur verwendet wird. Laut Datenblatt weisen die verwendeten Druckaufnehmer darüber hinaus eine Messunsicherheit von 0.1% auf. Die Kombination der drei voneinander unabhängigen Fehlerquellen ergibt einen gesamten Messfehler von ca. 0.5%. Für alle genannten Werte gilt auch hier ein Konfidenzintervall von 95%.

Wirkungsgrad

Da es sich um einen einstufigen Verdichter handelt, wird für die Bewertung des Wirkungsgrads der isentrope Wirkungsgrad verwendet:

$$\eta_{is} = \frac{h_{3s} - h_1}{h_3 - h_1} = \frac{\pi_t^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{T_{3t}/T_{1t} - 1} \quad (4.5)$$

Die messtechnische Bestimmung des Wirkungsgrads ist aufgrund des hohen Einflusses von Unsicherheiten bei der Temperaturmessung grundsätzlich schwierig. Je geringer das Druck- und Temperaturverhältnis, desto schwieriger wird die korrekte Bestimmung des Wirkungsgrades, da Messunsicherheiten immer mehr an Einfluss gewinnen. Während für den vierstufigen Axialverdichter Gesamtfehler unterhalb von 1%-Punkt Wirkungsgrad erreichbar sind, ist es dies für den einstufigen Axialverdichter nicht möglich. Dadurch können zwar weiterhin qualitative Vergleiche angestellt werden, ein quantitativer Vergleich mit numerischen Ergebnissen allerdings nicht.

Zur Bestimmung der gesamten Messunsicherheit wird der geometrische Mittelwert der einzelnen Messunsicherheiten folgendermaßen berechnet:

$$u_\eta = \sqrt{\left(\frac{\partial \eta}{\partial \pi} \cdot u_\pi\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial \tau} \cdot u_\tau\right)^2}, \quad (4.6)$$

wobei τ das Temperaturverhältnis repräsentiert. Die Messunsicherheit des Druckverhältnisses wurde oben bereits bestimmt. Für die Temperaturmessung kommen Thermolemente vom Typ Pt100 mit einer Messunsicherheit von ± 0.3 K zum Einsatz. Unter Annahme von optimalen Messbedingungen (die Kämme im Austritt und die Prandtl-Sonde im Eintritt können ohne weitere Korrektur verwendet werden, keine Betriebspunktschwankungen), ergibt sich für ein Druckverhältnis von $\pi_t = 1.3$ eine relative Gesamtunsicherheit des Wirkungsgrads von 2.6%. Unter Berücksichtigung der Korrektur des Druckverhältnisses erhält man eine relative Gesamtunsicherheit von insgesamt 3%. Bei einer weiteren Korrektur des Temperaturverhältnisses würde

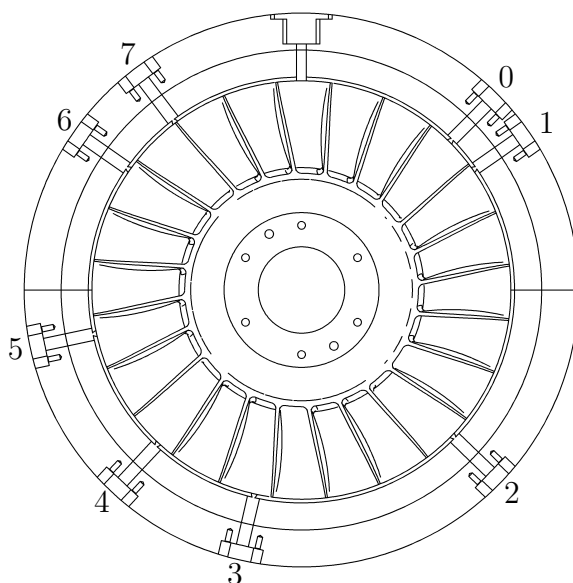


Abbildung 4.4: Positionen der Tip-Timing Sonden des einstufigen Axialverdichters, Nummerierung in Rotationsrichtung

die relative Gesamtunsicherheit auf über 5% anwachsen. Verzichtet man auf beide Korrekturen und schätzt stattdessen die Abweichung im Wirkungsgrad aufgrund der Messpositionen ab, ergibt sich ebenfalls ein relativer Messfehler von ca. 5%.

Es zeigt sich, dass eine sinnvolle Betrachtung des Wirkungsgrades nicht möglich ist. Im Rahmen dieser Arbeit ist sie aber auch nicht notwendig, sodass darauf verzichtet wird.

4.2.2 Tip-Timing

Zur berührungslosen Messung der Laufschaufelschwingungen wird ein Messsystem der Firma Agilis eingesetzt. Das Messprinzip basiert auf einem optischen Laser-Messverfahren. Über Lichtwellenleiter wird an mehreren Umfangspositionen das Licht einer Laserquelle in das Gehäuse geleitet. Beim Passieren der Laufschaufeln wird das Licht reflektiert und über einen weiteren Lichtwellenleiter zu einem Sensor geleitet. Der Abstand zwischen den gemessenen Lichtimpulsen dient zur Messung der Zeitverzögerung (Tip-Timing) zwischen dem Vorbeiziehen der einzelnen Schaufeln. Zur Identifikation einzelner Schaufeln dient ein zusätzliches Drehzahlsignal einmal pro Umdrehung.

Bei konstanter Drehzahl wird zunächst eine Referenzmessung durchgeführt, auf deren Basis die relative Lage der einzelnen Schaufeln ermittelt wird. So können mögliche Ungenauigkeiten der Fertigung kompensiert werden. Im Anschluss ermöglicht die Messung von kleinen zeitlichen Abweichungen gegenüber dieser Referenz die Ermittlung von Frequenz und Amplitude von Schaufelschwingungen. Insgesamt können bis zu acht Sonden eingesetzt werden, die eine Erfassung mehrerer Schwingungsmoden (bis zu drei) gleichzeitig ermöglichen. Die Positionen der im einstufigen Axialverdichter eingesetzten Sonden sind in Abb. 4.4 dargestellt.

Das genutzte System wurde von Freund et al. (2014) aufgebaut. Es ist mobil

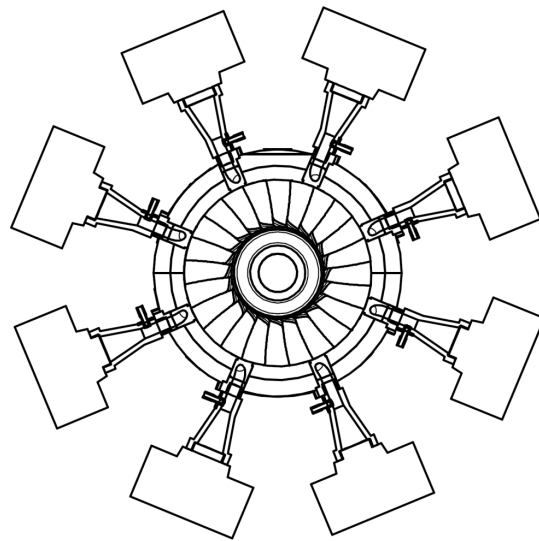
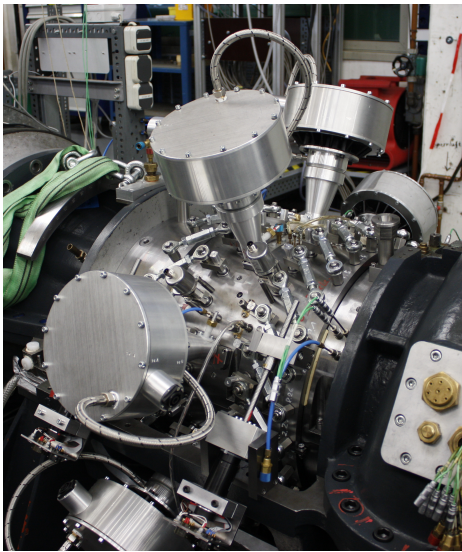


Abbildung 4.5: Am Prüfstand montierte Lautsprecher und akustische Anregung in der Schnittansicht

und kann an mehreren Prüfständen eingesetzt werden. Weitere Vorteile sind das berührungslose Messprinzip, das eine Beeinflussung der aeroelastischen Eigenschaften vermeidet, der relative geringe Instrumentierungsaufwand gegenüber Dehnungsmessstreifen und die Messung von außen, sodass keine Telemetrie zum Einsatz kommen muss.

4.2.3 Akustische Anregung

Das System zur akustischen Anregung der Laufschaufeln besteht aus insgesamt acht Lautsprechern. Die im Rahmen dieser Arbeit eingesetzten Lautsprecher vom Typ BMS 4591 besitzen einen linearen Frequenzgang im Bereich zwischen 350 Hz und 7000 Hz. Der maximale Schalldruckpegel bei 150 W beträgt 136 dB, was Druckamplituden in der Größenordnung von 100 Pa entspricht. Die Konstruktion basiert auf jener des für die Axialturbine des Instituts für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik weiterentwickelten akustischen Anregungssystems (Meinzer 2020).

Schallübertragung

Die Schallübertragung von den Lautsprechern auf die Laufschaufeln erfolgt über Hörner, die radial am Verdichtergehäuse montiert sind (siehe Abb. 4.5). Über im Gehäuse montierte Stopfen erfolgt eine Umlenkung in Richtung der Saugseite. Die Stopfen sind austauschbar und können für Referenzmessungen auch durch Blindstopfen ersetzt werden. Des Weiteren ist der Einsatz verschiedener Umlenkwinkel und Öffnungen möglich. Die einzelnen Stopfen werden additiv mit einem stereolithographischen 3D-Drucker aus einem Photopolymer (RGD835) hergestellt. Das Material ist bis ca. 50°C formbeständig und damit gerade noch für den Einsatz geeignet.

Um die Beeinflussung der Strömung zu verringern, wird die Öffnung mit einer Wabenstruktur gedruckt. Diese kann als akustische transparent betrachtet werden, wie

Tabelle 4.3: Anregungsfrequenzen für negative Knotendurchmesser der ersten Biegung

ND	-17	-16	-15	-14	-13	-12	-11	-10	-9	-8	-7	-6	-5
f_L in Hz	4115	3830	3545	3260	2975	2690	2405	2120	1835	1550	1265	980	695

in Vorversuchen von Meinzer (2020) bestätigt wurde. Druckschwankungen aufgrund der Öffnung lassen sich zwar reduzieren, aber nicht vermeiden. Allerdings ist die durch diese hervorgerufene 8. Erregerordnung nicht in der Lage, die 1. Mode im Betriebsbereich anzuregen (s. Abb. 2.17).

Der für die Versuche gewählte Stopfen lenkt die Strömung in einem 45° -Winkel auf die Schaufel um, sodass sich nach Gl. 2.36 ein Anregungswinkel von ca. 25° einstellt. Der Durchmesser Schallkanäle im Inneren der Stopfen beträgt 19 mm. Mit Gl. 2.37 ergibt sich eine maximale Frequenz für eine ebene Wellenausbreitung von 10 kHz.

Maximale Anregungsfrequenz

Nach Abschn. 2.3.2 ist die Anregungsfrequenz durch das Nyquist-Shannon-Abtasttheorem nach oben begrenzt. Diese ergibt sich in Abhängigkeit von der Rotationsfrequenz durch die folgende Gleichung:

$$f_{L,\max} = \frac{\pi R}{d_{L,\text{eff}}} f_R \quad (4.7)$$

Der effektive Durchmesser der Lautsprecheröffnung weicht von dem Durchmesser der Schallkanäle ab, da diese unter einem 45° -Winkel gegenüber der radialen Richtung verlaufen, sodass sich eine ellipsenförmige Öffnung ergibt. Wird für den ersten Radius der Ellipse $a = d_L/2$ gesetzt, so ergibt sich für den zweiten Parameter $b = d_L/(2 \sin 45^\circ)$. Darüber hinaus ist die Öffnung um den Staffelungswinkel gegenüber der Umfangsrichtung verdreht, damit die Druckschwankungen möglichst senkrecht auf die Schaufeloberfläche treffen. Mithilfe der Gleichung für den Durchmesser der Ellipse in Polarkoordinaten

$$d(\lambda) = \frac{2ab}{a^2 \sin^2 \lambda + b^2 \cos^2 \lambda} \quad (4.8)$$

erhält man für den effektiven Durchmesser $d_{L,\text{eff}} = 22.6$ mm. Für die maximale Anregungsfrequenz bei Nenndrehzahl ergibt sich hiermit

$$f_{L,\max} = 6735 \text{ Hz}$$

. Das Nyquist-Shannon-Abtasttheorem begrenzt daher den Einsatzbereich der akustischen Anregung. In der Praxis sollten möglichst geringe Anregungsfrequenzen gewählt werden. Je größer der Abstand zu dieser Grenzfrequenz, desto größer die Antwortamplitude der Schaufelschwingung.

Anregungsfrequenzen

Mit den Dimensionen des Prüfstands und der Eigenfrequenz der ersten Biegung von ca. 730 Hz lassen sich die Lautsprecherfrequenzen in Abhängigkeit der Drehzahl für

Tabelle 4.4: Anregungsfrequenzen für positive Knotendurchmesser der ersten Biegung

ND	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
f_L in Hz	730	1015	1300	1585	1870	2155	2440	2725	3010	3295	3580	3865	4150

jeden Knotendurchmesser ermitteln. Für den Frequenzbereich bis ca. 4000 Hz sind diese in Tab. 4.3 und Tab. 4.4 bei Nenndrehzahl aufgeführt. Es zeigt sich, dass die Knotendurchmesser von -4 bis -1 aufgrund der niedrigen Anregungsfrequenz nicht angeregt werden können. Darüber hinaus hat sich im Experiment herausgestellt, dass eine gleichphasige Anregung aller Schaufeln ($ND = 0$) nicht möglich ist.

Die Gegenüberstellung der Anregungsfrequenzen zeigt auf, welche Frequenzen für eine möglichst effiziente Anregung aller Knotendurchmesser (ausgenommen -4 bis 0) genutzt werden sollten. Die niedrigsten Anregungsfrequenzen ergeben sich für die Abfolge von -14 bis 9. Die oben ermittelte Grenzfrequenz des Anregungssystems wird so um mindestens 50 % unterschritten.

4.3 Einstufige Axialverdichterkonfiguration

Das Hauptziel der Auslegung ist die Gestaltung einer leicht transsonischen Blisk für aeroelastische Untersuchungen. Dabei liegt der Schwerpunkt dieser Untersuchungen auf der experimentellen Bestimmung der aerodynamischen Dämpfung einer Referenzblisk und einer modifizierten Blisk mit Blend-Reparaturen. Ein Sekundärziel ist die Flutterfähigkeit der Blisk im Teillastbereich in der Nähe der Pumpgrenze (Stall-Flattern). Da dies allerdings ein inhärentes Sicherheitsrisiko darstellt, sollen die Experimente im Wesentlichen mit Hilfe eines Systems zur akustischen Anregung durchgeführt werden, sodass diesem Ziel keine entscheidende Bedeutung zukommt. Die experimentelle Bestimmung der aerodynamischen Dämpfung über die Frequenzantwortfunktion liefert darüber hinaus deutlich mehr Informationen, da gezielt Knotendurchmesser angeregt werden können. Hingegen ermöglicht das Auftreten von Flattern lediglich die Lokalisierung einer Flattergrenze, was für die Unterscheidung der Blisks wenig Aussagekraft besitzt.

Letztendlich kommen allerdings auch noch zwei praktische Überlegungen hinzu. Erstens ist die detaillierte Untersuchung eines Verdichterkennfelds auf Flattern sehr aufwändig, da für jeden Betriebspunkt die vollständige Berechnungskette durchlaufen werden muss: CFD-Simulation zur Berechnung der stationären Strömung, FEM-Simulation zur Ermittlung der Eigenmoden und -frequenzen und je eine linearisierte Aeroelastik-Simulation zur Bestimmung der aerodynamischen Dämpfung für alle zyklischen Moden der betrachteten Modenfamilie. Während dies für die detaillierte Analyse einer festgelegten Beschauflung noch kein Problem darstellt, ist die Einbindung eines solchen Ablaufs in einen iterativen Auslegungsprozess kaum realistisch.

Zweitens ist die durch die linearisierte Aeroelastik ermittelte Dämpfung konservativ, das heißt geringer als die reale Dämpfung. Eine reale Blisk weist grundsätzlich fertigungsbedingtes Mistuning auf, was zu einer Erhöhung der Gesamtdämpfung führt (siehe u.a. Kielb und Kaza (1983)). Darüber hinaus spielt auch die Materialdämpfung

eine schwer abzuschätzende, wenn auch geringfügige, Rolle. Insgesamt gibt es keine Garantie, dass eine in der Numerik negativ gedämpfte Mode real ebenfalls negativ gedämpft ist.

Zu guter Letzt zeigt auch die Erfahrung anderer Auslegungen mit dem Ziel einer flatterfähigen Beschau felung, dass einzelne numerische Ergebnisse dies nicht gewährleisten können (Holzinger et al. 2016, Leichtfuß et al. 2013). Deshalb wird die Flatterfähigkeit insbesondere gegenüber der Betriebssicherheit in dieser Arbeit niedriger priorisiert. Stattdessen wird die Erreichung der Ziele einerseits, wie schon genannt, mithilfe der externen Anregung gewährleistet. Andererseits wird die Beschau felung so gestaltet, dass Schaufelschwingungen in jeden Fall jenseits der Pumpgrenze auftreten können, sodass der Versuchsträger mit hoher Wahrscheinlichkeit für die Untersuchung des selbsterregter Schaufelschwingungen genutzt werden kann.

Im Folgenden soll zunächst ein kurzer Überblick des Auslegungsprozesses gegeben werden. Im Anschluss wird sowohl die aerodynamische als auch die aeroelastische Auslegung erläutert.

4.3.1 Auslegungsprozess

Auf Basis der gegebenen Randbedingungen wird nun ein geeigneter einstufiger Axialverdichter mit Vorleitgitter entworfen. Hierzu wird dem üblichen Auslegungsprozess gefolgt, der sich an der Reihenfolge in Abschn. 2.1 orientiert.

Zuerst erfolgt auf Basis der geometrischen Randbedingungen, dem angestrebten Druckverhältnis, der Nenndrehzahl und dem Massenstrom eine Abschätzung der Meridionalkontur des Strömungskanals. Eine gewisse Komplikation stellt an dieser Stelle die notwendige Anpassung des Verdichteraustrittsquerschnitts an den Diffusoreintritt dar, sodass eine direkte Vorgabe des Massenstroms am Eintritt nicht möglich ist. Der Vergleich mit den Axialverdichterkonfigurationen in Tab. 4.1 ermöglicht allerdings eine erste Abschätzung, auf deren Basis eine Iteration möglich ist. Diese erste Meridionalkontur kann mit weiteren Anforderungen z.B. der eines transsonischen Rotors abgeglichen werden und wenn nötig wird dieser Vorauslegungsschritt wiederholt. Ziel ist letztendlich eine erste Festlegung von Durchflusszahl und Lastzahl.

Der zweite Schritt stellt die Vorauslegung der Beschau felung im Mittenschnitt dar, wobei auch der genaue axiale Verlauf der Meridionalkontur festgelegt wird. Die Berechnung erfolgt mithilfe eines Durchflusslösers auf Basis des radialen Gleichgewichts (Cumpsty 2004). Für diesen Schritt werden die in Abschn. 2.1 beschriebenen Verlustkorrelationen für ein Startprofil verwendet und es wird so lange iteriert, bis die vorgegebenen Ziele erreicht werden. Die obige erste Abschätzung und das Einhalten von Auslegungsempfehlungen für das Verhältnis von Lastzahl zu Durchflusszahl ermöglichen die Vorgabe realistischer Ziele, sodass eine Lösung gefunden werden kann. Zum Abschluss dieses Prozesses wird die Profilgeometrie auf Basis des radialen Gleichgewichts und einer vorgegebenen Dickenverteilung auf Nabe und Gehäuse übertragen und mithilfe von Wandbereichskorrekturen verfeinert.

Im Allgemeinen kann auf Basis dieser ersten dreidimensionalen Geometrie ein weiterer Auslegungsschritt erfolgen, indem der Durchflusslöser mit einem Löser für die zweidimensionale Passage kombiniert wird, sodass der Druckaufbau der Beschau felung direkt und ohne Zuhilfenahme von einfachen Verlustkorrelationen berechnet werden

kann. So kann auf Basis der Vorauslegung eine inverse Auslegung der Passage bzw. der Profilgeometrie durchgeführt werden. Bei Verwendung von Standardprofilen ist dieser Schritt nicht notwendig und wird hier weggelassen.

In einem letzten Auslegungsschritt die Anpassung der dreidimensionalen Profilgeometrie insbesondere in den Wandbereichen zur Optimierung des Betriebsverhaltens abseits der Arbeitslinie. Da es sich bei dem hier ausgelegten Axialverdichter allerdings um einen Versuchsverdichter für aeroelastische Untersuchungen handelt, wird auch dieser Schritt vernachlässigt.

Eine aeroelastische Auslegung erfolgt insofern, als versucht wird, eine möglichst niedrige charakteristische Frequenz der Rotorbeschaufelung zu erreichen. Dazu müssen im ersten Auslegungsschritt Durchflusszahl, Lastzahl und Reaktionsgrad modifiziert werden. Im zweiten Auslegungsschritt können vor allem über eine Anpassung der Profildicke die Eigenfrequenzen verändert werden. Zuletzt stellt auch die Änderung der Schaufelanzahl (und damit die Änderung der Sehnenlänge) eine Einflussmöglichkeit dar, die allerdings durch den Diffusionsfaktor beschränkt ist. Zwischen der aeroelastischen und der aerodynamischen Auslegung ist eine Iteration notwendig.

Nachdem der Vorauslegungsprozess abgeschlossen ist, wird die Auslegung mithilfe von CFD-Simulationen und linearisierten Simulationen der Aeroelastik am Arbeitspunkt verifiziert. Wie bereits zuvor beschrieben, ist eine Optimierung für Flattern an der Pumpgrenze kaum umsetzbar, da der genaue Bereich unbekannt und die Berechnung sehr aufwändig ist. Die Akzeptanzkriterien sind deshalb vor allem die Erreichung der aerodynamischen Auslegungsziele (insbesondere Druckverhältnis und akzeptabler Wirkungsgrad) bei möglichst geringer aerodynamischer Dämpfung.

4.3.2 Aerodynamische Auslegung

Die folgenden allgemeinen Zielvorgaben werden an den Rotor gestellt:

- transsonisch über weite Teile der Beschaufelung ($M > 0.7$ im Eulerradius)
- gut stabilisierbares Verhalten an der Pumpgrenze (hohes Verhältnis von ψ zu ϕ bzw. ein möglichst großer Staffelungswinkel, s. Abschn. 2.1.4)
- hoher Druckaufbau von ca. 1.35 über die Stufe
- niedrige charakteristische Frequenz k
- „typische“ Bliskbeschaufelung mit großer Überdeckung, geringem Schlankheitsgrad und großem Staffelungswinkel (konstruktiv nicht realisierbar mit gebautem Rotor)

Dem zweiten Punkt wird dabei eine höhere Priorität beigemessen als dem vierten. Die Begründung hierfür ist, dass beim Suchen nach selbsterregten Schwingungen im Kennfeld nahe der Pumpgrenze der Strömungsabriss vor dem Eintreten von Flattern einsetzen kann. Aufgrund der geringen mechanischen Dämpfung der Blisk ist davon auszugehen, dass es dabei in jedem Fall zu hohen Schaufelschwingungen kommt, ob nun in Form von reinem Flattern oder aufgrund einer Anregung durch die rotierende Ablösung (Rotating Stall). Da auf dem genutzten Prüfstand keine Vorerfahrung mit

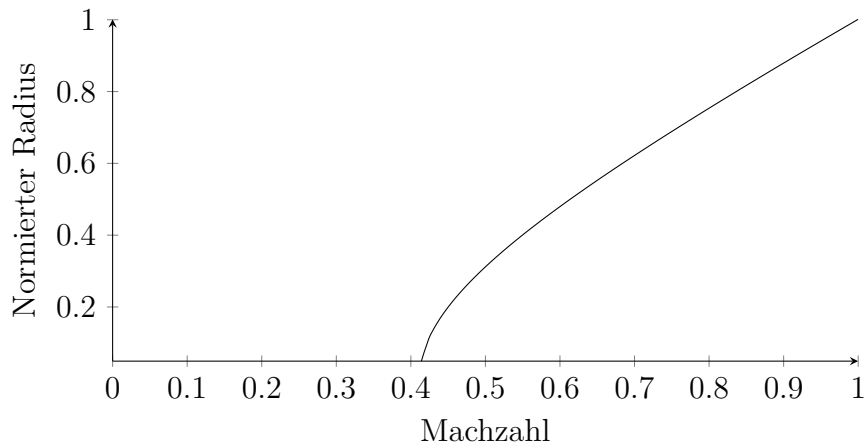


Abbildung 4.6: Machzahlverteilung in Abhängigkeit vom Radius am Rotoreintritt mit $M_{1,\text{rel}}(r_a) = 1$

Blisks und selbsterregten Schaufelschwingungen existiert, wird der Betriebssicherheit eine höhere Bedeutung beigemessen als der Flutterfähigkeit. Bei einem möglichst sanften Übergang in den Stall besteht die Möglichkeit, diesen Zustand schnell wieder zu verlassen, indem der Verdichter entdrosselt wird.

Aus diesen Vorgaben werden mögliche Verdichterkennzahlen ermittelt.

Auswahl der Verdichterkennzahlen

Aufgrund der geometrischen Randbedingungen und der gegebenen Nenndrehzahl erfolgt bereits eine deutliche Einschränkung der Auslegung. Gemeinsam mit dem ersten Auslegungsziel ist es möglich, eine erste Abschätzung der Durchflusszahl zu erhalten. Dazu soll vorausgesetzt werden, dass die relative Machzahl am Rotoreintritt an der Schaufelspitze $M_{1,\text{rel}} = 1$ nicht überschreitet, um eine supersonische Zuströmung zu vermeiden. Unter Vernachlässigung der Grenzschicht wird angenommen, dass das Strömungsprofil am Eintritt konstant ist. Der Gehäuseradius ist über die gesamte Länge ebenfalls konstant. Zuströmung und Abströmung sollen jeweils in axialer Richtung erfolgen, was anstelle eines Reaktionsgrads von $R = 0.8$ direkt vorgegeben wird. Dadurch wird dem Ansteigen des Mittenschnitts Rechnung getragen. Das Vorleitgitter soll lediglich der Erweiterung des Kennfelds und unter Umständen dem Einleiten von Flattern dienen.

Um auf Basis dieser Vorgaben eine Abschätzung der Meridionalkontur des Strömungskanals vornehmen zu können, ist etwas Vorarbeit notwendig. Da die Meridionalkontur von hinten nach vorne berechnet werden muss, dient die Begrenzung der Machzahl an der Schaufelspitze als Ausgangspunkt. Die absolute Strömungsgeschwindigkeit bei axialer Zuströmung beträgt (bei einer zunächst angenommenen Schallgeschwindigkeit von $a \approx 335 \text{ m/s}$)

$$c_1(R_a) = \sqrt{a^2 - u_1^2(R_a)} \approx 140 \text{ m/s}, \quad (4.9)$$

mit der Umfangsgeschwindigkeit an der Schaufelspitze $u_1(r_a) = 304 \text{ m/s}$. Unter Verwendung der Isentropenbeziehungen der Gasdynamik kann die Schallgeschwindigkeit

unter der Voraussetzung von ISA-Bedingungen vor dem Eintritt überprüft werden. Nach wenigen Iterationen mit der obigen Gleichung erhält man für die axiale Strömungsgeschwindigkeit $c_1 \approx 137.5$ m/s. Hiermit kann bereits die Machzahlverteilung in Abhängigkeit vom Radius berechnet werden:

$$M_w = \frac{\sqrt{c_1^2 + u_1^2(r)}}{a} \quad (4.10)$$

Der Verlauf ist in Abb. 4.6 dargestellt.

Als nächstes soll die Durchflusszahl im Eulerradius ermittelt werden. Hierzu wird ein statisches Stufendruckverhältnis von $\pi_s = 1.35$ als Auslegungsziel vorgegeben. Mithilfe des zu Beginn von Abschn. 2.1.1 beschriebenen Vorgehens kann der Eintrittsquerschnitt und damit der Nabenradius am Eintritt abgeschätzt werden. Mit einem geschätzten Wirkungsgrad von $\eta_{tV} = 0.9$ ergibt sich ein Nabenradius von ca. 89.5 mm. Nimmt man weiterhin eine Blockage von 5% an, so erhält man für eine erste Abschätzung des Nabenradius am Eintritt 85 mm und schließlich für den Eulerradius $r_m = 134.4$ mm.

Zum Abschluss wird die relative Machzahl im Mittenschnitt nach Gl. 4.10 berechnet und man erhält $M_w \approx 0.8$, sodass die Blisk gerade transsonisch ist. Damit zeigt sich, dass die absolute Strömungsgeschwindigkeit am Eintritt unter den gegebenen Randbedingungen nahezu festgelegt ist. Die Durchflusszahl beträgt in diesem Fall $\phi = 0.52$. Der Auslegungsspielraum besteht hier nur noch in dem Druckverhältnis bzw. der Lastzahl, da das Vorleitgitter auf einen Winkel von 0° festgelegt worden ist.

Auslegung der Beschau felung

Für den weiteren Auslegungsprozess wird die kommerzielle Software AXIAL™ (Auslegung) in Kombination mit AxCent® (Generierung der dreidimensionalen Geometrie) verwendet, die beide von ConceptsNREC entwickelt werden. Verluste werden nach Koch und Smith (1976) durch das Programm berücksichtigt.

Da der Rotor transsonisch ist, werden DCA-Profil e eingesetzt, die für diesen Betriebsbereich gut geeignet sind (Grieb 2009). Für den Stator und das Vorleitgitter werden aufgrund der geringen Strömungsgeschwindigkeiten NACA 65-Profil e gewählt. Für alle Schaufeln wird eine radiale Auffädelung der Profilschwerpunkte gewählt. Die Sehnenlänge bleibt für Rotor, Stator und Vorleitgitter über die gesamte Höhe konstant. Diese Einschränkungen sind nicht unbedingt notwendig, vereinfachen aber den Auslegungsprozess signifikant. Hierdurch soll ermöglicht werden, dass innerhalb eines eingeschränkten Parameterraums mehrere Varianten erstellt und überprüft werden können. Die resultierenden Rotorschau feln werden hierfür in einer FEM-Simulation analysiert und die Eigenmoden und Eigenfrequenzen ermittelt. Wesentliches Bewertungskriterium ist die charakteristische Frequenz, worauf weiter unten eingegangen wird.

Dem Auslegungsprogramm werden die folgenden Vorgaben gemacht:

- ISA-Totalbedingungen am Eintritt
- Austrittsquerschnitt und konstanter Gehäuseradius
- Druckverhältnis von 1.35 und Wirkungsgrad von 0.9

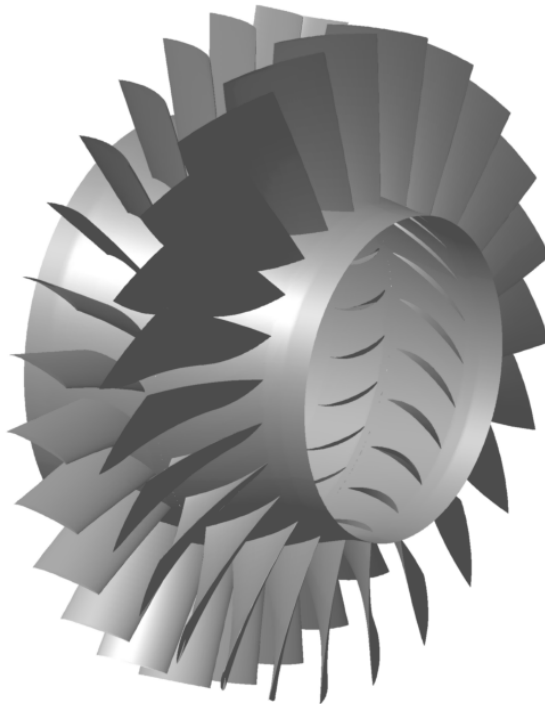


Abbildung 4.7: 3D-Ansicht des Axialverdichterentwurfs

- Durchflusszahl von 0.52
- An- und Abströmwinkel (jeweils 0°)

Des Weiteren wird für den Überdeckungsgrad des Rotors ein Wert von 1.5 als Ziel gesetzt. Für den Rotor wird eine gerade Schaufelanzahl angestrebt. Um Rotor-Stator-Interaktionen zu minimieren wird deshalb für den Stator eine ungerade Anzahl gefordert. Die Nachlaufenregung des Rotors wird darüber hinaus durch Wahl einer Primzahl für die Anzahl Schaufeln im Vorleitgitterschaufel vermieden. Das Programm versucht diese Vorgaben unter Einhaltung der Stabilitätskriterien Diffusionsfaktor und de-Haller-Kriterium umzusetzen.

Die Vorgaben führen zu der in Abb. 4.7 dargestellten Stufe mit 24 Rotor- und 27 Statorschaufeln. Die Daten des Rotors am Eintritt und im Mittenschnitt sind in Tab. 4.5 zusammengefasst. Es zeigt sich, dass die aerodynamischen Auslegungsziele durch diesen Rotor erfüllt werden. Das Höhen-/Seitenverhältnis ist gering, das Verhältnis von Lastzahl zu Durchflusszahl hoch. Ein Absenken der Lastzahl könnte allerdings zu einem stabileren Verdichter führen. Im Folgenden wird dieser Rotor mit Blick auf die Aeroelastik analysiert.

4.3.3 Aeroelastische Auslegung

Die Auslegung verfolgt im Sinne der Aeroelastik zwei wesentliche Ziele: Einerseits soll eine möglichst geringe aerodynamische Dämpfung erreicht werden, sodass die Blik im besten Fall in der Nähe der Pumpgrenze bei Teillast flatterfähig ist (subsonisches bzw. transsonisches Stall-Flattern, s. Abschn. 2.2). Dazu ist eine charakteristische

Tabelle 4.5: Kennzahlen und Eigenschaften des Rotors am Eintritt und im Mittenschnitt

Durchflusszahl	0.52
Lastzahl	-0.47
Reaktionsgrad	0.76
Diffusionsfaktor	0.45
Schaufelhöhe	85 mm
Schaufeleintrittswinkel	53.8°
Schaufelaustrittswinkel	41.5°
Staffelungswinkel	48.3°
Sehnenlänge	55 mm
Überdeckungsgrad	1.56
Maximale Profildicke	6% (5% an der Schaufelspitze)
Massenstrom	9.7 kg/s
Leistung	281 kW

Frequenz $k < 0.4$ in der ersten Biegung oder $k < 0.7$ bei erster Torsion notwendig (s. Abschn. 2.2.2). Andererseits soll eine möglichst hohe Betriebssicherheit erreicht werden, indem es nicht zu einem abrupten Stall mit starkem Druckabfall kommen kann. Wie sich zeigt sind diese Ziele widersprüchlich. Da für die experimentellen Untersuchungen ein akustisches Anregungssystem zum Einsatz kommt, soll Flattern deshalb nicht um jeden Preis erreicht werden.

Wie bereits erläutert, lässt sich die aeroelastische Auslegung kaum von der aerodynamischen trennen. Die charakteristische Frequenz ist neben den Eigenfrequenzen der Schaufeln abhängig von der Sehnenlänge und der Strömungsgeschwindigkeit. Bei axialer Anströmung bedeutet letztere eine direkte Abhängigkeit von der Durchflusszahl ϕ . Eine Absenkung der charakteristischen Frequenz ist damit in erster Linie durch ein Anheben der Durchflusszahl oder ein Absenken der Lastzahl (bzw. des Druckverhältnisses) möglich. Eine Reduktion der Belastung ermöglicht bei gleichbleibendem Überdeckungsgrad kürzere Sehnenlängen. Zu berücksichtigen ist dabei auch die Änderung der Eigenfrequenzen - allerdings sind diese nur durch die Erzeugung eines mechanischen Modells ermittelbar.

An dieser Stelle offenbart sich bereits ein Zielkonflikt mit der aus Gründen der Betriebssicherheit gestellten Forderung nach einem hohen Verhältnis von Last- zu Durchflusszahl. Des Weiteren ist eine Anhebung der Durchflusszahl nicht wünschenswert, da die Rotorschaukel bei einer weiteren Erhöhung im Blattspitzenbereich mit Überschall angeströmt würde. Abhilfe schaffen könnte hier das Vorleitgitter, das jedoch bei der Auslegung nicht berücksichtigt worden ist. Zum Zeitpunkt der Auslegung bestanden darüber hinaus Bedenken, dass ein einstufiger Verdichter bei zu geringem Druckverhältnis nicht betriebsfähig sein könnte.

Charakteristische Frequenz

Die oben spezifizierte Auslegung wird nun hinsichtlich der charakteristischen Frequenz untersucht. Die Berechnung erfolgt sowohl im Mittenschnitt als auch über die gesamte

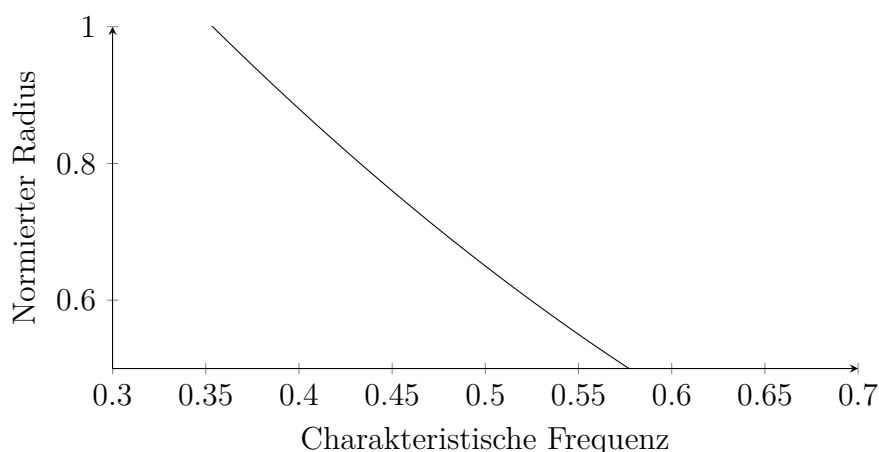


Abbildung 4.8: Verlauf der charakteristischen Frequenz in Abhängigkeit vom Gehäuseradius

Schaufelhöhe. Dazu wird zuerst ein mechanisches Modell erstellt. Die Schaufelschnitte werden mithilfe von AxCent exportiert und durch Extrusion ein Volumenkörper erzeugt. Eine vereinfachte Schaufelscheibe wird auf die Breite der Passage gestutzt. Schließlich erfolgt die Berechnung der Eigenmoden und zugehörigen Eigenfrequenzen in ANSYS Mechanical für ein zyklisch symmetrisches Modell. Ohne die Berücksichtigung der statischen Lasten durch die Strömung ergeben sich die ungefähr die folgenden Eigenfrequenzen für die relevanten Moden:

- 1. Biegung: 700 Hz
- 1. Torsion: 2300 Hz

Die Sehnenlänge beträgt 55 mm und die relative Machzahl im Mittenschnitt ist $M = 0.8$. Mit den oben gegebenen Bedingungen ergibt sich damit für die relative Strömungsgeschwindigkeit $w \approx 270$ m/s. Somit ergeben sich die folgenden charakteristischen Frequenzen:

- 1. Biegung: 0.448
- 1. Torsion: 1.47

Es ist deshalb zu erwarten, dass die Beschau felung in der ersten Torsion stabil ist. Um mit einer höheren Wahrscheinlichkeit Flattern bei erster Torsion zu erreichen, ist mehr als eine Halbierung der Sehnenlänge oder der Eigenfrequenz notwendig, was nur mit sehr großen Anpassungen der Auslegungsziele mögliche wäre. Torsionsflattern wird deshalb für die hier beschriebene Beschau felung unter den gegebenen geometrischen Randbedingungen nicht weiter betrachtet. Für die erste Biegung besteht hingegen durchaus die Möglichkeit, eine flatterfähige Beschau felung zu erreichen. Allerdings wäre dazu eine Absenkung des Druckverhältnisses notwendig.

Für die erste Biegung soll die charakteristische Frequenz etwas detaillierter betrachtet werden, indem die Verteilung über die Schaufelhöhe untersucht wird. Dazu muss nur die relative Strömungsgeschwindigkeit variiert werden, da Sehnenlänge und Eigenfrequenz konstant bleiben. Das Ergebnis ist in Abb. 4.8 dargestellt. Die vorgegebene Grenze von $k < 0.4$ wird bei ca. 80 % bzw. 90 % des Gehäuseradius erreicht. Damit ist

davon auszugehen, dass die Schaufel nur im Bereich der Blattspitze instabil werden kann. Da die Amplitude und damit die aerodynamische Arbeit an der Schaufelspitze am höchsten ist, ist Flattern damit nicht grundsätzlich ausgeschlossen.

Aerodynamische Dämpfung

Für die gewählte Auslegung wird zum Abschluss eine Bewertung der Aeroelastik auf Basis von CFD-Simulationen vorgenommen. Während die Ergebnisse erst in Kap. 5 im Detail vorgestellt werden, soll hier nur das weitere Vorgehen im Rahmen der Auslegung erläutert werden. Dabei liegt der Fokus auf der aeroelastischen Simulation und deren Aussagefähigkeit.

Bei dem hier verwendeten Löser handelt es sich um den RANS-Löser TRACE, der am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) entwickelt und von mehreren Universitäten und in der Industrie für die CFD-Simulation von Turbomaschinen verwendet wird. Das hier angewendete Vorgehen wird unter anderem von Kersken et al. (2012a) beschrieben. Die Simulationskette besteht aus einem Löser für die kompressiblen Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen (RANS), einem Algorithmus, der die mit einem Finite-Elemente-Löser berechnete Eigenmoden auf die Schaufeloberflächen des CFD-Netzes abbildet, einem Netzdeformationsalgorithmus und einem zeitlinearisierten Löser für die kompressiblen RANS-Gleichungen. Die zeitlinearisierte Löser basiert auf früheren Arbeiten von Clark und Hall (2000), aber auch Poli et al. (2006) und Repar (2006) haben ähnliche Löser vorgestellt.

Um die Stabilität der Schaufelschwingung zu bewerten, wird die verrichtete modale aerodynamische Arbeit pro Zyklus aus dem instationären Druckfeld und den Verschiebungsvektoren auf der Schaufeloberfläche berechnet. Hieraus ermittelt TRACE die aerodynamische Dämpfung in Form des logarithmischen Dekrements.

Für die Flattervorhersage sind sowohl eine möglichst genaue Vorhersage der stationären Strömung als auch der aerodynamischen Arbeit notwendig. Hierfür einen Nachweis zu erbringen ist schwierig, da insbesondere in rotierenden Maschinen eine den numerischen Randbedingungen gerecht werdende Messung der aerodynamischen Dämpfung nicht möglich ist. Hierfür verantwortlich sind (unter Annahme, dass eine präzise Messmethode zur Verfügung steht) verschiedene Störeinflüsse, die in der Simulation nicht berücksichtigt werden: Materialdämpfung, Mistuning und Instrumentierung für Anregung und Messung. Insbesondere Piezo-Elemente, die grundsätzlich eine sehr genaue Messung ermöglichen, können sowohl das Schwingungsverhalten als auch die Strömung beeinflussen. Aus diesem Grund werden linearisierte Aeroelastik-Simulationen zumeist anhand von Schaufelkaskaden oder an nichtlinearen Berechnungen validiert.

Kersken et al. (2012a) vergleichen eine zeitlinearisierte und eine nichtlineare Methode, um das aeroelastische Verhalten eines modernen Fans mit ultrahohem Bypass-Verhältnis (UHBR, ultra-high bypass ratio) zu untersuchen. Die Ergebnisse für drei berechnete Phasenwinkel zeigen eine gute Übereinstimmung. May (2012b) verwendet den gleichen Löser zur Berechnung der aerodynamischen Stabilität desselben Rotors im gesamten Kennfeld. Sanz Luengo et al. (2012) validieren die Werkzeugkette anhand von Daten einer Turbinenschaufelkaskade in einem Ringkanal, in dem Schaufeln in Starrkörpermoden bewegt werden können. Die Autoren stellen fest, dass die Berechnungen ausreichend zuverlässige Ergebnisse liefern. Weitere Testfälle werden von Kersken

et al. (2012b) angeführt.

Trotz dieser zum Teil experimentellen Bestätigungen ist die Simulation der Aeroelastik wesentlichen Einschränkungen unterworfen, von denen einige schon genannt worden sind. Unter anderem hat die Materialdämpfung eine Erhöhung der Gesamtdämpfung zur Folge. Deren Einfluss ist bei den relevanten ersten beiden Eigenmoden jedoch vernachlässigbar. Ebenso wirkt sich Mistuning positiv auf die Stabilität aus, insbesondere auf Seiten der Struktur (Kielb und Kaza 1983). Das bedeutet, dass eine laut Simulation negative aerodynamische Dämpfung aufgrund dieser Einflüsse tatsächlich positiv sein kann. Im Sinne der normalen Auslegungsanforderung, dass kein Flattern auftreten soll, ist die Simulation konservativ.

Den größeren Einfluss, insbesondere bei der Analyse einer Blisk mit sehr geringer Materialdämpfung, hat die Modellierung und damit die stationäre Strömungslösung. Die möglichst korrekte Abbildung von Sekundärströmungseffekten, Transition, Ablösung und Verdichtungsstößen ist insbesondere im Bereich der Schaufelspitze von zentraler Bedeutung. So ist die aerodynamische Dämpfung unter anderem äußerst sensitiv gegenüber Änderungen des Spitzenspalts zwischen Schaufel und Gehäuse (Leichtfuß et al. 2013). Für einen sehr ähnlichen Axialverdichter wurde die Berechnung der aerodynamischen Dämpfung von insgesamt neun Projektpartnern vorhergesagt - mit sehr stark streuenden Ergebnissen und unterschiedlichen Einschätzungen der Stabilität. Die Schlussfolgerung hieraus ist, dass die Ergebnisse insbesondere im Rahmen einer Vorauslegung nur eine grobe Richtung vorgeben. Letztendlich muss das Experiment zeigen, ob Flattern eintritt oder nicht.

Anpassungen für Flattern

Die oben vorgestellte Auslegung des Axialverdichterrrotors weist in der 1. Biegung eine charakteristische Frequenz von ca. $k = 0.45$ auf. Dies ist zu hoch, um laut Srinivasan (1997) subsonisches bzw. transsonisches Stall-Flattern hervorzurufen. Die notwendigen Anpassungen, um ein ausreichend kleines k zu erreichen, konkurrieren zwar mit den aerodynamischen Auslegungszielen. Dennoch sollen die Möglichkeiten hier erläutert werden. Dabei gibt es Anpassungen, die sich direkt auf die charakteristische Frequenz auswirken, und solche, die das allgemeine Schwingungsverhalten und damit die Flatterfähigkeit indirekt beeinflussen.

Parameterstudien für die Rotorschaukeln haben gezeigt, dass die Sehnenlänge einen vergleichsweise geringen Einfluss auf die Eigenfrequenz der ersten Biegung hat. Dies ist wenig überraschend, da das Trägheitsmoment in Richtung der Profildehne der Biegeschwingung keinen Widerstand entgegensetzt. Für die erste Torsion hingegen führt eine Verkürzung der Sehnenlänge zu einer Erhöhung der Eigenfrequenz.

Einen größeren Einfluss hat die Profildicke. Eine Reduktion führt sowohl für die Biegung als auch für die Torsion zu einer geringeren Eigenfrequenz. Die folgenden Näherungen konnten für die Abhängigkeit der Eigenfrequenzen von den geometrischen Schaufelparametern ermittelt werden:

$$1. \text{ Biegung:} \quad \omega_B \sim \sqrt{t} \quad (4.11)$$

$$1. \text{ Torsion:} \quad \omega_B \sim t/\sqrt{c} \quad (4.12)$$

Darüber hinaus gibt es zwei weitere Möglichkeiten, die charakteristische Frequenz zu beeinflussen: die relative Strömungsgeschwindigkeit und die Sehnenlänge direkt im Zähler. Diese entsprechen einer Anpassung von Durchflusszahl bzw. Lastzahl.

Erhöhung der Durchflusszahl Die Durchflusszahl wirkt sich direkt auf die relative Strömungsgeschwindigkeit am Rotoreintritt aus. Für diese gilt:

$$w = u\sqrt{1 + \phi^2} \quad (4.13)$$

Die Durchflusszahl hat demnach nur einen geringen Einfluss auf die charakteristische Frequenz. Erhöht man diese zum Beispiel um 20 % auf $\phi = 0.6$, so ergibt sich lediglich eine um weniger als 5 % verringerte charakteristische Frequenz.

Verringerung der Lastzahl Der Zusammenhang mit der Lastzahl ist deutlich komplexer. Hier soll näherungsweise die Auswirkung der Verringerung des Druckverhältnisses auf diese und im Anschluss auf die charakteristische Frequenz untersucht werden. Die mechanischen Zusammenhänge aus Gl. 4.11 sind hierbei hilfreich. Zunächst erhält man aus der Definition der Lastzahl folgende Proportionalitäten:

$$\psi \sim \Delta h_0 \sim \Delta T_0 \quad (4.14)$$

Unter Zuhilfenahme der Polytropenbeziehung ergibt sich für den Anstieg der Totaltemperatur

$$\Delta T_0 = T_{0,3} - T_{0,1} = T_{0,1} \left(\frac{T_{0,3}}{T_{0,1}} - 1 \right) = T_{0,1} \left(\left(\frac{p_{0,3}}{p_{0,1}} \right)^{1/n} - 1 \right) \quad (4.15)$$

Daher ist die Lastzahl von dem Druckverhältnis in folgender Weise abhängig:

$$\psi \sim \pi^{1/n} - 1 \quad (4.16)$$

Bei gleichen Annahmen wie oben erhält man bei einer Absenkung des Druckverhältnisses auf $\pi = 1.3$ eine Lastzahl von $\phi = 0.39$. Eine geringe Absenkung des Druckverhältnisses sorgt bereits für eine deutlich niedrigere Lastzahl.

Um die Auswirkung auf die Sehnenlänge abzuschätzen, wird der Diffusionsfaktor nach Lieblein et al. (1953) herangezogen (s. Gl. 2.23). Aufgelöst nach dem Überdeckungsgrad σ wird daraus

$$\sigma = \frac{\psi}{2\phi(DF + w_2/w_1 - 1)} \quad (4.17)$$

An dieser Stelle soll der Einfachheit halber angenommen werden, dass sich das Geschwindigkeitsverhältnis w_2/w_1 nur geringfügig ändert. Dies ist eine konservative Annahme, wenngleich der dadurch gemachte Fehler recht groß ist. Die Sehnenlänge ist direkt proportional zum Überdeckungsgrad. Mit Gl. 4.16 und Gl. 4.17 lässt sich die folgende, stark vereinfachte Abhängigkeit für die Sehnenlänge herleiten, wenn der Diffusionsfaktor konstant gehalten wird:

$$c \sim \psi \sim \pi^{1/n} - 1 \quad (4.18)$$

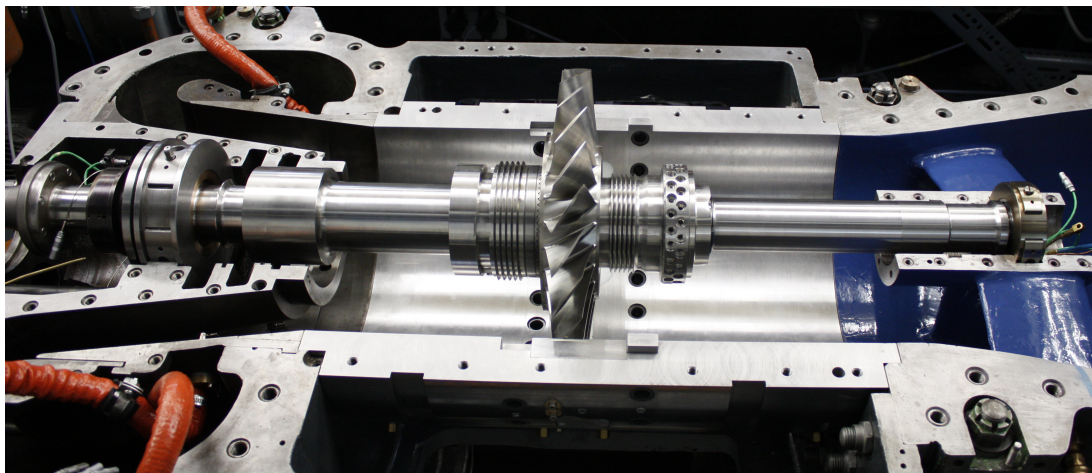


Abbildung 4.9: Im Prüfstand montierter Rotor ohne Nabenkörper und Stator

Als Beispiel soll eine Absenkung des Druckverhältnisses auf $\pi = 1.3$ untersucht werden. Damit ergibt sich für die neue Sehnenlänge $c_{1.3} = 47.5$ mm. Ausgehend von einer charakteristischen Frequenz von $k = 0.45$ erhält man für die verkürzte Sehnenlänge bei erster Biegung:

$$k_{1.3,1B} = 0.39 \quad (4.19)$$

Für die erste Torsion ergibt sich unter Berücksichtigung des mechanischen Einflusses:

$$k_{1.3,1T} = 1.36 \quad (4.20)$$

Es ist demnach möglich, mit Anpassungen der aerodynamischen Auslegung eine charakteristische Frequenz unterhalb der von Srinivasan (1997) genannten Flattergrenze für die erste Biegemode zu erreichen. Für die erste Torsion wäre allerdings darüber hinaus eine Verringerung der Schaufeldicke erforderlich, wobei auch dies vermutlich nicht ausreichend ist. Weitere Maßnahmen, wie zum Beispiel eine über die Schaufelhöhe ansteigende Sehnenlänge, wären notwendig. Eine Verschiebung der Torsionsachse durch den Einsatz einer anderen Profildfamilie könnte eine weitere Absenkung der charakteristischen Frequenz bewirken.

Trotz der prinzipiellen Erreichbarkeit einer ausreichend niedrigen charakteristischen Frequenz in der ersten Biegung, wurde letztendlich die oben vorgestellte Auslegung ausgewählt. Ausschlaggebend waren hierfür die genannten Kriterien der Betriebssicherheit und die Zweifel an der Betriebsfähigkeit eines einstufigen Axialverdichters mit zu geringem Druckverhältnis. Letztere Befürchtungen haben sich im Betrieb nicht bewahrt, sodass zukünftige Auslegungen den hier dargelegten Verbesserungsmöglichkeiten folgen könnten.

Eine Garantie für Flattern ist allerdings auch eine charakteristische Frequenz $k < 0.4$ nicht. So weist die im Rahmen des FUTURE-Projektes ausgelegte einstufige Axialverdichterkonfiguration der TU Darmstadt eine ähnliche dreidimensionale Schaufelgeometrie auf (Holzinger et al. 2016). Während einige Analysen vor der Versuchsdurchführung supersonisches Flattern vorhersagten (Martensson et al. 2011, Vogt 2012), konnte im Versuch letztendlich keine Art von Flattern festgestellt werden.

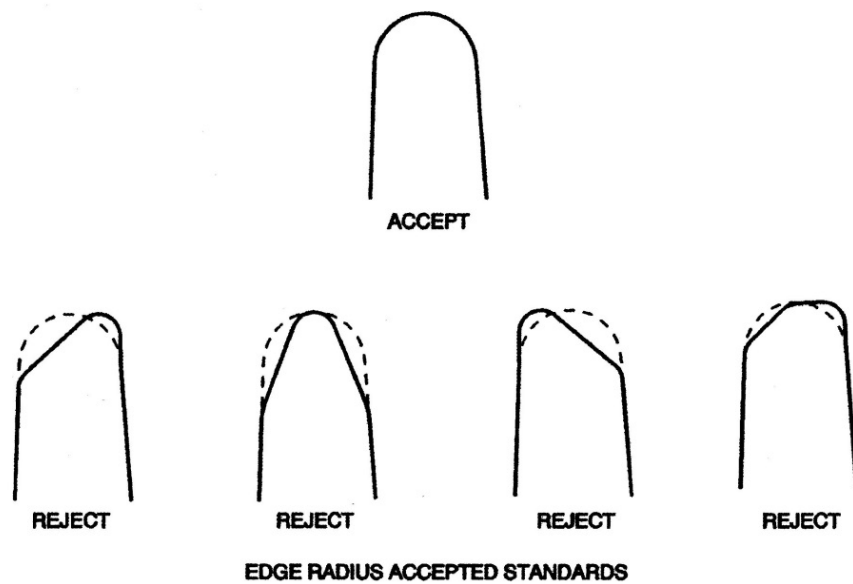


Abbildung 4.10: Vorgaben für die Vorderkantengeometrie laut Wartungshandbuch

4.3.4 Strukturmechanische Auslegung

Nach Abschluss der Auslegung wurde ein Volumenmodell der gesamten Blisk erstellt. Darüber hinaus wurde eine neue Welle ausgelegt, auf der die Blisk montiert werden kann. Für den gesamten Rotor (Welle, Blisk und Beschaufelung) wurden ein statischer und ein dynamischer Festigkeitsnachweis durch AneCom AeroTest GmbH (2016) erbracht. Auf Einzelheiten soll hier nicht eingegangen werden. Einige wichtige Ergebnisse sind allerdings in Appendix B zusammengetragen. Abbildung 4.9 zeigt den im Prüfstand montierten Rotor. Es sind das Festlager (links) und das Loslager (rechts) zu sehen. Die Unterschale des Gehäuses ist montiert, Leitschaufeln und Nabenkörper fehlen.

4.3.5 Schaufelreparaturen

Ziel dieser Arbeit ist, die Auswirkung von Reparaturen auf das Schwingungsverhalten einer Verdichterblick zu bestimmen. Hierzu müssen zunächst geeignete Reparaturen ausgewählt und schließlich auf die Schaufelgeometrie aufgebracht werden. Dieser Abschnitt widmet sich den möglichen Reparaturverfahren und insbesondere der bei Blisks hauptsächlich genutzten Blend-Reparatur. Zum Abschluss werden die ausgewählten Geometriemodifikationen vorgestellt.

Reparaturverfahren

Allgemein gibt es zwei Möglichkeiten einer Reparatur: mit und ohne Wiederherstellung der Originalgeometrie. Bei Reparaturen ohne Wiederherstellung der Originalgeometrie wird Material so abgetragen, dass die Restlebensdauer des Bauteils erhalten bleibt (Miedlar et al. 2002). Ziel des Materialabtrags ist das Entfernen von Rissen, die zu

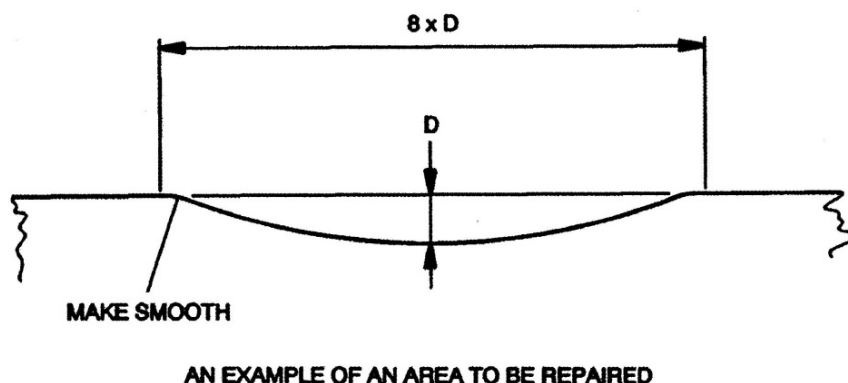


Abbildung 4.11: Vorgabe für die Blend-Geometrie an der Vorderkante einer Verdichterschaukel laut Wartungshandbuch

einem Bauteilversagen führen können. Eine solche Reparatur wird Blend-Reparatur genannt.

Zur Wiederherstellung der Originalgeometrie müssen mehrere Verfahrensschritte miteinander kombiniert werden. Zumeist sind dies Materialabtrag zur Herstellung einer definierten Ausgangsgeometrie, Materialauftrag, Wärmebehandlung und abschließende Rekonturierung. Bei Materialauftrag wird diese entweder direkt durch Aufschweißen hinzugefügt oder durch Anschweißen eines sogenannten Patches. Ein Überblick der verfügbaren Verfahren wird von Denkena et al. (2015) gegeben.

Zur Reparatur der Laufschaufeln von Blisks existieren beide Verfahren in verschiedenen Varianten: Aufschweißen von Vorder- und Hinterkanten (Hellemann et al. 2003), der Schaufelspitze (Schwartz et al. 2009) und der Schaufeloberfläche (Wayte und Broderick 2007) und die Patch-Reparatur (Eberlein und Schneider 2005, Geffert 2007). Allerdings hat sich in der Praxis herausgestellt, dass die Reparatur mit Rekonturierung von Blisks (auch aufgrund der verwendeten Werkstoffe) im Vergleich zu dem Verbauen von Neuteilen nicht wirtschaftlich ist. Lediglich die Blend-Reparatur kommt routinemäßig zum Einsatz.

Blend-Reparatur von Verdichterschaukeln

Da nur die Blend-Reparatur von praktischer Relevanz ist, konzentriert sich die Untersuchung im weiteren Verlauf hierauf. Alle Reparaturen werden zwar direkt in das 3D-Modell eingefügt, sind aber in ihren geometrischen Eigenschaften gemäß tatsächlichen Reparaturrichtlinien aus einem Triebwerkswartungshandbuch für die Blend-Reparatur definiert. Abb. 4.10 zeigt, wie die Vorderkante einer Verdichterschaukel geblendet werden muss. Das Ziel ist, die aerodynamische Form der Vorderkante möglichst wiederherzustellen, um eine Verschiebung des Staupunkts zu vermeiden. Kanten und Asymmetrien sind nicht zulässig. Trotz des Erhalts der Vorderkantengeometrie führt der resultierende „Rückschnitt“ unweigerlich zu einer dickeren Vorderkante und damit zu einer Beeinflussung der Aerodynamik und in der Regel zu einem höheren Druckverlust.

Des Weiteren werden detaillierte Vorgaben für die Ausdehnung des Blends gemacht. Besonders wichtig ist ein sanfter Übergang in die Vorderkante, um lokale Spannungs-

Tabelle 4.6: Dimensionen der Blend-Reparaturen

Modification	h/H	d [mm]	h_B [mm]
Mod1v1.1	0.6	0.6	17.3
Mod1v1.2	0.6	0.6	17.3
Mod1v2	0.6	1.2	17.3
Mod1v3	0.6	2.0	17.3
Mod2v1	0.8	1.2	17.3
Mod2v2.1	0.8	2.0	26.0
Mod2v2.2	0.8	2.0	26.0
Mod3v1.1	0.95	1.65	17.3
Mod3v1.2	0.95	1.2	17.3

spitzen zu vermeiden. Laut Abb. 4.11 soll die Länge des Blends dem Achtfachen der Tiefe entsprechen. Allerdings wird eine Blend-Reparatur einer Schaufel in der Regel von Hand ausgeführt, sodass reale Reparaturen große Varianzen aufweisen.

Blend-Reparaturen nahe der Schaufelspitze erfordert laut Wartungshandbuch eine Abrundung. Die Ecke der Schaufel wird entfernt, sodass keine Unterscheidung auftreten kann.

Definition der Versuchs-Blisk

Die in dieser Arbeit untersuchten Blend-Reparaturen werden in Übereinstimmung mit den Wartungsrichtlinien festgelegt. Die ursprünglich betrachteten Variationen sind in Tab. 4.6 zusammengefasst, wobei Tiefe, Breite und Position an der Vorderkante (in % der Schaufelhöhe) variiert werden. Modifikation 1 liegt bei 60%, 2 bei 80% und 3 bei 95% der Schaufelhöhe. Die Varianzen in den Reparaturen repräsentieren unterschiedlich große zu reparierende Schäden. Um die Auswirkungen der Schaufelreparaturen auf das aerodynamische und aeroelastische Verhalten der Verdichterblisk im Detail zu untersuchen, wurden drei dieser Schaufelmodifikationen mit einheitlicher Tiefe und Länge ausgewählt: Mod1v2, Mod2v1 und Mod3v1.2. Im weiteren Verlauf werden diese drei Varianten nur kurz mit Mod1, Mod2 und Mod3 bezeichnet.

Die Geometrierzeugung basiert auf einem von Reitz und Friedrichs (2015) entwickelten Verfahren. Der Prozess erzeugt aus der Referenzgeometrie insgesamt 19 Profilschnitte zwischen 5% und 95% Schaufelhöhe. Diese Schnitte werden parametrisiert und die Eigenschaften wie zum Beispiel der Vorderkantenradius und der Staffelungswinkel extrahiert. Um die Geometriedefinition im Bereich der Reparatur zu verbessern, wird zusätzlich je ein weiterer Profilschnitt oberhalb und unterhalb der Mitte der Modifikation hinzugefügt.

Die Aufprägung der Blend-Geometrie auf die Schaufel erfolgt anhand der Anpassung der Profilparameter für jeden einzelnen Profilschnitt der Blisk entsprechend den Vorgaben. Dazu müssen auf den betroffenen Schnitten die Sehnenlänge, Vorderkantendicke, Vorderkantenradius, Staffelungswinkel und Auffädellungsline verändert werden. Die weiteren Parameter wie z.B. die maximale Dicke und die Eigenschaften

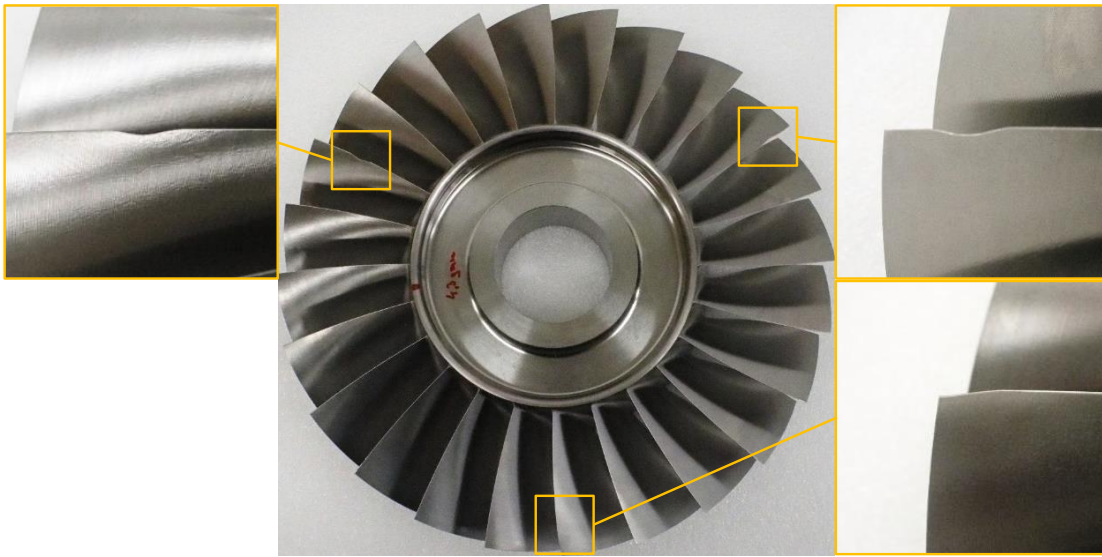


Abbildung 4.12: Modifizierte Blisk mit Reparaturen bei 60% (links oben), 80% (rechts oben) und 100% Schaufelhöhe

der Hinterkanten bleiben unverändert. Dadurch wird sichergestellt, dass die Geometrie nur im Bereich der Blend-Reparaturen verändert wird.

Die Profilschnitte können anschließend für die Generierung des CFD-Netzes und des 3D-Modells verwendet werden. Das 3D-Modell der Schaufel wird aus den einzelnen Schnitten wie bei der Referenzgeometrie durch eine geführte Extrusion erzeugt. Mit dieser Methode ist es möglich, eine künstliche Blend-Reparatur auf verschiedenen Schaufelhöhen zu erzeugen, ohne das dreidimensionale Volumenmodell direkt bearbeiten zu müssen.

Die ausgewählten Modifikationen werden sowohl numerisch als auch experimentell im Hochgeschwindigkeits-Axialverdichter des Instituts für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik untersucht. Dazu mussten die Blend-Reparaturen auch auf die kalte Referenzgeometrie abgebildet werden. Hierzu wurde zunächst die Vorderkante einer kalten Referenzschaufel mit einer heißen modifizierten Schaufel zur Deckung gebracht. Anschließend wurde eine „Abdruck“ der Blend-Reparatur erstellt und von der kalten Referenzgeometrie subtrahiert. Das so erstellte Modell wurde schließlich für die Fertigung der modifizierten Blisk genutzt, die in Abb. 4.12 abgebildet ist.

4.4 Aerodynamik der Verdichterkonfiguration

Im folgenden Kapitel liegt der Schwerpunkt auf der Analyse des aeroelastischen Verhaltens der einstufigen Axialverdichterkonfiguration. Hierfür stellt die Aerodynamik eine wesentliche Randbedingung dar, die in diesem Abschnitt betrachtet wird. Dabei wird einerseits auf den Betriebsbereich des Verdichters und andererseits auf lokale Strömungseigenschaften insbesondere im Bereich der Reparaturen eingegangen. Hierfür werden Ergebnisse aus Experiment und Numerik verwendet.

Das für die Numerik verwendete CFD-Modell wird in Appendix C beschrieben. Hierbei handelt es sich um das für die Auslegung verwendete Modell, dessen Stator

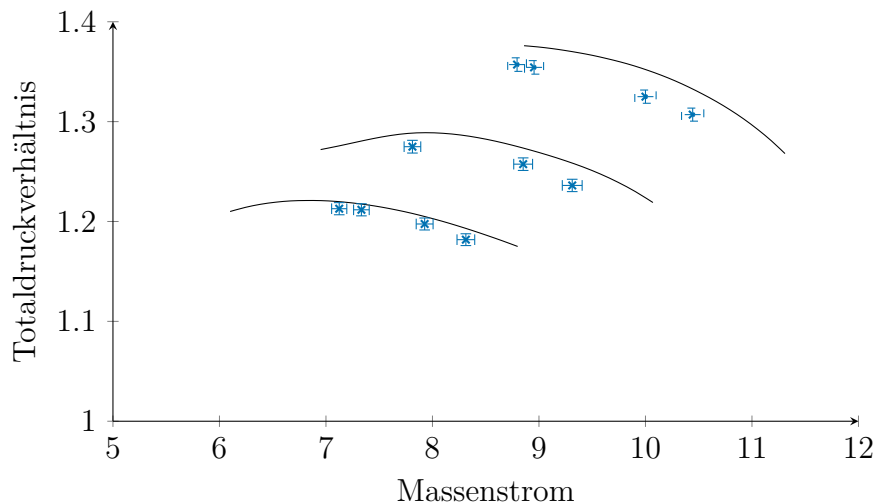


Abbildung 4.13: Vergleich der Verdichterkennlinien für Simulation (durchgezogene Linien) und Experiment (Symbole mit Fehlerbalken) bei 80%, 90% und 100% Nenn-drehzahl; Fehlerbalken entsprechen 95% Konfidenzintervall

keinen Radialspalt besitzt, da dieser erst nachträglich hinzugekommen ist. Auf eine Korrektur des Modells wurde verzichtet, da die Hypothese der Arbeit bereits auf Basis der experimentellen Ergebnisse widerlegt bzw. bestätigt werden kann. Um Aussagen des Experiments dennoch durch Ergebnisse der Numerik ergänzen zu können, werden diese im Folgenden plausibilisiert.

Die Messung der aerodynamischen Dämpfung erfolgt bei einem Vorleitgitterwinkel von 0° und einem Statorwinkel von -10° . Weitere Konfigurationen werden in Appendix C untersucht. Die genannte Konfiguration hat sich in Versuchsreihen insgesamt als stabilste im Sinne mechanischer Vibrationen herausgestellt. Insbesondere bei einem Statorwinkel von 0° kommt es aufgrund der nur einseitigen Einspannung der Beschau-felung teilweise zu erheblichen Schaufelschwingungen bei Strömungsablösung, sodass aus Gründen der Betriebssicherheit eine Entlastung des Stators vorgezogen wurde. Weitere Schaufelstellungen werden in Appendix C untersucht.

4.4.1 Kennfeld

Wie in Abschn. 4.2 dargelegt ist eine Messung des Wirkungsgrads nicht mit ausreichender Genauigkeit möglich. Aus diesem Grund beschränken sich die folgenden Betrachtungen auf das Druckverhältnis. Dessen Messungenauigkeit wird ebenfalls in Abschn. 4.2 hergeleitet und mit 0.5% angegeben.

In Abb. 4.13 ist das Totaldruckverhältnis aus Messung und numerischer Berechnung über den Massenstrom aufgetragen. Die Ergebnisse der Numerik werden zur besseren Vergleichbarkeit als durchgezogene Linie dargestellt, während die Ergebnisse der Messungen am Prüfstand als Symbol mit Fehlerbalken eingezeichnet sind.

Das experimentell ermittelte Verdichterkennfeld ist gegenüber dem numerisch bestimmten Kennfeld „skaliert“. Die Form der Kennlinie wird dabei insgesamt gut durch die Numerik wiedergegeben. Die Differenz zwischen Numerik und Experiment nimmt mit steigender Drehzahl zu. Die Abweichung ist bereits bei einer Drehzahl von 80% so

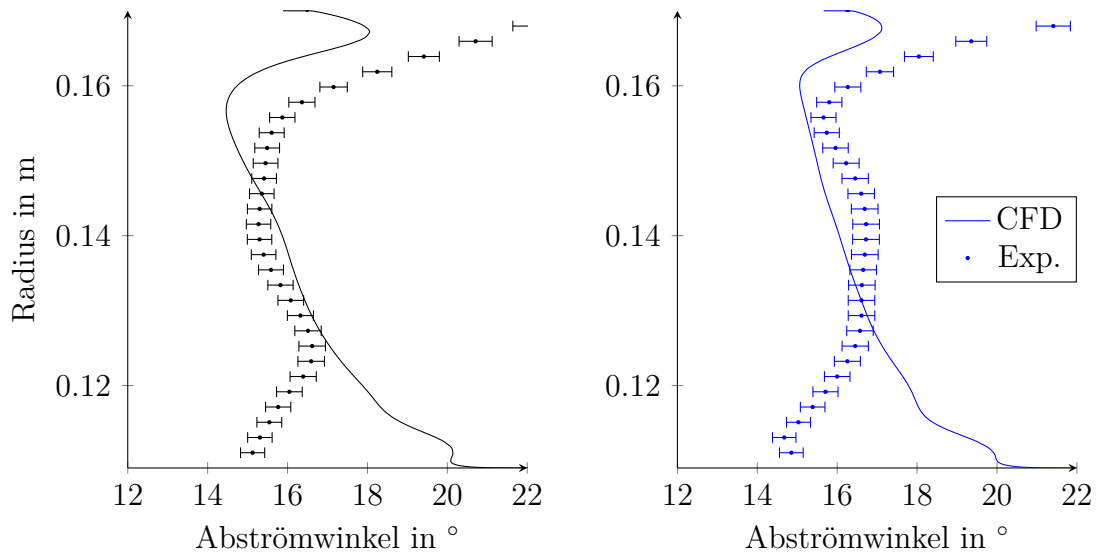


Abbildung 4.14: Abströmwinkel in Umfangsrichtung bei 100% Nenndrehzahl (links) und 80% Nenndrehzahl (rechts); Fehlerbalken entsprechen 95% Konfidenzintervall

groß, dass die numerischen Ergebnisse außerhalb der Fehlerbalken liegen. Während die CFD-Simulation ein maximales Totaldruckverhältnis bei Nenndrehzahl von ca. 1.38 vorhersagt, erreicht der Verdichter im Experiment nur ein Totaldruckverhältnis von ca. 1.36. Um diese Abweichungen zu plausibilisieren werden eine Leckage und ein Wirkungsgradverlust durch den Radialspalt im Stator in Erwägung gezogen.

Leckage

Eine Leckage scheint zunächst eine mögliche Erklärung für die Verschiebung der Kennlinie zu sein. Dies würde zu einer Verschiebung der Kennlinien nach links führen. Bei Nenndrehzahl wäre an der Pumpgrenze ein Verlust von Massenstrom im Bereich von über 1 kg s^{-1} notwendig. Allerdings besitzt der Prüfstand zwei Vergleichsmessstellen für den Massenstrom (s. Abb. 4.1), die nur eine Abweichung von maximal 0.2 kg s^{-1} aufweisen. Dies ist demnach nicht ausreichend, um die Verschiebung zu erklären.

Radialspalte im Stator

Aufgrund der Verstellbarkeit der Statorschaufeln weisen diese einen Spalt an Gehäuse und Nabe auf. Während es sich dabei am Gehäuse nur um einen geringfügigen Spalt in dem Bereich handelt, wo das Profil die Schaufelteller überragt, weist der Stator an der Nabe einen durchgehenden Spalt auf. Hierdurch unterscheidet sich die Sekundärströmung im Stator zwischen Numerik und Experiment.

Indizien hierfür finden sich in den Ergebnissen der Fünfflochsondenmessung im Austritt. In Abb. 4.14 werden die Abströmwinkel in Experiment und Numerik für zwei Drehzahlen auf der Arbeitslinie gegenübergestellt. Hier fällt insbesondere auf, dass die Umlenkung des Stators im Bereich der Nabe im Experiment deutlich größer ist. Dies lässt sich damit erklären, dass im Nabenbereich ein großer Blattspitzenwirbel entsteht, der dafür sorgt, dass die Strömung dem Profil in Nabennähe deutlich besser folgt.

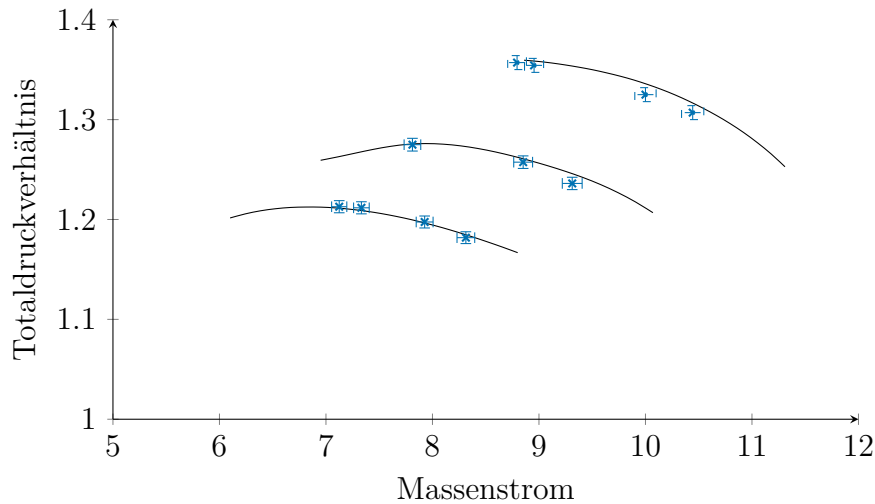


Abbildung 4.15: Vergleich der Verdichterkennlinien für Simulation (durchgezogene Linien) und Experiment (Symbole mit Fehlerbalken) bei 80%, 90% und 100% Nenn-drehzahl; Fehlerbalken entsprechen 95% Konfidenzintervall

Der Einfluss unterschiedlich großer Radialspalte an der Nabe wurde unter anderem von Lange et al. (2010) untersucht. Eine Vergrößerung des Spalts sorgt für eine vergleichbare Verschiebung des Druckverhältnisses wie die hier beobachtete Verschiebung zwischen Experiment und Numerik. Ähnliche Ergebnisse für Spaltverluste finden sich auch bei McDougall et al. (1990). Um zu überprüfen, ob diese mögliche Erklärung auch von ihrer Größenordnung her passend ist, wird auf eine integrale Betrachtung des Einflusses von Radialspalten auf die Seitenwandverluste und damit auf den Wirkungsgrad nach Koch und Smith (1976) zurückgegriffen. Die Wirkungsgradkorrektur ist abhängig von der Verdrängungsdicke δ^* und ist hier verkürzt wiedergegeben:

$$\eta_s = \eta_{s,fs} \left(\frac{1 - 2\delta^*/h_B}{1 - \delta^*/h_B} \right) = \eta_{s,fs} k_\eta(\delta^*) \quad (4.21)$$

Hierin ist $\eta_{s,fs}$ der Wirkungsgrad bei ungestörter Strömung. Der Korrekturfaktor wird mit k_η zusammengefasst. Die einzusetzende Verdrängungsdicke kann in Abhängigkeit von dem Druckbeiwert am Austritt, dem maximalen Druckbeiwert in der Passage und dem relativen Schaufelspalt aus einem Diagramm abgelesen werden. Da der Wirkungsgrad der ungestörten Strömung nicht bekannt ist, muss der Korrekturfaktor einmal ohne und einmal mit Statorspalt berechnet werden. Das Verhältnis aus beiden Faktoren ergibt die notwendige Wirkungsgradkorrektur. Die Abschätzung auf Basis eines Spalts an der Nabe von 1.5 mm ergibt im Arbeitspunkt einen relativen Wirkungsgradverlust von 4%.

Um den Einfluss auf das Druckverhältnis abzuschätzen, wird der isentrope Wirkungsgrad nach Gl. 4.5 herangezogen, wobei die weitere Annahme notwendig ist, dass das Temperaturverhältnis konstant bleibt. Das Ergebnis dieser Abschätzung ist in Abb. 4.15 dargestellt. Es zeigt sich, dass das Modell die Größenordnung des Druckverlustes insgesamt gut erklären kann und für alle Kennlinien eine gute Korrektur liefert.

Insgesamt lässt sich hieraus schlussfolgern, dass die zusätzlichen Verluste durch

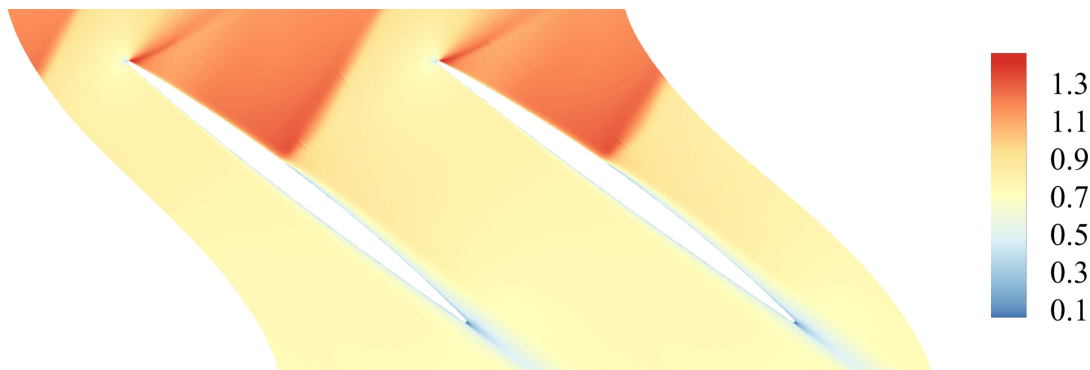


Abbildung 4.16: Relative Machzahl der Strömung im Rotor auf 80% Schaufelhöhe

den Radialspalt im Stator zu erklären sind. Hieraus folgt, dass die Ergebnisse der Numerik insgesamt als plausibel betrachtet werden können. Ein weiterer Vergleich der Zuströmung des Rotors zwischen Experiment und Numerik hat darüber hinaus ergeben, dass diese von der CFD-Simulation bei gleichem Massenstrom gut wiedergegeben wird (s. Abschn. C.3). Damit stimmt auch die charakteristische Frequenz über den gesamten Radius überein, sodass Betriebspunkte mit gleicher reduzierter Drehzahl und gleichem reduzierten Massenstrom aus aeroelastischer Sicht vergleichbar sind. Mit Blick auf die oben genannten Einschränkungen ist damit zwar kein direkter Vergleich möglich, jedoch kann die CFD-Simulation für zusätzliche Analysen herangezogen werden.

4.4.2 Strömung in der Rotorpassage

Im Nennbetriebspunkt wird der Rotor im transsonischen Bereich betrieben. Das bedeutet, dass die noch subsonische Zuströmung durch Beschleunigung entlang der Druckseite des Profils in den supersonischen Bereich beschleunigt wird. Die Beschleunigung endet mit einer Verdichtungsstoß.

Im Nennbetrieb der einstufigen Verdichterkonfiguration beträgt die relative Geschwindigkeit der Zuströmung im Mittenschnitt des Rotors ca. $M = 0.8$ (s. Tab. 4.5). Im Bereich der Schaufelspitze erreicht die Zuströmung nahezu Schallgeschwindigkeit. Die relative Machzahl in der Rotorpassage der Referenzbeschaufelung ist in Abb. 4.16 beispielhaft auf 80% Schaufelhöhe dargestellt. Die mittlere relative Machzahl der Zuströmung beträgt hier $M = 0.93$.

Auf der Saugseite bildet sich teilweise ein Lambda-Stoß aus. Die Strömung wird dabei zunächst um die Vorderkante herum auf $M > 1$ beschleunigt, was einen schrägen Verdichtungsstoß zur Folge hat, der von der Vorderkante ausgeht. Direkt dahinter ist die Strömung teilweise wieder subsonisch und wird dann erneut bis zu einem geraden Verdichtungsstoß beschleunigt. Die mittlere relative Machzahl im Austritt beträgt $M = 0.64$.

Für die Aeroelastik von besonderem Interesse ist, wie sich die Reparaturen auf die Strömung in der Schaufelpassage auswirken. Untersuchungen hierzu finden sich bei Keller et al. (2017). Im Folgenden wird die Abweichung der relativen Machzahl im Schaufelschnitt auf Höhe der jeweiligen Reparatur gegenüber der Referenzgeometrie betrachtet. Hierfür werden die Strömungsgrößen vom Netz der modifizierten Geometrie

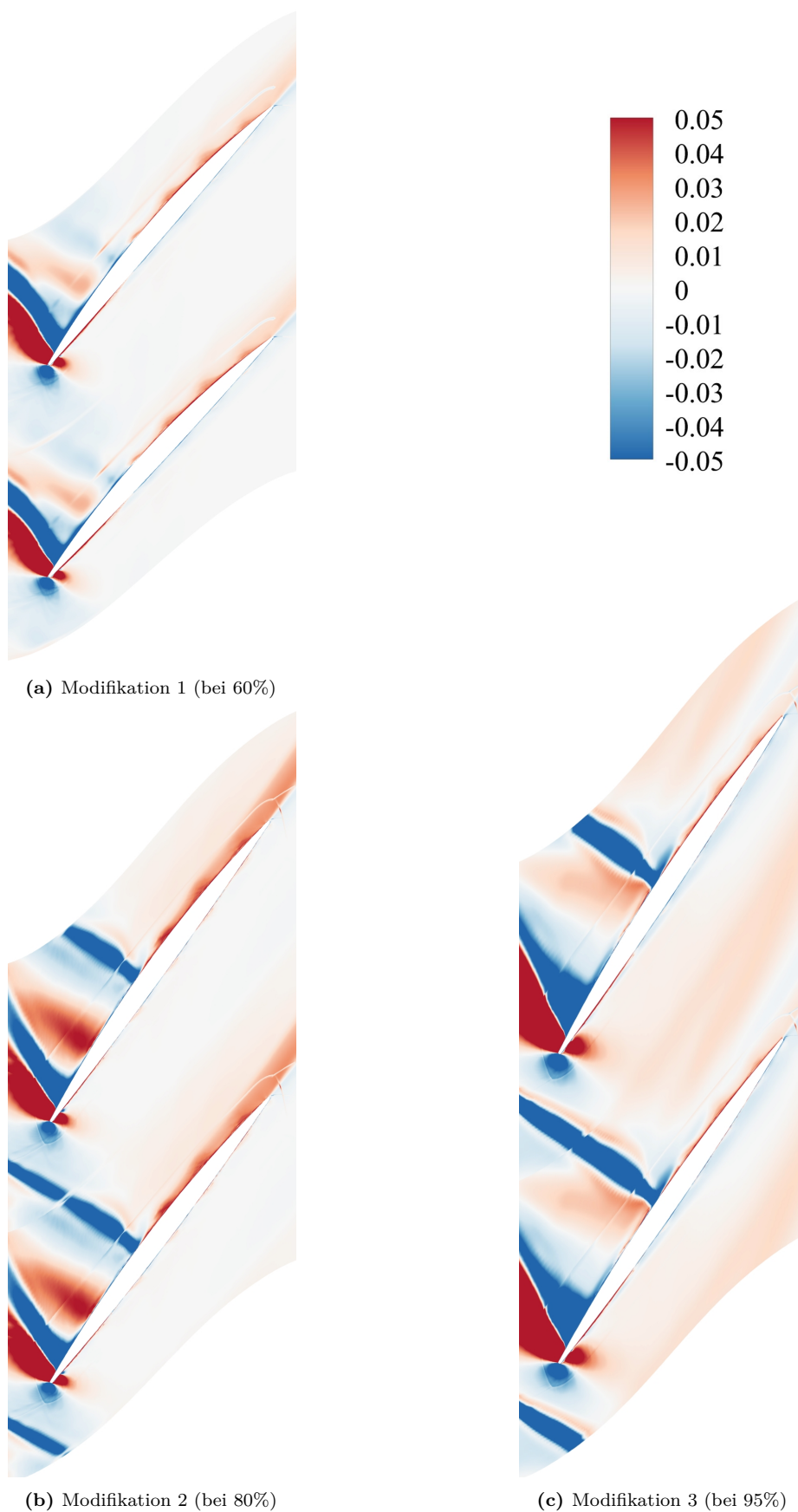


Abbildung 4.17: Machzahldifferenz gegenüber dem Referenzprofil

auf das Netz der Referenzgeometrie interpoliert und im Anschluss die absolute Abweichung zwischen beiden Lösungen berechnet. Das Ergebnis ist für die relative Machzahl in Abb. 4.17 dargestellt. Artefakte sind darauf zurückzuführen, dass Positionen der Netzknoten nicht identisch sind. Insbesondere an der Netzgrenze, aber auch an den Blockgrenzen führt dies zu Ungenauigkeiten bei der Interpolation.

Für alle drei Modifikationen ist aufgrund der verkürzten Vorderkante eine Verschiebung der Verdichtungsstöße in Strömungsrichtung zu beobachten. Dies gilt nicht nur für den schrägen Verdichtungsstoß an der Vorderkante, sondern auch für den anschließenden gerade Verdichtungsstoß. Letztere ist insbesondere auf 60 % Schaufelhöhe deutlich schwächer ausgeprägt als in Gehäusenähe. Die Verschiebung der Stoßlage stellt die größte Änderung der Strömung dar.

Innerhalb der Schaufelpassage hängt der Einfluss der Reparatur auf die Strömungsänderung stark von der radialen Position der Blend-Reparatur ab. Für die Modifikation 1 auf 60 % Schaufelhöhe (Abb. 4.17a) sind die Unterschiede vor allem in der Grenzschicht auf der Saugseite des Profils sichtbar. Auf ca. 90 % der Passagenbreite ist hingegen kaum eine Änderung der Strömung beobachtbar. Die Strömung in der Nähe der Druckseite wird kaum beeinflusst.

Modifikation 2 auf 80 % Schaufelhöhe (Abb. 4.17b) hat bereits deutlich größere Auswirkungen auf die Strömung in der Passage. Der Einflusszone der Reparatur bzw. der Sehnenlängenverkürzung dehnt sich auf ca. 45 % der Passagenbreite aus und die Dicke der Grenzschicht nimmt zu. Allerdings ist auch hier die Strömung in der Nähe der Druckseite nahezu unverändert.

Zuletzt wird der Einfluss der Modifikation 3 in einem Schaufelschnitt auf 95 % Schaufelhöhe betrachtet (Abb. 4.17c). Hier dehnt sich der Reparatureinfluss auf die gesamte Passage aus. Insbesondere wird auch die Strömung in der Nähe der Druckseite beeinflusst. Der Einfluss der Blend-Reparaturen auf die Aerodynamik ist in Gehäusenähe am größten und nimmt zur Nabe hin ab. Es ist zu erwarten, dass aus diesem Grund der Einfluss auf die Aeroelastik bei Reparaturen an der Schaufelspitze ebenso am größten ist.

Kapitel 5

Aeroelastik der Verdichterblisk

Im abschließenden Kapitel dieser Arbeit wird das aeroelastische Verhalten der Blisk detailliert untersucht. Dabei werden sowohl numerische als auch experimentelle Ergebnisse berücksichtigt. Im Folgenden sollen die Grenzen und Möglichkeiten der aeroelastischen Modellierung aber auch des eingesetzten Messverfahrens näher beleuchtet werden. Darüber hinaus wird das Dämpfungsverhalten der gesamten Blisk aber auch der einzelnen Schaufeln im Verbund betrachtet. Die aerodynamische Dämpfung der modifizierten Blisk wird mit der Dämpfung der Referenzblisk verglichen. Nicht zuletzt soll aber die Arbeitshypothese, dass Schaufelreparaturen einen signifikanten Einfluss auf das aeroelastische Verhalten regenerierter Blisks haben, bestätigt oder widerlegt werden.

Alle Betrachtungen beziehen sich auf die erste Biegemode, da diese sowohl experimentell als auch numerisch untersucht werden konnte. Nicht alle der folgenden Aussagen lassen sich deshalb verallgemeinern und auf andere Moden übertragen.

5.1 Einfluss der Materialdämpfung

Bevor in den folgenden Abschnitten auf die Messergebnisse der aerodynamischen Dämpfung eingegangen wird, soll zunächst der Einfluss der Materialdämpfung bewertet werden. Die Blisk wurde dafür am Institut für Dynamik und Schwingungen (IDS) der Leibniz Universität Hannover im rotierenden System und im Vakuum vermessen. Dabei wurde darauf geachtet, dass die Einspannung konstruktiv ähnlich zu der Befestigung auf der Welle ist und vor allem eine ähnlich große Vorspannung ermöglicht. Dennoch sind Messungen der Materialdämpfung grundsätzlich mit einem großen Fehler behaftet, da Reibungseffekte und Einflüsse der Umgebungsluft nicht vollständig ausgeschlossen werden können.

Die Materialdämpfung wird üblicherweise in Form des Dämpfungsvermögens angegeben. Bei geringer Dämpfung $Q^{-1} < 0.1$ kann hieraus näherungsweise das logarithmische Dekrement nach

$$\Lambda = \frac{1}{2Q} \quad (5.1)$$

bestimmt werden (Jensen 1959). Dieser bekannte Zusammenhang wird in der Literatur oft ohne die genannte Einschränkung angegeben, was zu sehr großen Fehlern führen

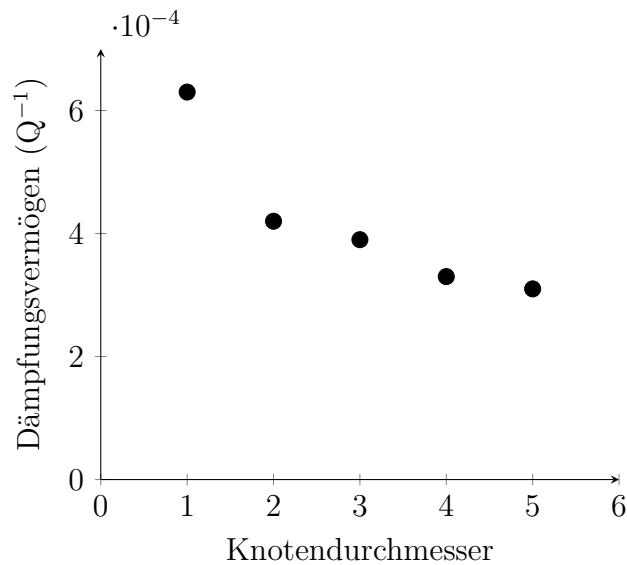


Abbildung 5.1: Gemessene Materialdämpfung der Blisk für die Knotendurchmesser 1 bis 5

kann.

Die am IDS bestimmte Materialdämpfung ist in Abb. 5.1 für die ersten fünf Knotendurchmesser aufgetragen. Die Absolutwerte sollen hier nicht genauer betrachtet werden. Von zentraler Bedeutung ist allerdings, dass sich hieraus ein logarithmisches Dekrement der Größenordnung 10^{-4} ableiten lässt. Zur Bestätigung werden diese Werte mit der Literatur verglichen. So finden sich bei Boyer et al. (2007) und Lee und Welsch (1990) ähnlich große Werte der Materialdämpfung für den Werkstoff Ti-6Al-4V, aus dem die hier untersuchte Blisk gefertigt ist. Holland et al. (2012) haben eine Blisk aus einem Stahlwerkstoff vermessen, die ebenfalls eine ähnlich große Dämpfung aufweist. Da die Materialdämpfung von Stahl im Allgemeinen oberhalb der von Titanlegierungen liegt kann dies als zusätzliche Bestätigung der Messungen herangezogen werden kann.

Das logarithmische Dekrement der aerodynamischen Dämpfung liegt dem gegenüber bei einer Größenordnung von 10^{-2} . Das bedeutet, dass die Materialdämpfung ca. 1 % der aerodynamischen Dämpfung entspricht. Demgegenüber beträgt der Messfehler der aerodynamischen Dämpfung bis zu 5 %, bei ungünstigen Bedingungen sogar mehr (s.Abschn. 2.3.3). Damit kann der Einfluss der Materialdämpfung auf das Messergebnis insgesamt vernachlässigt werden.

5.2 Aerodynamische Dämpfung der Referenzblisk

Das aeroelastische Verhalten der Blisk wird zunächst anhand der Referenzblisk betrachtet. Diese wurde sowohl numerisch als auch experimentell umfassend untersucht. Dazu wird die Dämpfung in Abhängigkeit von der Anzahl angeregter Knotendurchmesser berechnet. Zuerst werden die Ergebnisse der Numerik an mehreren Betriebspunkten gegenübergestellt. Der Schwerpunkt liegt allerdings auf den Ergebnissen des Experiments.

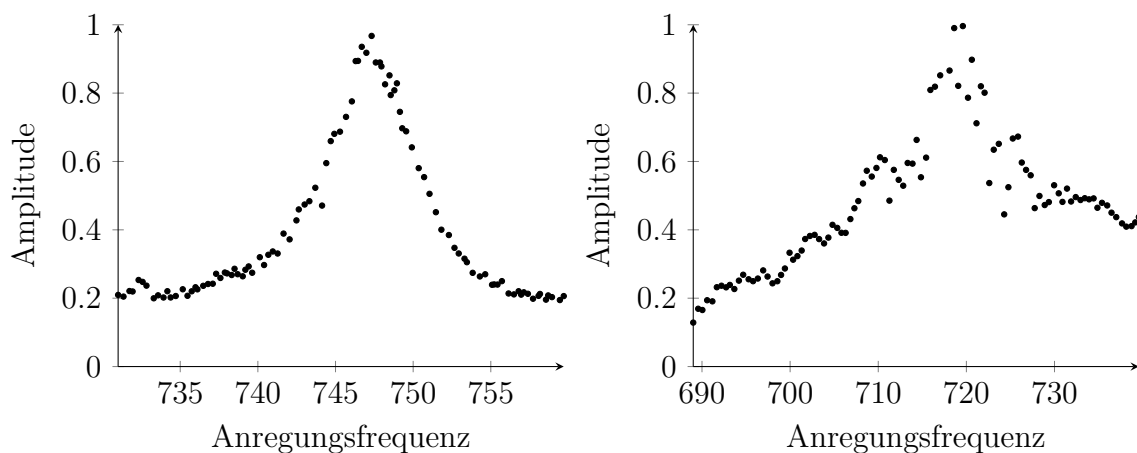


Abbildung 5.2: Schwingungsamplitude in Abhängigkeit von der Anregungsfrequenz für 3 Knotendurchmesser bei Nenndrehzahl (links) und 1 Knotendurchmesser bei 90% Nenndrehzahl (rechts)

Zum Schluss dieses Abschnitts wird ein Ansatz vorgestellt, mit dem die minimale Dämpfung an einem Betriebspunkt aus der experimentell ermittelten Dämpfungskurve bestimmt werden kann. Hiermit lässt sich eine aeroelastische Stabilitätskarte des Verdichters erstellen.

5.2.1 Messunsicherheit

Bevor im Folgenden die Ergebnisse der Dämpfungsmessung vorgestellt werden, soll näher auf die Messunsicherheit eingegangen werden. Nach Abschn. 2.3.3 lässt sich diese auf zwei Ursachen zurückführen: auf die Messunsicherheit der Schwingungsamplitude und die Überlagerung der Frequenzantwort mit der weiteren Schwingungsmoden. Diese können der angeregten oder auch einer anderen Modenfamilie angehören.

Sensitivitätsstudien des Auswertungsalgorithmus haben gezeigt, dass die Messunsicherheit der Schwingungsamplitude bei geringerer Dämpfung sehr viel stärker zum Tragen kommt als bei höherer Dämpfung. Die schmale Resonanzantwort führt dazu, dass kleine Messfehler einen großen Einfluss auf die ermittelte Dämpfung ausüben und die Messunsicherheit in diesem Fall bis zu 5% beträgt (bezogen auf das 95% Konfidenzintervall der Amplitudenmessung). In Abb. 5.2 ist links die Schwingungsantwort mit drei Knotendurchmessern bei Nenndrehzahl dargestellt. Diese stellt ein ideales Messergebnis dar, aus dem sich problemlos die Dämpfung ermitteln lässt.

Die Überlagerung der Schwingungsantwort mehrerer Modenfamilien bzw. mehrerer Knotendurchmesser ist hauptsächlich auf Aliasing der Anregung zurückzuführen. Dies tritt allerdings nur für wenige Kombinationen von Rotordrehzahl und Lautsprecherfrequenz auf. Die in Abb. 5.2 rechts dargestellte Schwingungsantwort mit einem Knotendurchmesser bei 90% Drehzahl ist mindestens mit der Antwort einer weiteren Mode geringerer Dämpfung überlagert. Hierauf deutet das fehlende Abklingen der Schwingung zu den Seiten hin. Das Tip-Timing-System ist nicht ausreichend in der Lage, die Moden zu separieren.

Um schwerwiegende Fehler bei der Auswertung auszuschließen, wird als Gütekrite-

rium der Kurvenanpassung die auf die Amplitude normierte L2-Norm der Residuen berechnet. Um die Residuen und damit den Fehler gering zu halten, werden alle Messwerte, die mehr als 20 dB unterhalb der maximalen Amplitude liegen, vernachlässigt. Ergebnisse, die ein L2 – Residuum > 0.1 aufweisen, werden nicht berücksichtigt. Unter diesen Voraussetzungen kann die oben genannte Messunsicherheit von 5% angenommen werden.

Es wird erneut darauf hingewiesen, dass der Messfehler insbesondere bei Überlagerung durch Moden anderer Modenfamilien nicht im Detail abgeschätzt werden kann bzw. unbekannt ist. Es ist deshalb möglich, dass der Fehler in Einzelfällen unterschätzt wird, da nur der Einfluss der bekannten Messdatenstreuung auf den Algorithmus berücksichtigt werden kann.

5.2.2 Dämpfungskurven

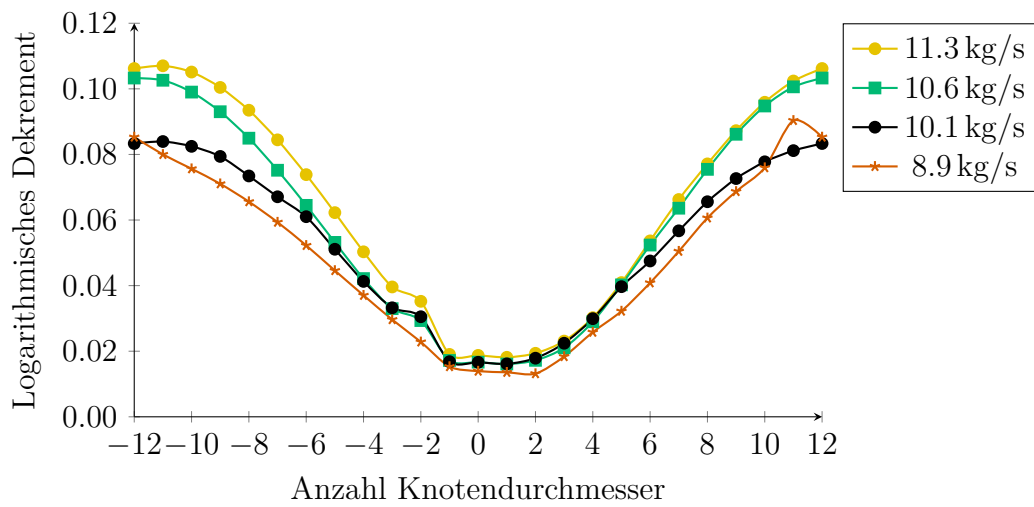
Um die aeroelastische Dämpfung einer Schaufelscheibe vollständig zu beschreiben müssen die Dämpfungskoeffizienten (bzw. das logarithmische Dekrement) für alle Schwingungsformen einer Schwingungsfamilie, das heißt für jede mögliche Anzahl Knotendurchmesser, bekannt sein. Da dies aufgrund der in Abschn. 4.2.3 beschriebenen Einschränkungen der akustischen Anregung nicht möglich ist, wird zunächst die numerische Vorhersage des Dämpfungsverhaltens betrachtet. Im Anschluss wird auf die Ergebnisse des Experiments eingegangen.

Numerik

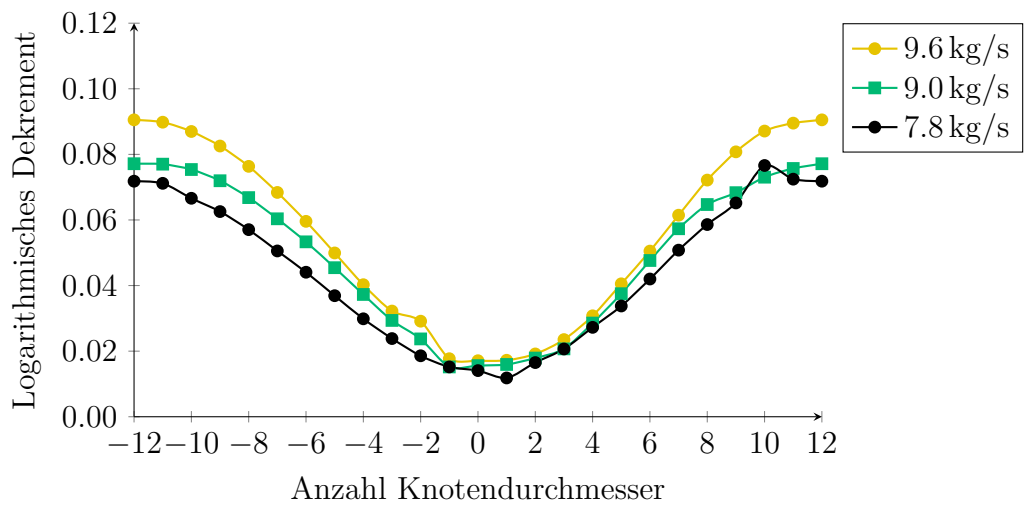
Die Ergebnisse der Numerik dienen einerseits einer ersten Abschätzung der aerodynamischen Dämpfung, um die Messergebnisse zu plausibilisieren. Darüber hinaus liefern sie wertvolle Hinweise darauf, für welche Anzahl Knotendurchmesser die Dämpfung minimal ist.

In Abb. 5.3 ist die aerodynamische Dämpfung für drei Drehzahlen an ausgewählten Betriebspunkten in Abhängigkeit von der Anzahl Knotendurchmesser dargestellt. An fast allen Betriebspunkten tritt die niedrigste aerodynamische Dämpfung bei -1 bis 1 Knotendurchmessern auf. Die einzige Ausnahme stellt der Betriebspunkt bei 8.9 kg/s bei Nenndrehzahl dar. In diesem Fall sagt die Numerik die geringste Dämpfung bei zwei Knotendurchmessern vorher. Übertragen auf die gemessene Dämpfung bedeutet dies, dass die Messpunkte möglicherweise nicht die niedrigste Dämpfung einschließen.

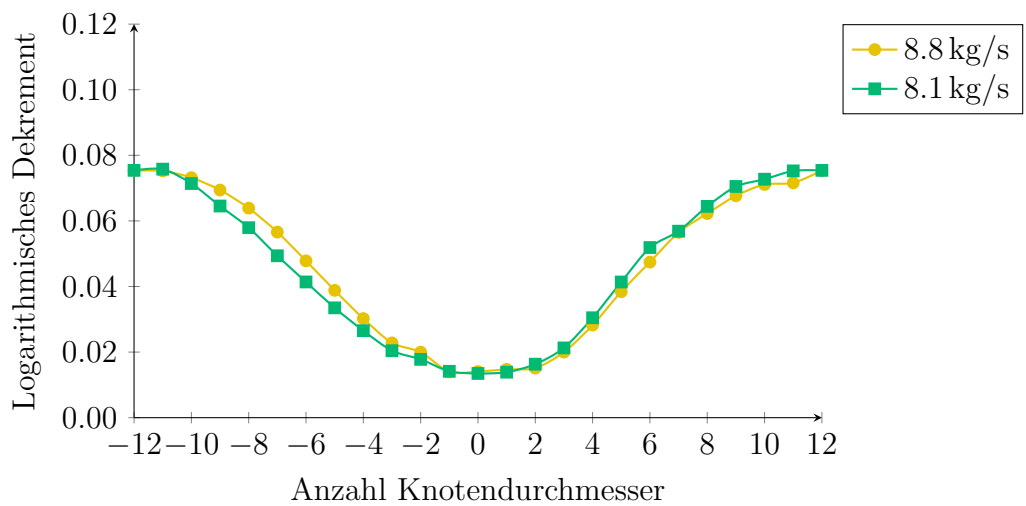
Bei allen drei betrachteten Drehzahlen zeigt sich der erwartete Trend: Die aerodynamische Dämpfung nimmt mit sinkender charakteristischer Frequenz bzw. mit steigender Inzidenz ab. Dies gilt für jede Anzahl von Knotendurchmessern. Lediglich bei Betriebspunkten nahe der Stopfgrenze sind Abweichungen zunächst bei 10 bzw. 11 Knotendurchmessern zu beobachten (s. Abb. 5.3b bzw. Abb. 5.3a). Dies ist auf die anwachsende Strömungsablösung im Rotor zurückzuführen. Ein vergleichbarer Trend zeigt sich in den Ergebnissen des Experiments.



(a) Nenndrehzahl



(b) 90 % Nenndrehzahl



(c) 80 % Nenndrehzahl

Abbildung 5.3: Aerodynamische Dämpfung in Abhängigkeit von der Anzahl Knotendurchmesser und Massenstrom (Ergebnisse Numerik)

Experiment

Insgesamt wurden 13 Betriebspunkte experimentell untersucht: je drei Betriebspunkte bei 80 %, 90 % und 100 % und je zwei Betriebspunkte bei 85 % und 95 % Nenndrehzahl. Hiervon konnten 12 Betriebspunkte ausgewertet werden. Ein Betriebspunkt bei 80 % Nenndrehzahl wies Datenfehler auf, die eine Auswertung verhinderten. Für die auch numerisch untersuchten Drehzahlkurven sind die Ergebnisse in Abb. 5.4 dargestellt.

Abbildung 5.4 beinhaltet nur Werte der aerodynamischen Dämpfung, bei deren Ermittlung ein niedriges normiertes L_2 – Residuum < 0.1 erreicht worden ist. Für einige Knotendurchmesser sind mehrere Messpunkte vorhanden. Wie in Abschn. 4.2.3 beschrieben können Moden mit $ND > 6$ auch über „negative“ Knotendurchmesser gezielt angeregt werden. So ermöglicht zum Beispiel eine Lautsprecherfrequenz, die in der Lage wäre eine Mode mit $ND = -17$ anzuregen, die Messung der Frequenzantwort für $ND = 7$. Insgesamt lässt sich feststellen, dass die Wiederholgenauigkeit der Messungen sehr gut ist und innerhalb der auf Basis synthetischer Daten bestimmten Messunsicherheit liegt.

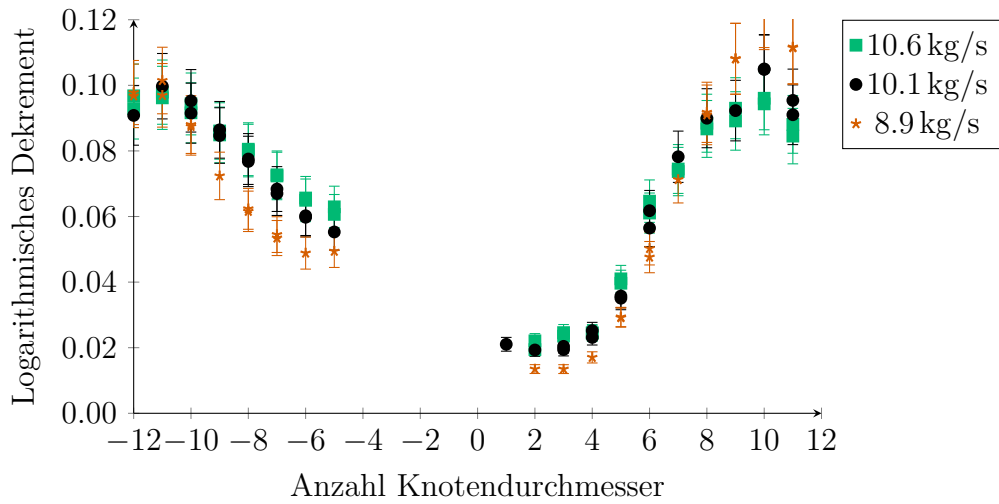
Mit Blick auf Moden mit negativen Knotendurchmessern oder mit einer niedrigen Anzahl positiver Knotendurchmesser bis ca. $ND = 6$ bestätigt sich das Ergebnis der Numerik: Die Dämpfung nimmt mit sinkendem Massenstrom, d.h. mit steigender Inzidenz, ab. Bei einer hohen Anzahl Knotendurchmesser ist allerdings in fast allen Fällen eine Erhöhung der Dämpfung zu beobachten. Lediglich bei 90 % Nenndrehzahl führt ein Androsseln des Verdichters (mit Bezug auf die Arbeitslinie) auch bei hoher Anzahl an Knotendurchmessern zu einer geringeren aerodynamischen Dämpfung.

Zum Verständnis, wie sich die Inzidenz auf die aerodynamische Dämpfung auswirkt, hilft Gl. 3.19. Demnach wird der Realteil der lokalen aerodynamischen Arbeit maximal (und damit die lokale aerodynamische Dämpfung minimal und negativ), wenn die Druckschwankungen der Schaufelschwingung um $\pi/2$ nacheilen. Für geringe Dämpfungen (d.h. bei Schwingungen mit einer geringen Anzahl Knotendurchmesser) tritt dies im vorderen Bereich des Schaufelprofils auf. Hier interagiert die Schaufel mit Verdichtungsstoß und ablösender Grenzschicht. Durch eine Erhöhung der Inzidenz werden deren Lage und Stärke so beeinflusst, dass der Bereich negativer aerodynamischer Dämpfung vergrößert wird und die Gesamtdämpfung des Profils abnimmt.

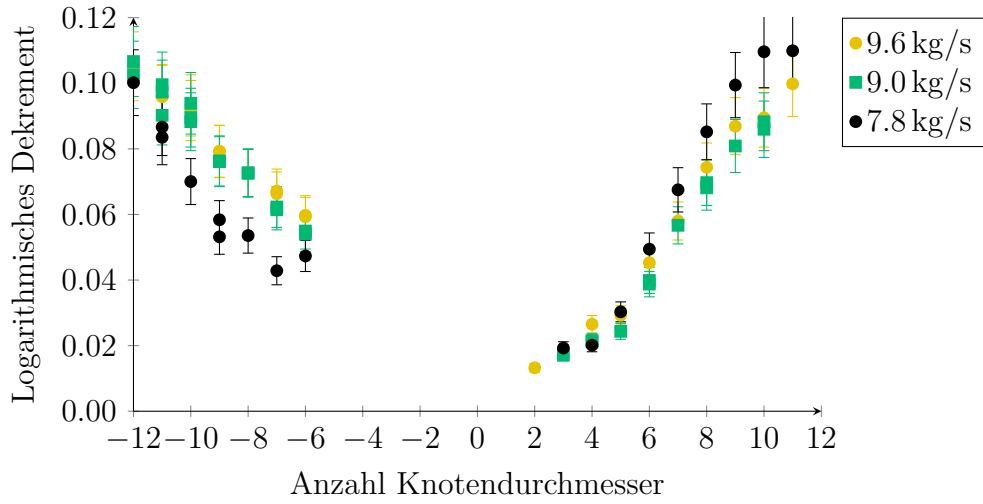
Bei 80 % Nenndrehzahl zeigt sich eine besonders große Abhängigkeit von der Inzidenz bei hohen Knotendurchmessern. Bei dieser Drehzahl ist ein Betrieb mit besonders niedrigem Massenstrom möglich, ohne dass es zu Schaufelflattern aufgrund der Strömungsablösung im Rotor kommt. Die Schwingungsmoden mit $ND = 8$ weist bei 6.9 kg/s eine besonders starke Erhöhung der Dämpfung gegenüber dem Arbeitspunkt bei 8.1 kg/s auf. Dies deutet darauf hin, dass neben der erhöhten Inzidenz weitere Einflussfaktoren eine Rolle für das Schwingungsverhalten der Beschaukelung spielen. Mögliche Erklärungen sind zum Beispiel akustische Resonanzen bzw. Resonanzen infolge der Rotor-Stator Interaktion.

Vergleich von Numerik und Experiment

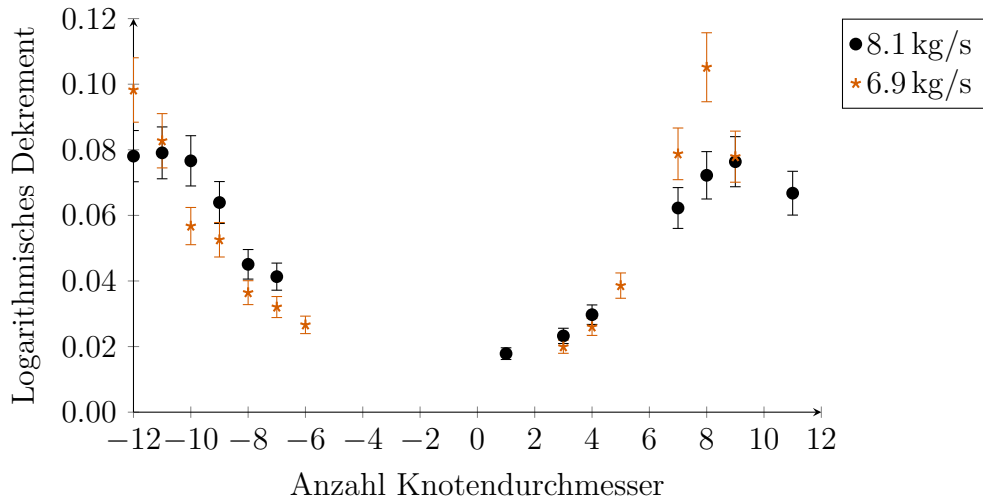
Im Folgenden sollen numerisch und experimentell ermittelte aerodynamische Dämpfung verglichen werden. Dieser Vergleich erfolgt bei gleicher charakteristischer Frequenz



(a) Nenndrehzahl

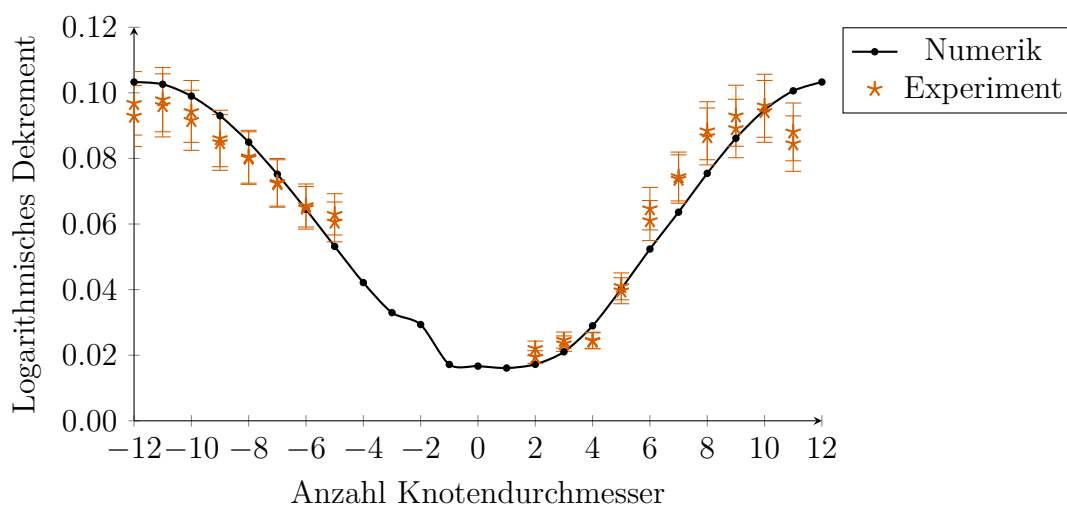


(b) 90 % Nenndrehzahl

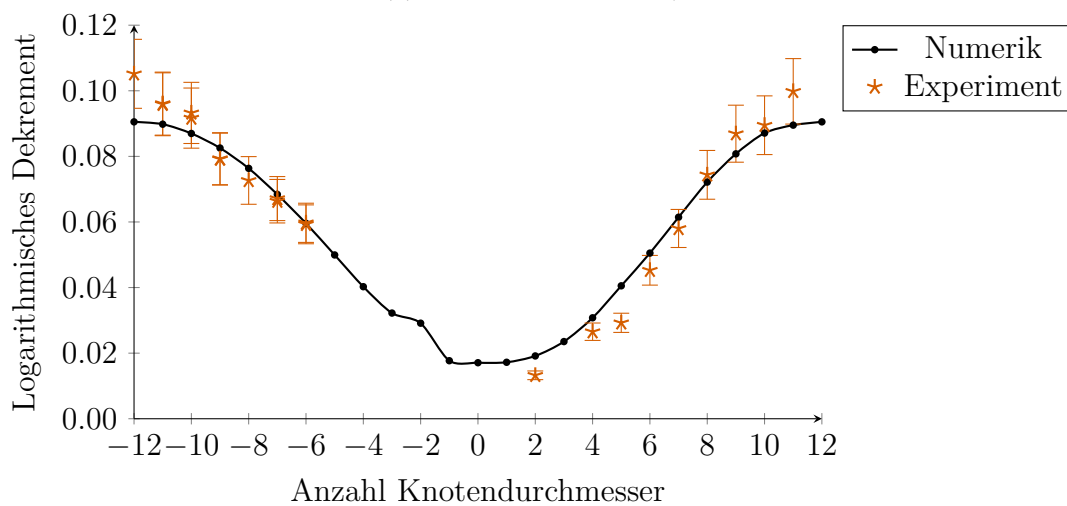


(c) 80 % Nenndrehzahl

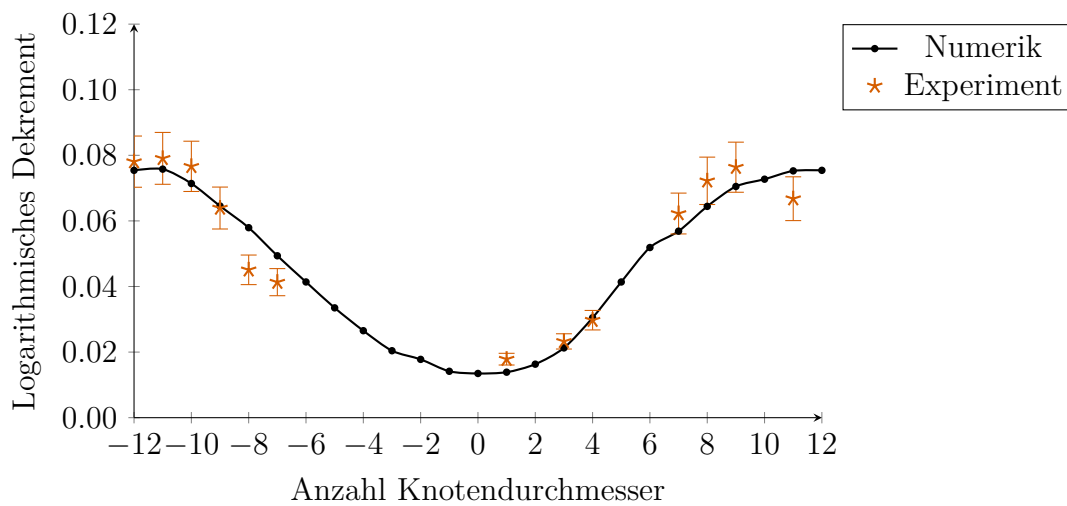
Abbildung 5.4: Aerodynamische Dämpfung in Abhängigkeit von der Anzahl Knotendurchmesser und Massenstrom (Ergebnisse Experiment); Fehlerbalken entsprechen 95% Konfidenzintervall der Amplitude



(a) Nenndrehzahl bei 10.6 kg/s



(b) 90 % Nenndrehzahl bei 9.6 kg/s



(c) 80 % Nenndrehzahl bei 8.1 kg/s

Abbildung 5.5: Vergleich der aerodynamischen Dämpfung zwischen Numerik und Experiment; Fehlerbalken entsprechen 95% Konfidenzintervall der Amplitude

d.h. bei gleichem Massenstrom, da diese der Haupteinflussfaktor auf die aerodynamische Dämpfung bei gleicher Drehzahl ist. Da alle Berechnungen für ISA-Bedingungen am Eintritt durchgeführt worden sind und die Ergebnisse der Massenstrommessung ebenfalls für diese Bedingungen angegeben werden (s. Bestimmung der reduzierten Massenstroms in Abschn. 2.1.2), können hierfür Betriebspunkte mit gleichem reduziertem Massenstrom herangezogen werden. Insbesondere für eine niedrige Anzahl Knotendurchmesser ist dieser Vergleich gut möglich, da hier die Dämpfung in der Numerik wenig sensitiv auf kleine Änderungen des Betriebspunkts reagiert.

In Abb. 5.5 werden die Ergebnisse von Numerik und Experiment an drei Betriebspunkten in der Nähe der Arbeitslinie gegenübergestellt. Insgesamt zeigt sich, dass die linearisierte CFD-Simulation durchaus dazu in der Lage ist, die aerodynamische Dämpfung vorherzusagen. Insbesondere bei niedrigen Knotendurchmessern ist die Übereinstimmung bei 80 % und 100 % Nenndrehzahl gut. Schwächen weist die Numerik vor allem bei einer hohen Anzahl Knotendurchmesser auf. Je näher sich der Betriebspunkt an der Pumpgrenze befindet, desto größer werden die Abweichungen.

Die Vorhersage der geringsten aerodynamischen Dämpfung ist, soweit dies aufgrund fehlender Messergebnisse beurteilt werden kann, gut. Da diese für die aeroelastische Stabilität entscheidend ist, eignet sich demnach eine linearisierte CFD-Simulation für eine erste Stabilitätsbewertung. Eine Verbesserung der Vorhersage lässt sich nur durch Berücksichtigung zusätzlicher Effekte erreichen. So ermöglicht die Methode der harmonischen Balance die Einbeziehung des Stators in die Berechnung, sodass akustische Effekte und die Rotor-Stator Interaktion berücksichtigt werden können.

Zusammenfassung

Sowohl die Ergebnisse der CFD-Simulation als auch die des Experiments zeigen, dass in allen betrachteten Betriebspunkten die niedrigste aerodynamische Dämpfung der ersten Biegemode mit niedriger Anzahl Knotendurchmesser ($-1 \leq ND \leq 2$) auftritt. Für diese lässt sich beobachten, dass mit steigender Inzidenz bei gleichbleibender Drehzahl die Dämpfung abnimmt. Die CFD-Simulation ist grundsätzlich dazu in der Lage, die aerodynamische Dämpfung in der Nähe der Arbeitslinie vorherzusagen. Hieraus lässt sich schließen, dass die Dämpfungskurven der Blisk im Experiment ebenfalls einer S-Kurve entsprechen. Mit Abweichungen im Bereich der nicht messbaren Knotendurchmesser ist nicht zu rechnen.

5.2.3 Aerodynamische Dämpfung im Kennfeld

Um die aeroelastische Stabilität des Verdichters im gesamten Kennfeld bewerten zu können, muss zunächst an mehreren Betriebspunkten die aerodynamische Dämpfung für alle möglichen Knotendurchmesser experimentell ermittelt werden. Im Anschluss lässt sich hieraus der Knotendurchmesser mit der geringsten Dämpfung bestimmen. Auf dieser Basis lässt sich eine Stabilitätskarte für den Verdichter erstellen.

Da es im Experiment nicht möglich ist, alle Moden der Modenfamilie anzuregen und damit die Dämpfung zu bestimmen, kann die minimale Dämpfung nicht direkt ermittelt werden. Allerdings lässt sich den Ergebnissen der CFD-Simulation entnehmen, dass die Dämpfungskurve eine typischen S-Form aufweist. Wird diese durch Einflusskoeffizienten

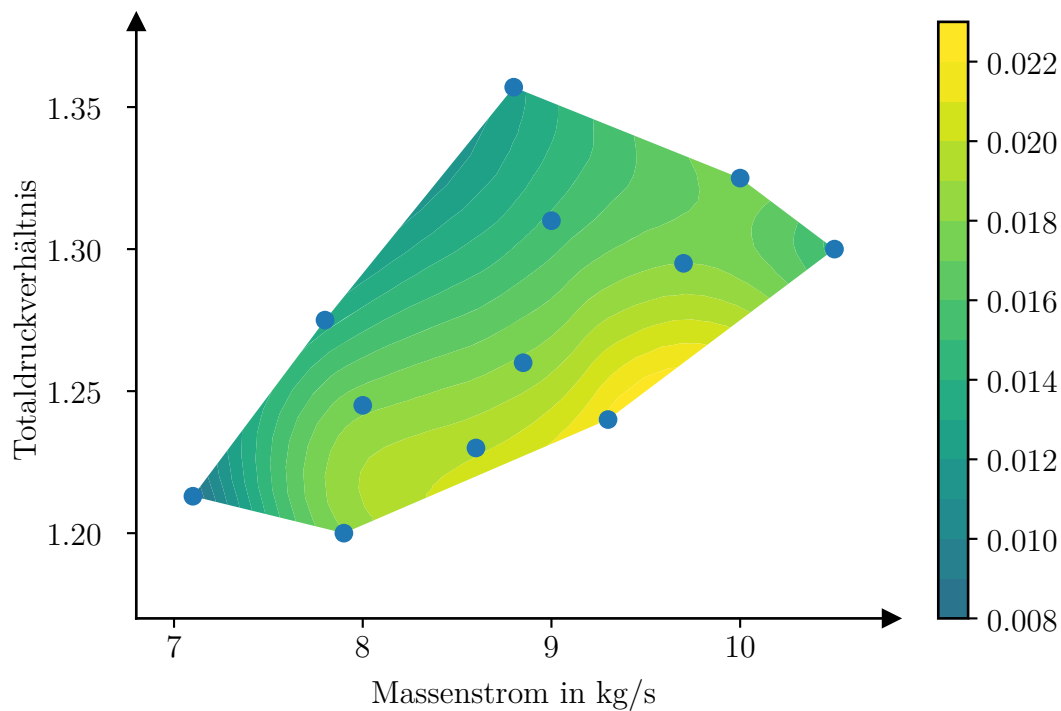


Abbildung 5.6: Aerodynamische Dämpfung der Verdichterblisk im Kennfeld

repräsentiert, so zeigt sich, dass nur Koeffizienten bis zur zweiten Ordnung einen signifikanten Beitrag leisten.

Unter der Annahme, dass die Dämpfungskurve der realen Blisk ebenfalls einer S-Kurve entspricht, lässt sich dieses Wissen zur Rekonstruktion der minimalen Dämpfung nutzen. Dazu wird die gemessene Dämpfungskurve mittels einer ungleichmäßigen diskreten Fourier-Transformation analysiert, wobei Koeffizienten mit einer Ordnung größer als 2 vernachlässigt werden. Mithilfe einer inversen Fourier-Transformation wird aus den verbleibenden Koeffizienten die gesamte Dämpfungskurve rekonstruiert. Die minimale Dämpfung entspricht dem Minimum dieser Kurve. Das Ergebnis ist in Abb. 5.6 dargestellt.

Insgesamt entspricht die Dämpfungsverteilung den Erwartungen nach Abb. 2.16. Nahe der Pumpgrenze nimmt die Dämpfung ab, während sie für hohe Massenströme und damit niedrige Inzidenz zunimmt. Dies legt nahe, dass bei einer Auslegung mit geringerer charakteristischer Frequenz Stall-Flattern erreicht werden kann.

5.3 Vergleich der Blisks

Nachdem im vorangegangenen Abschnitt die Referenzblisk ausführlich untersucht worden ist, werden im Folgenden die Dämpfungseigenschaften der Referenzblisk und der modifizierten Blisk gegenübergestellt. Dabei wird zunächst auf Basis numerischer Ergebnisse die maximal mögliche Dämpfungsabnahme infolge des Reparatureinflusses abgeschätzt. Im Anschluss wird der Einfluss der Reparaturen auf die Gesamtdämpfung

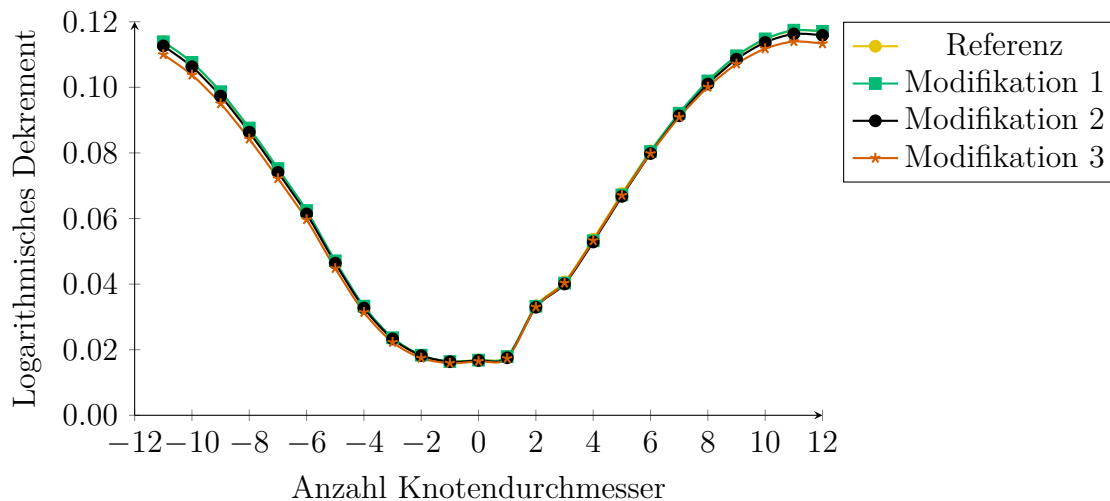


Abbildung 5.7: Aerodynamische Dämpfung der Schaufelprofile im Arbeitspunkt

betrachtet.

5.3.1 Aerodynamische Dämpfung im Arbeitspunkt

Um die möglichen Auswirkungen des aerodynamischen Mistunings zu bewerten, werden zunächst die modifizierten Geometrien einzeln betrachtet. Hierzu werden Vergleichsrechnungen für alle vier Schaufelprofile am Arbeitspunkt durchgeführt. Anschließend wird wie zuvor die aerodynamische Dämpfung in Form des logarithmischen Dekrements berechnet. Die Ergebnisse sind in Abb. 5.7 dargestellt.

Allgemein gilt, dass die aerodynamische Dämpfung einzelner Schaufeln mit Blend-Reparatur in der Nähe der Blattspitze geringer ist als bei Reparaturen näher an der Nabe. Allerdings ist der Einfluss insbesondere im Bereich der minimalen Dämpfung sehr gering. Ohne Kopplung im Schaufelverbund haben die Reparaturen nur einen geringfügigen Einfluss auf die aeroelastische Stabilität.

Für die weitere Betrachtung werden zunächst die in Abb. 5.7 dargestellten Ergebnisse in Einflusskoeffizienten transformiert. Die Einflusskoeffizienten lassen sich wie in Abschn. 3.1 beschrieben aus Dämpfung und Steifigkeit berechnen. Da der Einfluss der Reparatur an der Schaufelspitze am größten ist, wird im Folgenden nur die Modifikation 3 berücksichtigt.

Der Realteil der für die Referenzgeometrie und für die Modifikation 3 berechneten Einflussfaktoren ist in Abb. 5.8 aufgetragen. Aus Platzgründen sind diese nur bis zur sechsten Nachbarschaufel dargestellt. Der Einfluss weiter entfernter Nachbarschaufeln ist vernachlässigbar. Diese Darstellung ermöglicht eine anschaulichere Betrachtung der Unterschiede zwischen beiden Dämpfungskurven.

Es wird deutlich, dass nur die jeweils ersten beiden Nachbarschaufeln einen signifikanten Einfluss auf die betrachtete Schaufel ausüben. Dabei ist der druckseitige Einfluss (positive Zählrichtung) geringfügig größer als der saugseitige Einfluss. Für die modifizierte Geometrie gilt gegenüber der Referenzgeometrie, dass sowohl der Einfluss der Schaufel auf sich selbst als der Einfluss der unmittelbaren Nachbarschaufel abnimmt. Übertragen auf die Dämpfungskurve bedeutet dies, dass Mittelwert und

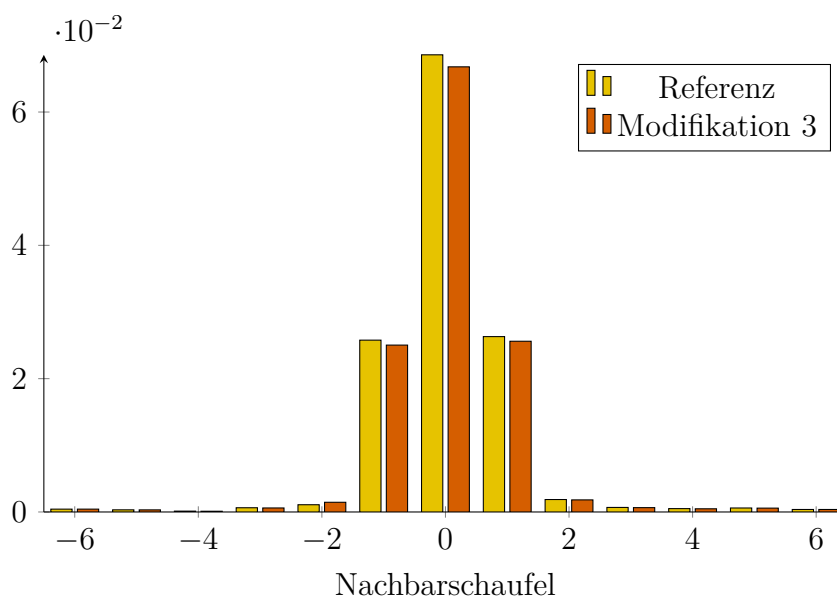


Abbildung 5.8: Realteil der Einflusskoeffizienten von Referenzblisk und Modifikation 3 im Arbeitspunkt

Amplitude der ersten Harmonischen abnehmen.

5.3.2 Schaufeldämpfung mit aerodynamischem Mistuning

Um den maximal möglichen Einfluss der Reparatur auf die aerodynamische Dämpfung einer Einzelschaufel abschätzen zu können, muss das aerodynamische Mistuning berücksichtigt werden. Im Schaufelverbund kann die Interaktion von Schaufeln mit unterschiedlicher Geometrie dazu führen, dass deren Dämpfung gegenüber der Reparatur alleine weiter verringert wird. Um die aerodynamische Dämpfung der Schaufeln mit aerodynamischem Mistuning zu ermitteln, wird das in Abschn. 3.3.1 beschriebene Vorgehen angewendet. Da der Einfluss der Modifikation 3 am größten ist, wird diese hier beispielhaft betrachtet. Im Umfeld dieser Schaufel befinden sich in beide Richtungen sieben Referenzschaufeln. Erst die jeweils achte Schaufel entspricht Modifikation 1 bzw. Modifikation 2.

Die Einflusskoeffizienten der Schaufel selbst und die der unmittelbaren Nachbarschaufeln bestimmen die minimale Dämpfung maßgeblich, da sie Mittelwert und Amplitude der ersten Harmonischen der Dämpfungskurve vorgeben. Die minimale aerodynamische Dämpfung kann demnach minimiert werden, indem der Einflussfaktor der Schaufel auf sich selbst möglichst klein und die Einflussfaktoren der unmittelbaren Nachbarschaufeln möglichst groß sind. Aus Abb. 5.8 lässt sich entnehmen, dass dies für die Kombination der Modifikation 3 an Position 0 mit der Referenzgeometrie an Position 1 und -1 zutrifft. Diese Konfiguration entspricht der der modifizierten Blisk, bei der die einzelnen Reparaturen jeweils von Profilen mit Referenzgeometrie umgeben sind. Da bereits nach der dritten Nachbarschaufel der Dämpfungseinfluss signifikant abnimmt, müssen für diesen Fall lediglich CFD-Simulationen der Referenzbeschaufelung und der modifizierte Geometrie durchgeführt werden.

Im Folgenden wird die individuelle Dämpfung der modifizierten Schaufel betrachtet.

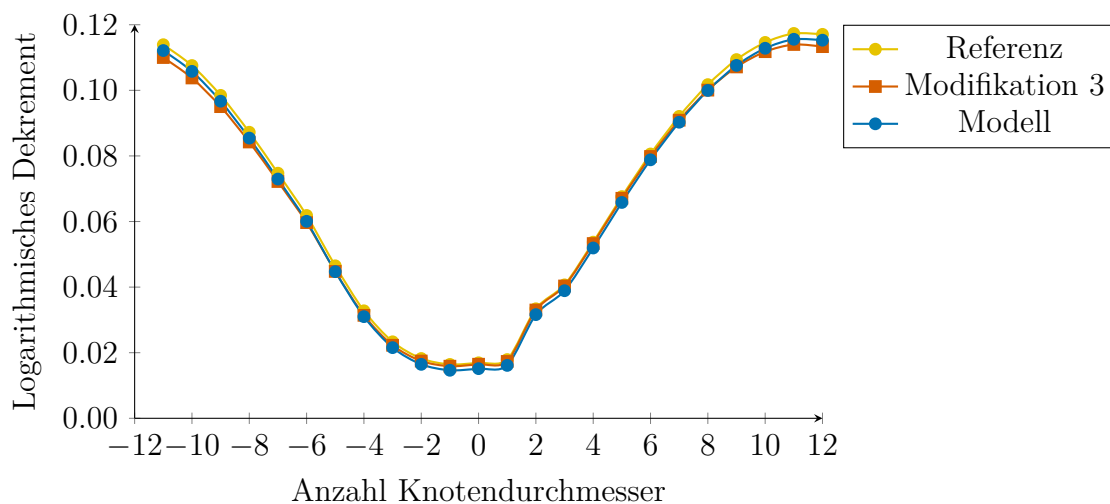


Abbildung 5.9: Dämpfungskurve des Modells im Vergleich zu Referenz und Modifikation 3

Dazu wird der Einflusskoeffizient der modifizierten Schaufel auf sich selbst mit den Einflusskoeffizienten der Referenzgeometrie für alle Nachbarschaufeln kombiniert. Es werden nur Einflusskoeffizienten bis zur sechsten Nachbarschaufel berücksichtigt. Mithilfe der inversen Fouriertransformation kann aus den Einflusskoeffizienten die modellierte Dämpfungskurve der modifizierten Schaufeln im Verbund rekonstruiert werden. Dadurch dass gegenüber der Referenzgeometrie der 0te Einflusskoeffizient ausgetauscht wird, wird die Dämpfungskurve der Referenzgeometrie lediglich parallel nach unten verschoben. Das Ergebnis der Modellierung ist in Abb. 5.9 gemeinsam mit den beiden Ausgangskurven dargestellt.

Der Betrag dieser Verschiebung beträgt

$$\Delta\Lambda \approx 0.0018.$$

Für die minimale Dämpfung der modifizierten Schaufel in der Umgebung von Referenzschaufeln entspricht dies eine Reduktion um 10%. Die Kopplung führt im Gegenzug dazu, dass sich die minimale aerodynamische Dämpfung der Nachbarschaufeln mit Referenzgeometrie um 2 bis 2.5% erhöht. Die Betrachtungen zeigen, dass aerodynamisches Mistuning durchaus zu einer Verringerung der aerodynamischen Dämpfung einzelner Schaufeln führen kann. Allerdings wird dies im Mittel durch die Anhebung der Dämpfung von benachbarten Schaufeln kompensiert.

5.3.3 Bewertung des Einflusses der Reparatur auf die Gesamtdämpfung

Die obigen Ergebnisse zeigen, dass aerodynamisches Mistuning potentiell einen negativen Einfluss auf die aeroelastische Stabilität einzelner Schaufeln einer Blisk haben kann. Um zu überprüfen, ob dies einen Einfluss auf das Schwingungsverhalten der gesamten Blisk haben kann, wurden Messungen der aerodynamischen Dämpfung an insgesamt 10 Betriebspunkten sowohl für die Referenzblisk als auch für die modifizierte Blisk

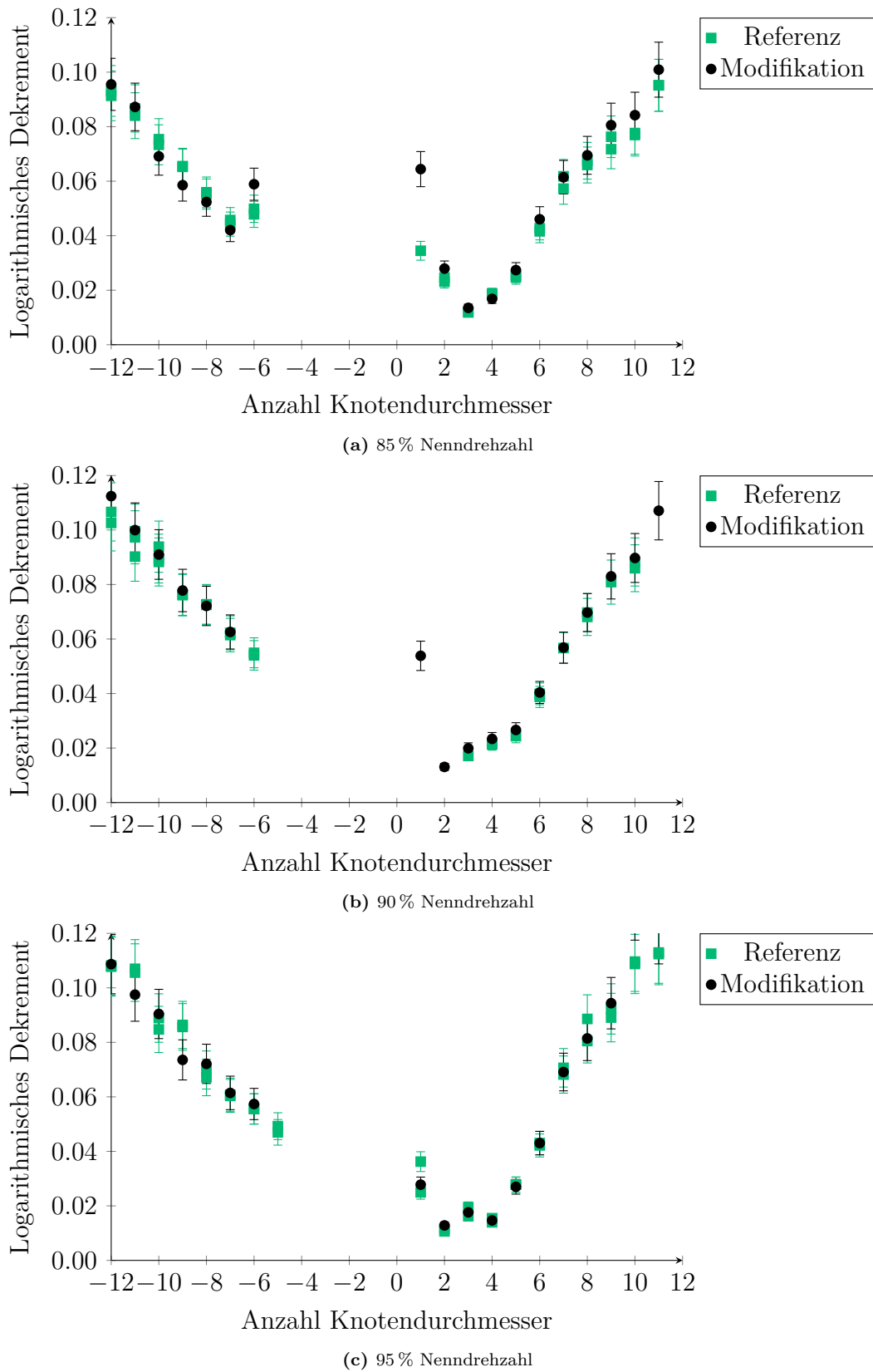


Abbildung 5.10: Vergleich der aerodynamischen Dämpfung von Referenzblisk und modifizierter Blisk; Fehlerbalken entsprechen 95% Konfidenzintervall der Amplitude

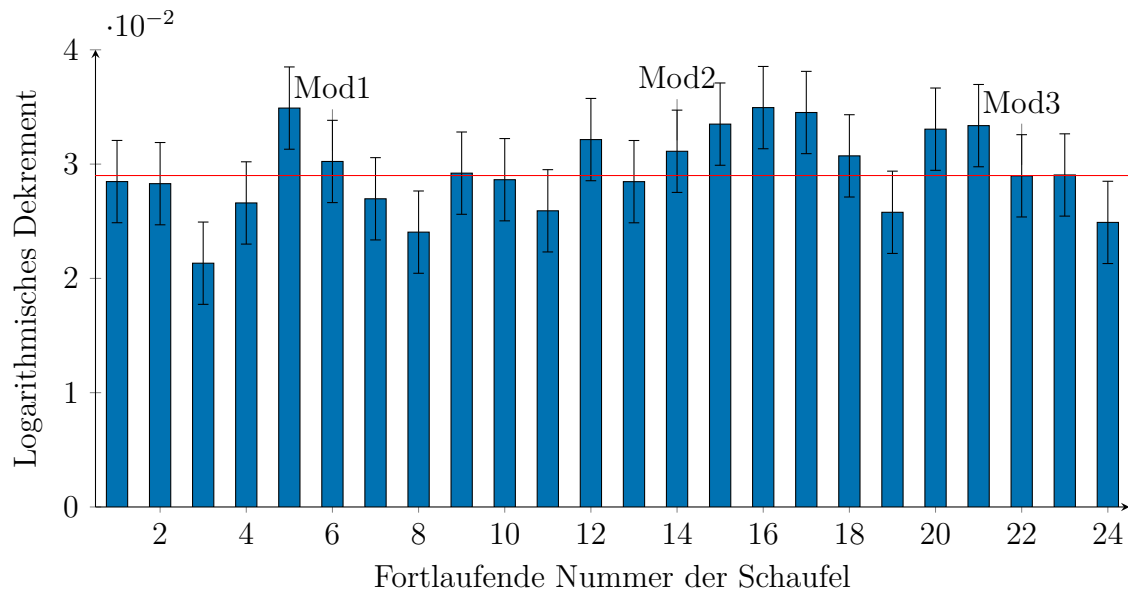


Abbildung 5.11: Experimentell ermittelte Dämpfung der einzelnen Schaufeln bei 95% Nenndrehzahl; Zuordnung der Modifikation zur Schaufelzahl: Mod1 - 6, Mod2 - 14, Mod3 - 22; Fehlerbalken entsprechen 95% Konfidenzintervall der Amplitude

durchgeführt. Die Ergebnisse sind exemplarisch in Abb. 5.10 für drei Betriebspunkte dargestellt.

Insgesamt bestätigen die Messergebnisse nicht, dass aerodynamisches Mistuning zu einer Reduktion der gesamten aerodynamischen Dämpfung und damit zu höheren Schwingungsamplituden führt. Im Gegenteil deutet der Trend eher auf eine leicht erhöhte Dämpfung hin. So liegt die Dämpfung der modifizierten Blisk bei nahezu allen positiven Knotendurchmessern bei 85% und 90% Nenndrehzahl oberhalb der Dämpfung der Referenzblisk. Bei 95% Nenndrehzahl ist im Rahmen der Messunsicherheit für keinen Knotendurchmesser eine nennenswerte Abweichung zu beobachten. Ein signifikanter Einfluss der Reparaturen auf das Schwingungsverhalten der Blisk ist auch an anderen Betriebspunkten nicht feststellbar.

Letztendlich lässt sich zusammenfassen, dass Blend-Reparaturen keinen negativen Einfluss auf die aeroelastische Stabilität infolge von aerodynamischem Mistuning haben. Die im Mittel leichte Erhöhung der aerodynamischen Dämpfung für viele Knotendurchmesser legt im Gegenteil nahe, dass das Mistuning insgesamt zu einer geringfügig erhöhten aeroelastischen Stabilität führt. Dies entspricht dem für rein strukturelles Mistuning erwarteten Verhalten.

5.3.4 Aerodynamische Dämpfung der Einzelschaufeln

Zuletzt wird geprüft, ob durch aerodynamisches Mistuning das Schwingungsverhalten einzelner Schaufeln beeinflusst werden kann. Das Vorgehen zur Bestimmung der aerodynamischen Dämpfung der Einzelschaufeln entspricht dem zur Bestimmung der Gesamtdämpfung. Allerdings wird hierfür die Frequenzantwort der einzelnen Schaufeln herangezogen. Für jeden Knotendurchmesser müssen demnach 24 Einzelauswertungen durchgeführt werden.

In Abb. 5.11 ist die aerodynamische Dämpfung der einzelnen Schaufeln für $ND = 5$ bei 95% Nenndrehzahl dargestellt. Die drei modifizierten Schaufeln sind in dem Diagramm gekennzeichnet, wobei sich die Modifikation 1 (bei 60% Schaufelhöhe) an Position 6, Modifikation 2 an Position 14 und Modifikation 3 an Position 22 befindet. Der Mittelwert inklusive Standardabweichung der gezeigten Messung beträgt $\Lambda = 0.029 \pm 0.0036$. Die ermittelte Gesamtdämpfung an diesem Punkt ist gleich 0.03, womit die Ergebnisse plausibel sind. Die relative Standardabweichung bezogen auf den Mittelwert beträgt etwas mehr als 10%, was ungefähr der maximal zu erwartenden Dämpfungsänderung für Modifikation 3 entspricht. Alle drei modifizierten Schaufeln weisen eine Dämpfung nahe dem Mittelwert auf.

Aufgrund der großen Streuung der Messwerte kann kein eindeutiger Trend für die aerodynamische Dämpfung der modifizierten Schaufeln festgestellt werden. Dies bedeutet, dass der Einfluss des aerodynamische Mistunings die ohnehin vorhandene Streuung der Dämpfung nicht übersteigt und deshalb in dem hier betrachteten Fall vernachlässigbar ist.

Kapitel 6

Schlussfolgerungen und Ausblick

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde ein einstufiger Axialverdichter mit einem Rotor in Blisk-Bauweise für aeroelastische Untersuchungen ausgelegt, gefertigt, aufgebaut und experimentell sowie numerisch untersucht. Insbesondere sollte in diesem Zusammenhang der Einfluss von Schaufelreparaturen auf die aeroelastischen Eigenschaften der Blisk bewertet werden. Die zugrundeliegende Arbeitshypothese ist, dass Schaufelreparaturen das aeroelastische Verhalten von Blisks beeinflussen, sodass während des Reparaturprozesses gezielt auf die zu erwartende aerodynamische Schwingungsanregung Einfluss genommen werden muss.

6.1 Vernachlässigbarer Einfluss der Blendreparaturen auf die aerodynamische Dämpfung

Die besondere Herausforderung bei der Bewertung der aeroelastischen Auswirkungen verhältnismäßig großer Geometriemodifikationen infolge von Blendreparaturen ist, dass diese nur an einzelnen Schaufeln auftreten und eine zyklisch symmetrische Simulation damit kein korrektes Ergebnis liefern kann. Unter Berücksichtigung des Einflusses der Nachbarschaufeln müsste eine vollständige Simulation mindestens drei Passagen einschließen. Insbesondere mit Blick auf eine schnelle Bewertung im Rahmen von Schaufelreparaturen ist ein solches Vorgehen nicht praktikabel. Im Idealfall ist deshalb eine Berücksichtigung nicht notwendig. Maximal sollte nur eine Neuberechnung der reparierten Schaufel in Kombination mit Vorausberechnungen der Referenzbeschaufelung notwendig sein.

In Kap. 3 wurde ein Verfahren vorgestellt, mit dessen Hilfe eine solche Modellierung erfolgen kann. Hierzu wird angenommen, dass die reparierte Schaufel von anderen Schaufeln umgeben ist, die im Wesentlichen der Referenzgeometrie entsprechen. Der Ansatz basiert darauf, dass jeweils für die Referenzgeometrie und die Reparaturgeometrie die Einflusskoeffizienten aus der Dämpfungskurve bestimmt werden. Die Modellierung der Dämpfung der reparierten Schaufeln im Verbund mit Referenzschaufeln kann dann aus der Kombination der jeweiligen Einflusskoeffizienten rekonstruiert werden. Für die reparierte Schaufel wird der Einflussfaktor der Schaufel auf sich selbst verwendet, während der Einfluss der Nachbarschaufeln durch die übrigen Einflussfaktoren der Referenzgeometrie repräsentiert wird. Die Änderung der minimalen aerodynamischen

Dämpfung lässt sich damit für diesen Fall aus der Differenz der Einflussfaktoren der Schaufeln auf sich selbst ableiten. Dieses Verfahren ist sehr effizient und kann innerhalb von relativ kurzer Zeit Ergebnisse liefern.

Um den Einfluss von Blend-Reparaturen auf die aeroelastische Dämpfung experimentell zu bestätigen, wurden Experimente mit einer Referenzblisk und einer modifizierten Blisk mit eingebrachten Schaufelreparaturen durchgeführt. An mehreren Betriebspunkten wurde die Beschauelung durch ein akustisches Anregungssystem in Schwingung versetzt und die Antwortamplitude mithilfe eines Tip-Timing-Systems während einer Resonanzdurchfahrt gemessen. Im Anschluss wurde aus dieser Frequenzantwort die Gesamtdämpfung bestimmt, die in guter Näherung der aerodynamischen Dämpfung entspricht. Hierbei hat sich gezeigt, dass die Messung der aerodynamischen Dämpfung eine gute Wiederholgenauigkeit aufweist.

Einschränkungen ergeben sich dabei durch die Schwingungsanregung. Diese erfolgt mithilfe eines akustischen Anregungssystems, das sich letztlich das Aliasing zwischen der Anregungsfrequenz und der Schaufelschwingung zu Nutze macht und einzelne Knotendurchmesser (Phasenwinkel zwischen benachbarten Schaufeln) gezielt anregen kann. Dies bedingt einerseits, dass es abhängig von der Rotordrehzahl zur Überlagerung von angeregten Modenfamilien kommen kann. Andererseits besitzen die eingesetzten Lautsprecher nur einen eingeschränkten Frequenzbereich, sodass bestimmte Knotendurchmesser nicht angeregt werden können. Auch ist die Lautsprecheröffnung nicht unendlich klein, sodass beim Überstreichen der Schaufel über die Öffnung nicht nur der gewünschte Druck, sondern ein Druckverlauf aufgeprägt wird. Dies begrenzt die Anregungsfrequenz nach oben. Dennoch hat sich gezeigt, dass die Dämpfung für viele Knotendurchmesser zuverlässig bestimmt werden kann.

Die Modellierung der Dämpfung der Blisk mit Blend-Reparaturen legt nahe, dass aerodynamisches Mistuning bei bestimmten Schaufelanordnungen zu einer Verringerung der aerodynamischen Dämpfung führen kann. Bei der hier betrachteten Blisk beträgt diese Differenz bis zu 10 %. Der Vergleich der modifizierten Blisk mit der Referenzblisk im Experiment zeigt allerdings keinen sichtbaren negativen Einfluss der Reparaturen auf die aerodynamische Dämpfung. Im Gegenteil weisen die Messergebnisse im Mittel eine sehr kleine Erhöhung der Dämpfung gegenüber der Referenzblisk auf. Falls vorhanden ist die Dämpfungsverringerung von Biegeschwingungen in Folge der Reparaturen ist so gering, dass nicht anzunehmen ist, dass hierdurch Flattern induziert werden kann.

Messungen der aerodynamischen Dämpfung der Einzelschaufeln bestätigen diese Ergebnisse im Wesentlichen, da die gemessene Dämpfung der Schaufeln mit Reparaturen innerhalb der Messwertstreuung liegt. Die Arbeitshypothese kann abschließend widerlegt werden. Schaufelreparaturen haben keinen signifikanten Einfluss auf die aeroelastische Stabilität der Verdichterblick. Dies bedeutet für den Reparaturprozess, dass keine gesonderte Betrachtung des aerodynamischen Mistunings notwendig ist.

Dennoch wurde mit dem Versuchsaufbau eine gute Basis für weitere Untersuchungen geschaffen. Im Folgenden sollen mögliche weiterführende Arbeiten erörtert werden.

6.2 Referenzprüfstand

Wie bereits in der Einleitung beschrieben, gibt es nur eine sehr geringe Anzahl Axialverdichter-Prüfstände, die als Vergleichsfall für Aeroelastik-Simulationen zur Verfügung stehen. Ausführlich untersuchte Fälle, insbesondere im Zusammenhang mit Flattern, unterliegen oft der Geheimhaltung von Unternehmen. Der hier zu Verfügung stehende einstufige Axialverdichter ist hingegen durch öffentliche Mittel finanziert worden und eignet sich deshalb sehr gut als Forschungsbasis. Darüber hinaus ist insbesondere der Rotor so gestaltet, dass die Blisk unter Einhaltung der Randbedingungen des Festigkeitsnachweises flexibel durch andere Blisks ausgetauscht werden kann.

Die Ergebnisse der experimentellen Dämpfungsmessung belegen darüber hinaus, dass das verwendete Verfahren großes Potential besitzt. Unter Berücksichtigung einiger Einschränkungen kann die aerodynamische Dämpfung bei gezielter Anregung bestimmter Knotendurchmesser mit guter Genauigkeit gemessen werden. Die Experimente zeigen allerdings auch auf, dass bei zunehmender Ablösung der Strömung die Abweichungen zwischen Experiment und Numerik immer größer werden. Während dies in Teilen auf die Schwierigkeiten bei der Abstimmung der Betriebspunkte (auf die im Folgenden noch eingegangen wird) zurückzuführen ist, kommen hier andererseits die Defizite der linearisierten Simulation zum Tragen. Anhand dieser Ergebnisse lassen sich demnach alternative Ansätze zur Simulation der Aeroelastik validieren und vergleichen.

Darüber hinaus wurden während der Durchführung der experimentellen Untersuchung starke Schaufelschwingungen bei Strömungsablösung festgestellt, wobei bisher nicht eindeutig identifiziert werden konnte, ob es sich dabei um Stall-Flattern oder durch Rotating Stall induzierte Schaufelschwingungen handelt. Die reproduzierbare Auslösung dieser Schwingungen und Messbarkeit mit der vorhandenen Instrumentierung macht diese Betriebspunkte interessant für weiterführende numerische Untersuchungen.

Für alle weiterführenden Arbeiten sollten allerdings Modifikationen des Prüfstands in Erwägung gezogen werden.

6.2.1 Verstellbarer Stator

Der ursprüngliche Gedanke, der dem Einsatz des verstellbaren Leitgitters zugrunde lag, war die Betriebssicherheit. Dabei wurde davon ausgegangen, dass eine Entlastung des Rotors unmittelbarer durch das Leitgitter erfolgen kann als durch die Drossel, sodass im Falle von Flattern schnell ein sicherer Betriebszustand wiederhergestellt werden kann. Darüber hinaus sollte der verstellbare Stator ein erweitertes Kennfeld des Rotors ermöglichen, um einen flatterfähigen Betriebszustand zu finden. Hieraus konnte allerdings bisher nur ein geringer Nutzen gezogen werden. Dies ist unter anderem darauf zurückzuführen, dass der Schwerpunkt der Untersuchungen auf die Dämpfungsbestimmung mithilfe der akustischen Anregung gelegt worden ist.

Im Versuchsbetrieb hat sich gezeigt, dass die Drossel für die Herstellung eines sicheren Betriebs ausreichend ist. Der Axialverdichter konnte zu jeder Zeit problemlos aus dem Stall in einen sicheren Betriebszustand überführt werden. Dem stehen die durch

die Verstellbarkeit notwendigerweise entstehenden Schaufelspalte gegenüber. Diese erhöhen den Aufwand der numerischen Simulation deutlich und führen im Rahmen dieser Arbeit dazu, dass die gemessenen Druckverhältnisse bei gleichem Massenstrom teilweise deutlich von denen der Simulation abweichen. Es ist deshalb angeraten, bei zukünftigen Arbeiten entweder die Schaufelspalte in der Strömungssimulation zu berücksichtigen oder das verstellbare Leitgitter durch ein fest installiertes zu ersetzen.

Der Einsatz eines fest installierten Stators bietet neben der vereinfachten Simulation den weiteren Vorteil, dass eine bessere Instrumentierung ermöglicht wird. So war aufgrund der Verstellvorrichtung eine Mehrlochsondenmessung hinter dem Rotor und in der Nähe des Stators nicht möglich. Die bessere Abstimmung der Strömungslösung auf das Experiment ist eine Grundvoraussetzung für die Schaffung eines Referenzfalls, sodass auch eine weiter verbesserte Instrumentierung notwendig ist.

6.2.2 Messung der Schaufelschwingungen

In seinem derzeitigen Aufbau erlaubt der Prüfstand nur die Messung von Schaufelschwingungen (und damit der aerodynamischen Dämpfung) mittels eines Tip-Timing-Systems. Da einerseits beim Einsetzen von Strömungsablösungen die Abweichung dieser Messungen von den numerischen Ergebnissen sehr groß wird und andererseits die Messung der Dämpfung von Einzelschaufeln über das Tip-Timing-System nicht möglich ist, wäre der Einsatz weiterer Messtechnik erstrebenswert. Der Einsatz von Dehnungsmessstreifen würde vor allem eine Validierung der Ergebnisse am Axialverdichterprüfstand ermöglichen. Unter Umständen könnte hierdurch auch eine Messung der Dämpfung einzelner Schaufeln ermöglicht werden, vorausgesetzt der Einfluss der Dehnungsmessstreifen auf die Aeroelastik ist geringer als der der Reparaturen.

6.3 Weiterentwicklung der Anregung

Im Rahmen dieser Arbeit wurden mehrfach sowohl die Vorteile als auch die Nachteile der akustischen Anregung aufgezeigt. Zu einem wesentlichen Nachteil gehört, dass die Anregungsfrequenz durch die endlich große Lautsprecheröffnung nach oben begrenzt ist. Unter anderem dadurch ist auch die Anzahl anregbarer Knotendurchmesser stark begrenzt. Darüber hinaus kann keine gezielte Anregung bestimmter Schaufelregionen erfolgen.

Abhilfe schaffen könnte eine Anpassung der Lautsprecheröffnung an die Schaufelgeometrie und die anzuregende Modenfamilie. Durch eine begrenzte Breite der Öffnung normal zur Schaufeloberfläche könnte der Druckimpuls deutlich gezielter aufgebracht werden. Da die Lautsprecheröffnung in Form von additiv gefertigten Stopfen austauschbar ist, bietet der Prüfstand gute Voraussetzungen zur Weiterentwicklung und Erprobung des Anregungssystems.

Neben der akustischen Anregung besteht auch die Möglichkeit der Anregung durch Luftstöße. Diese ermöglicht eine sehr viel kleineren Öffnung und damit möglicherweise eine noch gezieltere Schwingungsanregung. Voraussetzung dafür ist allerdings eine präzise und sehr schnelle Druckregelung, die sich mit Hilfe von Lautsprechern sehr viel einfacher bewerkstelligen lässt.

6.4 Untersuchung weiterer Verdichterkonfigurationen

Die Auslegung der Blisk erfolgte vor dem Hintergrund, dass eine mögliche Flatterfähigkeit berücksichtigt werden musste. Die daraus resultierenden Anforderungen an die Auslegung haben dafür gesorgt, dass der Parameterraum stark eingeschränkt wurde. Hinzu kam die Befürchtung, dass eine einstufige Konfiguration mit zu geringem Druckverhältnis in dem ursprünglich für mehrstufige Verdichter ausgelegten Prüfstand nicht betriebsfähig sein könnte, die sich allerdings als unberechtigt herausgestellt hat.

Mit Blick auf die Erfahrungen aus dem Experiment und die neuen Möglichkeiten eines Kreisbetriebs im Forschungsbau Dynamik der Energiewandlung (DEW) am Campus Maschinenbau der Leibniz Universität Hannover in Garbsen kann der Auslegungsspielraum deutlich erweitert werden. Dadurch wird einerseits die Untersuchung von Verdichterstufen mit Ähnlichkeit zu Auslegungen von Industriepartnern möglich. Andererseits könnte eine deutliche Flexibilisierung der Anströmbedingungen und damit der aerodynamischen Drehzahl tatsächlich die Untersuchung einer im Kennfeld flatterfähigen Beschau felung ermöglichen.

Literaturverzeichnis

- Andrews, S. J. (1949): Tests Related to the Effect of Profile Shape and Camberline on Compressor Cascade Performance. HM Stationery Office.
- AneCom AeroTest GmbH (2016): Technischer Bericht: Detailkonstruktion, Berechnung und Fertigung eines Verdichtertrotors inklusive zweier Verdichterblisks. Wildau.
- Aschenbruck, Jens und Seume, Joerg R. (2015): Experimentally Verified Study of Regeneration-Induced Forced Response in Axial Turbines. In: Journal of Turbomachinery, Band 137(3). ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.4028350.
- Belz, Joachim und Hennings, Holger (2006): Experimental Flutter Investigations of an Annular Compressor Cascade: Influence of Reduced Frequency on Stability. In: Hall, Kenneth C.; Kielb, Robert E. und Thomas, Jeffrey P. (Hg.) Proceedings of the 11th International Symposium on Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics and Aeroelasticity of Turbomachines (ISUAAAT). S. 77–91. ISBN 978-1-4020-4605-6. doi:10.1007/1-4020-4605-7_7.
- Bendiksen, O. O. (1984): Flutter of Mistuned Turbomachinery Rotors. In: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Band 106(1):S. 25–33. ISSN 0742-4795. doi:10.1115/1.3239546.
- Boyer, Rodney; Welsch, Gerhard und Collings, E. W. (2007): Materials properties handbook: Titanium alloys. ASM International, Materials Park, Ohio, vierte Auflage. ISBN 9780871704818.
- Clark, William S. und Hall, Kenneth C. (2000): A Time-Linearized Navier–Stokes Analysis of Stall Flutter. In: Journal of Turbomachinery, Band 122(3):S. 467. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.1303073.
- Collar, A. R. (1946): The Expanding Domain of Aeroelasticity. In: The Aeronautical Journal, Band 50(428):S. 613–636. ISSN 0368-3931.
- Crawley, E. F. (1988): Aeroelastic Formulation for Tuned and Mistuned Rotors. In: AGARD Manual on Aeroelasticity in Axial-Flow Turbomachines, Vol. 2, Structural Dynamics and Aeroelasticity, Chapter 19, Advisory Groupo for Aerospace Research and Development, Neuilly-sur-Seine.
- Cumpsty, N. A. (2004): Compressor aerodynamics. Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, reprint edition 2004 w/new preface, introduction and updated bibliography Auflage. ISBN 9781575242477.

- Denkena, Berend; Boess, Volker; Nespor, Dennis; Floeter, Felix und Rust, Felix (2015): Engine blade regeneration: a literature review on common technologies in terms of machining. In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Band 81(5):S. 917–924. ISSN 1433-3015. doi:10.1007/s00170-015-7256-2.
- Eberlein, Armin und Schneider, Albert-Valentin (2005): *Verfahren und Vorrichtung zur Reparatur von integral beschauften Rotoren*: Patentschrift. MTU Aero Engines GmbH, Dachauer Str. 665, DE 80995 München.
- Ekici, Kivanc; Kielb, Robert E. und Hall, Kenneth C. (2013): The effect of aerodynamic asymmetries on turbomachinery flutter. In: *Journal of Fluids and Structures*, Band 36:S. 1–17. ISSN 0889-9746. doi:10.1016/j.jfluidstructs.2012.08.009.
- El-Aini, Y. M.; Bankhead, H. R. und Meece, C. E. (1986): Subsonic/Transonic Stall Flutter Investigation of an Advanced Low Pressure Compressor. In: *Proceedings of the ASME 1986 International Gas Turbine Conference and Exhibit*, American Society of Mechanical Engineers, Band 1, S. V001T01A032. doi:10.1115/86-GT-90.
- Fabunmi, J. A. (1980): Forced Vibrations of a Single Stage Axial Compressor Rotor. In: *Journal of Engineering for Power*, Band 102(2):S. 322–328. ISSN 0022-0825. doi:10.1115/1.3230255.
- Freund, O. (2015): *Akustische Anregung von Schaufelschwingungen in Turbomaschinen*. Dissertation, Leibniz Universität Hannover.
- Freund, O.; Montgomery, M.; Mittelbach, M. und Seume, J. R. (2014): Non-contact test set-up for aeroelasticity in a rotating turbomachine combining a novel acoustic excitation system with tip-timing. In: *Measurement Science and Technology*, Band 25(3):S. 035008. ISSN 0957-0233. doi:10.1088/0957-0233/25/3/035008.
- Freund, Oliver; Bartelt, Michael; Mittelbach, Marc; Montgomery, Matthew; Vogt, Damian M. und Seume, Joerg R. (2013): Impact of the Flow on an Acoustic Excitation System for Aeroelastic Studies. In: *Journal of Turbomachinery*, Band 135(3). ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.4007511.
- Garzon, Victor E. und Darmofal, David L. (2003): Impact of Geometric Variability on Axial Compressor Performance. In: *Journal of Turbomachinery*, Band 125(4):S. 692–703. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.1622715.
- Geffert, Nicole (2007): *Die Reparatur-Spezialisten*. MTU Aero Engines Holding AG, München.
- Grieb, Hubert (2009): *Verdichter für Turbo-Flugtriebwerke*. Springer-Verlag. ISBN 3540343741.
- Hellemann, Leslie M.; English, Christopher L.; Borne, Bruce L. und Glover, Ronald C. (2003): *Blisk Weld Repair*: Patent. General Electric Company, Schenectady, NY.

- Hobbs, D. E. und Weingold, H. D. (1984): Development of Controlled Diffusion Airfoils for Multistage Compressor Application. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Band 106(2):S. 271–278. ISSN 0742-4795. doi:10.1115/1.3239559.
- Hoffmann, Thomas; Jahn, Martin; Scheidt, Lars Panning-von und Wallaschek, Jörg (2020): Modal Excitation of Circular Rotating Structures Using an Innovative Electromagnetic Device. In: Mains, Michael L. und Dilworth, Brandon J. (Hg.) *Topics in Modal Analysis & Testing*, Volume 8. Springer International Publishing and Springer, Cham, Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series, S. 153–162. ISBN 978-3-030-12684-1.
- Hohl, Andreas; Siewert, Christian; Panning, Lars und Wallaschek, Jörg (2009): A Substructure Based Reduced Order Model for Mistuned Bladed Disks. In: *Proceedings of the International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. American Society of Mechanical Engineers, S. 899–906. doi:10.1115/DETC2009-87459.
- Holland, Darren E.; Epureanu, Bogdan I. und Filippi, Sergio (2012): Structural Damping Identification for Mistuned Bladed Disks and Blisks. In: *Journal of Vibration and Acoustics*, Band 134(2). ISSN 1048-9002. doi:10.1115/1.4005009.
- Holzinger, F.; Biela, C.; Schiffer, H.-P.; Östlund, J. und Mårtensson, H. (2009): Development of an Excitation System for Forced Response Investigations in the TU Darmstadt Compressor. In: *Proceedings of the 12th International Symposium on Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics and Aeroelasticity of Turbomachines (ISUAAAT)*. S. 64–77.
- Holzinger, F.; Wartzek, F.; Schiffer, H.-P.; Leichtfuss, S. und Nestle, M. (2016): Self-Excited Blade Vibration Experimentally Investigated in Transonic Compressors: Acoustic Resonance. In: *Journal of Turbomachinery*, Band 138(4). doi:10.1115/1.4032042.
- Howell, A. R. (1942): The Present Basis of Axial Flow Compressor Design - Part I: Cascade Theory and Performance, Band 2095 von A.R.C. technical report. His Majesty's Stationery Office, London.
- Howell, A. R. (1945): Fluid Dynamics of Axial Compressors. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Band 153(1):S. 441–452. ISSN 0020-3483. doi:10.1243/PIME_PROC_1945_153_049_02.
- Jeffers, James D. und Meece, Carl E. (1975): F100 Fan Stall Flutter Problem Review and Solution. In: *Journal of Aircraft*, Band 12(4):S. 350–357. ISSN 0021-8669. doi:10.2514/3.44454.
- Jeffers, T. R.; Kielb, J. J. und Abhari, R. S. (2000): A Novel Technique for the Measurement of Blade Damping Using Piezoelectric Actuators. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2000*. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, Band 4 von ASME Turbo Expo, S. V004T03A005. doi:10.1115/2000-GT-0359.

- Jensen, J. W. (1959): Damping Capacity: Its Measurement and Significance - Report of Investigations 5441. U.S. Department of the Interior, Bureau of Mines.
- Keller, C.; Willeke, T.; Burrafato, S. und Seume, J. R. (2015): Design Process of a 1.5-stage axial compressor for experimental flutter investigations. In: Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2015. Tokyo, S. 1130–1139.
- Keller, Christian; Kellersmann, Andreas; Friedrichs, Jens und Seume, Joerg R. (2017): Influence of Geometric Imperfections on Aerodynamic and Aeroelastic Behavior of a Compressor Blisk. In: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2017. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection. doi:10.1115/GT2017-63556.
- Kellersmann, Andreas; Reitz, Gerald und Friedrichs, Jens (2014): Numerical Investigation of Circumferential Coupled Deterioration Effects of a Jet Engine Compressor Front Stage Compared to BLISK Geometry. In: Procedia CIRP, Band 22:S. 249–255. ISSN 2212-8271. doi:10.1016/j.procir.2014.07.006.
- Kersken, Hans-Peter; Ashcroft, Graham; Frey, Christian; Pütz, Oliver; Stürer, Heinrich und Schmitt, Stefan (2012a): Validation of a Linearized Navier-Stokes Based Flutter Prediction Tool: Part 1–Numerical Methods. In: ASME Turbo Expo. S. 1355–1363. doi:10.1115/GT2012-68018.
- Kersken, Hans-Peter; Frey, Christian; Voigt, Christian und Ashcroft, Graham (2012b): Time-Linearized and Time-Accurate 3D RANS Methods for Aeroelastic Analysis in Turbomachinery. In: Journal of Turbomachinery, Band 134(5):S. 1024. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.4004749.
- Kielb, Robert E.; Feiner, Drew M.; Griffin, Jerry H. und Miyakozawa, Tomokazu (2004): Flutter of Mistuned Bladed Disks and Blisks With Aerodynamic and FMM Structural Coupling. In: Proceedings of the ASME Turbo Expo. American Society of Mechanical Engineers, S. 573–579. doi:10.1115/GT2004-54315.
- Kielb, Robert E. und Kaza, KRV (1983): Aeroelastic Characteristics of a Cascade of Mistuned Blades in Subsonic and Supersonic Flows. In: Journal of Vibration Acoustics Stress and Reliability in Design, Band 105(4):S. 425. ISSN 07393717. doi:10.1115/1.3269124.
- Koch, C. C. und Smith, L. H. (1976): Loss Sources and Magnitudes in Axial-Flow Compressors. In: Journal of Engineering for Power, Band 98(3):S. 411–424. ISSN 0022-0825. doi:10.1115/1.3446202.
- Kurkov, A. P. (1984): Measurements of Self-Excited Rotor-Blade Vibrations Using Optical Displacements. In: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Band 106(1):S. 44–49. doi:10.1115/1.3239549.
- Lange, Alexander; Voigt, Matthias; Vogeler, Konrad; Schrapp, Henner; Johann, Erik und Gümmer, Volker (2012): Impact of Manufacturing Variability on Multistage High-Pressure Compressor Performance. In: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Band 134(11). ISSN 0742-4795. doi:10.1115/1.4007167.

- Lange, Martin; Mailach, Ronald und Vogeler, Konrad (2010): An Experimental Investigation of Shrouded and Cantilevered Compressor Stators at Varying Clearance Sizes. In: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2010. American Society of Mechanical Engineers, S. 75–85. doi:10.1115/GT2010-22106.
- Lee, Y. T. und Welsch, G. (1990): Young's modulus and damping of Ti-6Al-4V alloy as a function of heat treatment and oxygen concentration. In: Materials Science and Engineering: A, Band 128(1):S. 77–89. ISSN 0921-5093. doi:10.1016/0921-5093(90)90097-M.
- Leichtfuß, S.; Holzinger, F.; Brandstetter, C.; Wartzek, F. und Schiffer, H. P. (2013): Aeroelastic Investigation of a Transonic Research Compressor. In: ASME Turbo Expo. doi:10.1115/GT2013-94730.
- Lieblein, Seymour; Schwenk, Francis C. und Broderick, Robert L. (1953): Diffusion factor for estimating losses and limiting blade loadings in axial-flow-compressor blade elements, Band E53D01 von NACA research memorandum. National Advisory Committee for Aeronautics, Washington.
- Lubomski, Joseph F. (1980): Status of NASA Full-Scale Engine Aeroelasticity Research. In: NASA Technical Memorandum, Band 81500.
- Martensson, Hans; Östlund, Jan; Bladh, Ronnie und Grüber, Björn (2011): Design and Analysis of a Transonic Flutter Research Compressor. In: Proceedings of the 15th International Forum on Aeroelasticity and Structural Dynamics (IFASD 2011). Paris.
- May, Markus (2012a): Linearized flutter investigations of mistuned turbomachinery blading. Dissertation, Institut für Aeroelastik, DLR, Göttingen.
- May, Markus (2012b): Reduced Order Modeling for the Flutter Stability Analysis of a Highly Loaded Transonic Fan. In: ASME Turbo Expo. S. 1593–1602. doi:10.1115/GT2012-69775.
- McDougall, N. M.; Cumpsty, N. A. und Hynes, T. P. (1990): Stall Inception in Axial Compressors. In: Journal of Turbomachinery, Band 112(1):S. 116–123. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.2927406.
- Meinzer, Christopher Emmanuel (2020): Quantifizierung der aerodynamischen Dämpfung. Dissertation, Leibniz Universität Hannover. doi:10.15488/9800.
- Miedlar, Peggy C.; Berens, Alan P.; Gunderson, Allan und Gallagher, J. P. (2002): USAF Damage Tolerant Design Handbook: Guidelines For the Analysis and Design of Damage Tolerant Aircraft Structures. University of Dayton Research Institute.
- Mikolajczak, A.; Arnoldi, R. A.; Snyder, L. E. und Stargardter, H. (1975): Advances in Fan and Compressor Blade Flutter Analysis and Predictions. In: Journal of Aircraft, Band 12(4):S. 325–332. ISSN 0021-8669. doi:10.2514/3.44451.

- Morrison, C. R.; Provenza, A.; Kurkov, A.; Montague, G.; Duffy, K.; Mehmed, O.; Johnson, D. und Jansen, R. (2005): Fully suspended, five-axis, three-magnetic-bearing dynamic spin rig with forced excitation. In: *Experimental Mechanics*, Band 45(3):S. 226–237. ISSN 1741-2765. doi:10.1007/BF02427946.
- Norton, Michael P. und Karczub, Denis G. (2003): *Fundamentals of noise and vibration analysis for engineers*. Cambridge Univ. Press, Cambridge, zweite Auflage. ISBN 9780521499132.
- Petricone, Ralph und Sisto, Fernando (1971): Vibration Characteristics of Low Aspect Ratio Compressor Blades. In: *Journal of Engineering for Power*, Band 93(1):S. 103–112. ISSN 0022-0825. doi:10.1115/1.3445372.
- Platzer, Max F. und Carta, Franklin O. (1987): *AGARD Manual on Aeroelasticity in Axial-Flow Turbomachines: Volume 1 - Unsteady Turbomachinery Aerodynamics*. AGARD, Neuilly-sur-Seine, France.
- Pohle, Linus (2017): *Schwingungsverhalten verstimmtter zyklischer Systeme und deren Optimierung durch bewusste Verstimmung*. Dissertation, Leibniz Universität Hannover.
- Poli, F.; Gambini, E.; Arnone, A. und Schipani, C. (2006): A 3D time-linearized method for turbomachinery blade flutter analysis. In: *11th International Symposium on Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics and Aeroelasticity of Turbomachines (ISUAAAT)*. S. 4–8.
- Reid, Lonnie und Moore, Royce D. (1980): Experimental Study of Low Aspect Ratio Compressor Blading. In: *Proceedings of the 25th International Gas Turbine Conference*. Band 1A.
- Reitz, Gerald und Friedrichs, Jens (2015): Procedure for Analyzing, Manipulating and Meshing of Compressor Blades to Simulate their Flow. In: *International Gas Turbine Conference*, Tokyo, Japan, 2015.
- Repar, P. (2006): Development of an Efficient and Robust Linearised Navier-Stokes Flow Solver. In: Hall, Kenneth C.; Thomas, Jeffrey P. und Kielb, Robert E. (Hg.) *Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics and Aeroelasticity of Turbomachines*, Springer, Dordrecht, S. 437–448. ISBN 9781402042676.
- Rice, Tim; Bell, David und Singh, Gurnam (2009): Identification of the Stability Margin Between Safe Operation and the Onset of Blade Flutter. In: *Journal of Turbomachinery*, Band 131(1). ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.2812339.
- Sanz Luengo, Antonio; Vogt, Damian M.; Schmitt, Stefan und Fransson, Torsten H. (2012): Validation of Linearized Navier-Stokes Based Flutter Prediction Tool: Part 2—Quantification of the Prediction Accuracy on a Turbine Test Case. In: *ASME Turbo Expo*. S. 1581–1592. doi:10.1115/GT2012-69682.

- Schwartz, Brian J.; Erickson, Robert E.; Faughnan, Paul R. und Vailette, Bernard D. (2009): Method for Restoring Airfoil Contour on Integrally Bladed Rotors: Patent. Pratt & Whitney.
- Schwerdt, Lukas; Berger, Ricarda; Keller, Christian; Panning-von Scheidt, Lars; Wallaschek, Jörg; Rolfes, Raimund und Seume, Jörg (2017): Influence of Blade Repairs on Compressor Blisk Vibration Considering Aerodynamic Damping and Mistuning. In: Proceedings of Shanghai 2017 Global Power and Propulsion Forum.
- Srinivasan, A. V. (1997): Flutter and Resonant Vibration Characteristics of Engine Blades. In: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Band 119(4):S. 742–775. ISSN 0742-4795. doi:10.1115/1.2817053.
- Stargardter, H. (1979): Subsonic/Transonic Stall Flutter Study. In: NASA CR-165256.
- Theodorsen, Theodore (1935): General theory of aerodynamic instability and the mechanism of flutter. In: NACA, Technical Report 496, S. 413–433.
- Traupel, Walter (2001a): Thermische Turbomaschinen. Band 1. Klassiker der Technik. Springer, Berlin, vierte Auflage.
- Traupel, Walter (2001b): Thermische Turbomaschinen. Band 2. Klassiker der Technik. Springer, Berlin, vierte Auflage. ISBN 9783642621031. doi:10.1007/978-3-642-17465-0.
- Turanskyj, J. L. (1971): Rechnerische und Experimentelle Untersuchungen über das Betriebsverhalten eines dreistufigen Axialverdichters hoher Stufenleistung. Dissertation, Leibniz Universität Hannover.
- Turanskyj, J. L. (1972): Design and operating characteristics of a three-stage axial compressor of high stage performance. In: Von Karman Institute for Fluid Dynamics Lecture Series 47 – Industrial Turbo Compressors.
- Tyler, J. M. und Sofrin, T. G. (1962): Axial Flow Compressor Noise Studies. In: SAE Technical Paper Series, SAE International, SAE Technical Paper Series, S. 620532. doi:10.4271/620532.
- Vahdati, M. und Imregun, M. (1996): A Non-Linear Aeroelasticity Analysis of a Fan Blade Using Unstructured Dynamic Meshes. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, Band 210(6):S. 549–564. ISSN 0954-4062. doi:10.1243/PIME_PROC_1996_210_230_02.
- Vahdati, Mehdi und Cumpsty, Nick (2016): Aeroelastic Instability in Transonic Fans. In: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Band 138(2). ISSN 0742-4795. doi:10.1115/1.4031225.
- Vogt, Damian (2012): Current Research on Turbomachinery Flutter Within the EU Collaborative Research Project FUTURE. In: Proceedings of the 13th International Symposium on Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics and Aeroelasticity of Turbomachines (ISUAAAT). S. I–9.

- Walkenhorst, J. (2000): Axialverdichter mit wandkonturierten Leitschaufeln – Prüfstandentwicklung und Strömungsuntersuchung, Band 7-390 von Fortschritt-Berichte VDI. VDI-Verlag, Düsseldorf.
- Watanabe, Toshinori; Kazawa, Junichi; Uzawa, Seiji und Keim, Benjamin (2008): Numerical and Experimental Study of Active Flutter Suppression With Piezoelectric Device for Transonic Cascade. In: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2008. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, ASME Turbo Expo, S. 849–859. doi:10.1115/GT2008-51467.
- Wayte, Peter und Broderick, Thomas F. (2007): Method for Repairing a Damaged Blade of a Blisk: Patent. General Electric Company, Schenectady, NY.
- Wegman, E.; Snedden, G.; van der Spuy, S. J.; Holzinger, F.; Schiffer, H. P.; Mårtensson, H. und Östlund, J. (2013): The Development of an Air Injection System for the Forced Response Testing of Axial Compressors. In: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2013. Band 7B, S. V07BT33A014. doi:10.1115/GT2013-96011.
- Willeke, Sebastian; Keller, Christian; Scheidt, Lars Panning-von; Seume, Joerg R. und Wallaschek, Joerg (2017): Reduced Order Modeling of Mistuned Bladed Disks considering Aerodynamic Coupling and Mode Family Interaction. In: Proceedings of the 12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics. European Turbomachinery Society. ISBN 2410-4833. doi:10.29008/ETC2017-242.
- Wilson, David Gordon und Korakianitis, Theodosios (2014): The design of high-efficiency turbomachinery and gas turbines. the MIT Press, Cambridge, Massachusetts and London, second edition, with a new preface Auflage. ISBN 9780262526685.

Anhang A

Akustik in zylindrischen Kanälen

Die Wellengleichung bei gleichförmiger Strömung lautet:

$$\frac{1}{a^2} \frac{D^2 p'}{Dt^2} - \nabla^2 p' = 0 . \quad (\text{A.1})$$

Hierin sind a die Schallgeschwindigkeit, p' die akustische Druckschwankung und t die Zeit. Für den Fall ohne Strömung erhält man daraus in Zylinderkoordinaten:

$$\frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 p'}{\partial r^2} - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial \varphi^2} - \frac{\partial^2 p'}{\partial z^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial p'}{\partial r} = 0 \quad (\text{A.2})$$

Die Koordinate z entspricht hier der axialen Ausbreitungsrichtung.

Diese Differentialgleichung kann mithilfe des Separationsansatzes

$$p'(r, \varphi, z, t) = \hat{p}' e^{i\omega t} = f(r)g(\varphi)h(z)e^{i\omega t} \quad (\text{A.3})$$

gelöst werden. Die einzelnen Schritte zur Lösung werden hier übersprungen. Für die Druckschwankungen an jedem Ort des Kanals erhält man:

$$p'(r, \varphi, z, t) = \sum_{m,n} \left(A_{mn}^+ e^{ik_{mn}^+ z} + A_{mn}^- e^{ik_{mn}^- z} \right) \Phi_{mn}(r) e^{-im\varphi} e^{i\omega t} \quad (\text{A.4})$$

Hierin geben m die Modenordnung in Umfangsrichtung und n die Modenordnung in radialer Richtung an. $\Phi_{mn}(r)$ sind die Eigenfunktionen in radialer Richtung, die sich aus den gewichteten Besselfunktionen erster und zweiter Art zusammensetzen. Bei zylindrischen Kanälen ist der Anteil der Besselfunktion zweiter Art gleich Null, da diese eine Singularität bei $r = 0$ besitzt. Damit erhält man

$$\Phi_{mn}(r) = J_m(\beta_{mn} r) , \quad (\text{A.5})$$

mit der radialen Wellenzahl $\beta_{mn} = \xi_{mn}/R$, die von den Extremstellen der Besselfunktion ξ_{mn} und dem Außenradius des Rohres R abhängig ist.

Die axiale Wellenzahl mit der Helmholtz-Zahl $k = \omega/c$ ist für den Fall ohne Strömung:

$$k_{mn}^\pm = \pm \sqrt{k^2 - \beta_{mn}^2} \quad (\text{A.6})$$

A.1 Grenzfrequenz

Bei Betrachtung von Gl. A.4 fällt auf, dass Wellen nur für reelle axiale Wellenzahlen ausbreitungsfähig sind. Nach Gl. A.6 ist dies nur der Fall, wenn

$$\omega \geq a \frac{\xi_{mn}}{R} \quad (\text{A.7})$$

gilt. Die Grenzfrequenz, unterhalb derer diese Bedingung nicht mehr erfüllt ist, wird Cut-Off-Frequenz genannt.

Für eine ebene Wellen ist $\xi_{0,0} = 0$, sodass diese immer ausbreitungsfähig ist.

A.2 Maximale Anregungsfrequenz

Die erste ausbreitungsfähige höhere Mode ist $(1,0)$, mit dem Eigenwert $\xi_{1,0} \approx 1.841$. Dementsprechende ergibt sich für die maximale Anregungsfrequenz bei ISA-Normbedingungen, unterhalb derer die Schallausbreitung nur in Form einer ebenen Welle erfolgt:

$$f_{\max} = \frac{1.841 a}{2\pi R} \quad (\text{A.8})$$

Für einen Rohrradius von 19 mm beträgt diese Frequenz ca. 10,500 Hz.

Anhang B

Festigkeitsnachweis

Der statische und dynamische Festigkeitsnachweis der Welle, Blisk und Schaufeln und die Analyse der Rotordynamik wurden von der Firma AneCom AeroTest GmbH durchgeführt.

Die Blisk besteht aus der Titanlegierung Ti-6Al-4V nach AMS 4928. Die Welle ist aus Edelstahl 17-4 PH (H900) nach AMS 5643/ASTM A 564 gefertigt.

Hier werden lediglich die Ergebnisse dargestellt. Für Details zur Analyse wird auf den technischen Bericht der AneCom AeroTest GmbH (2016) verwiesen. Alle Festigkeitsrechnungen wurden für 110 % Nenndrehzahl durchgeführt, sodass eine große Sicherheit für den Betrieb besteht.

B.1 Rotordynamik

Zur Bewertung der Rotorstabilität werden Simulationen der Rotordynamik durchgeführt. Im Absprache mit Lagerhersteller wurden dabei verschiedene Lagerparameter untersucht. Die Analyseergebnisse zeigen, dass bei einer Verkleinerung des relativen Lagerspiels auf den minimalen empfohlenen Wert (0.15 % bis 0.16 %) ausreichend Stabilität im höheren Drehzahlbereich hergestellt werden kann.

Kritisch ist insbesondere die 1. Biegemode des Rotors. Nach Abb. B.1 wird die Marge von 20 % im Bezug auf die Rotorparameter (Gewicht, Gewichtsverteilung und Steifigkeit) wird bei ca. $16,000 \text{ min}^{-1}$ überschritten. Es besteht deshalb ein Restrisiko, da die vorhandene Lager nicht für den aktuellen Läufer ausgelegt wurden. In Abb. B.2 sind die Wert für die ersten beiden Biegemoden des Rotors aufgeführt.

Die Eigenfrequenz der ersten Biegemode liegt bei ca. 6500 min^{-1} (s. Abb. B.3). Die Unwuchtantwort des Rotors ist in Abb. B.4 dargestellt. Während die Schwingung der zweiten Biegemode gut gedämpft ist, erreicht die erste Biegemode hohe Schwingungsamplituden. Der Drehzahlbereich zwischen 5500 und 8500 muss deshalb schnellstmöglich durchfahren werden. Das Verhalten des Systems muss dabei mit Hilfe von Schwingungsaufnehmern überwacht werden, so dass beim Auftreten unzulässiger Schwingungsamplituden die Beschleunigung des Rotors unterbrochen und zu einer sicheren Drehzahl zurückgekehrt werden kann. Vor dem Wuchten des gesamten Rotors sollte sichergestellt werden, dass die Urunwucht der Rotor-Blisk-Kombination so klein wie möglich ist, was durch eine entsprechende Ausrichtung der Blisk gegen-

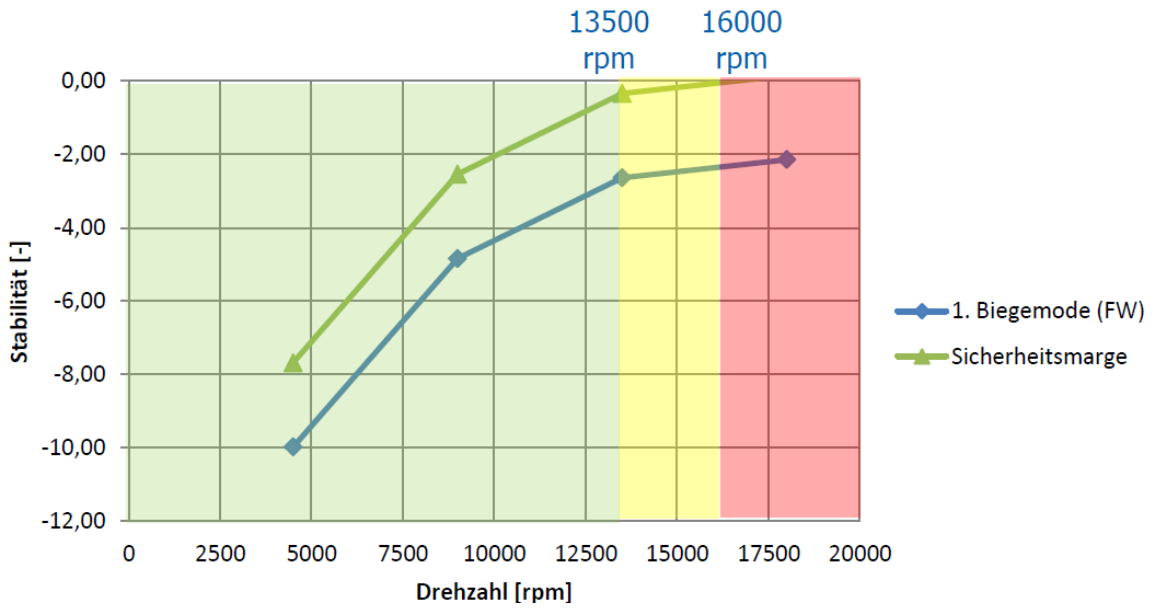


Abbildung B.1: Stabilität der 1. Biegemode des Rotors

Statische Lagerlast	Lagerspiel	Mode	Freq. [Hz]	Stabilität [-]	Modale Dämpfung	Log. Dekrement	Drehzahl [rpm]
200 N Loslager 200 N Festlager	0,150%	2	108,5	-2,14	0,020	0,12	18000
		3	114,6	-3,72	0,032	0,20	

Abbildung B.2: Stabilität der 1. und 2. Biegemode des Rotors

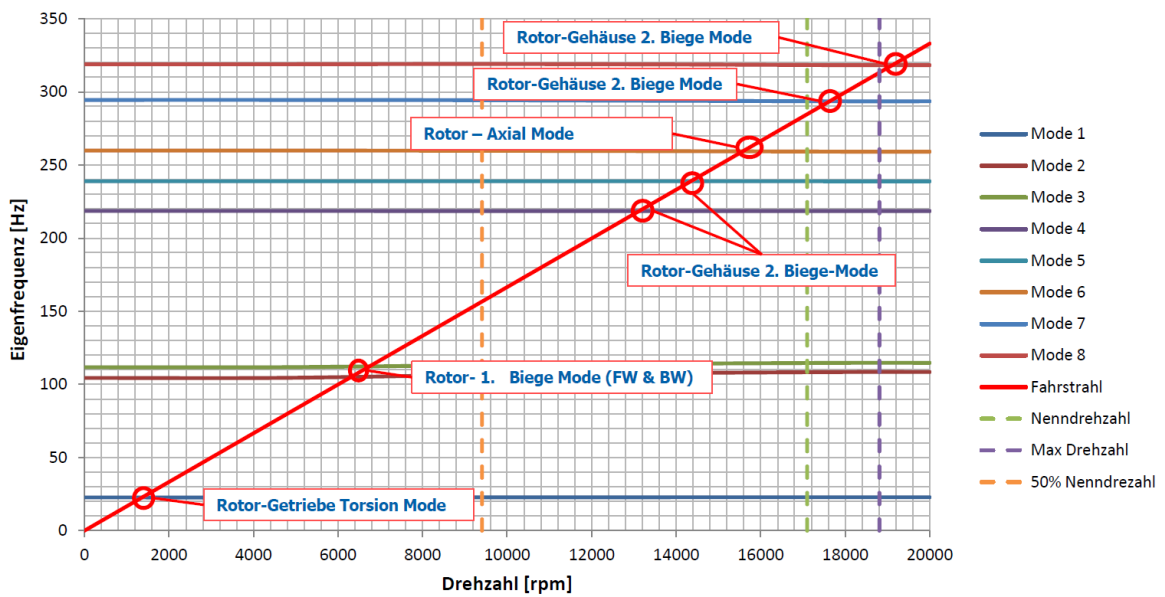


Abbildung B.3: Campbell-Diagramm der Welle

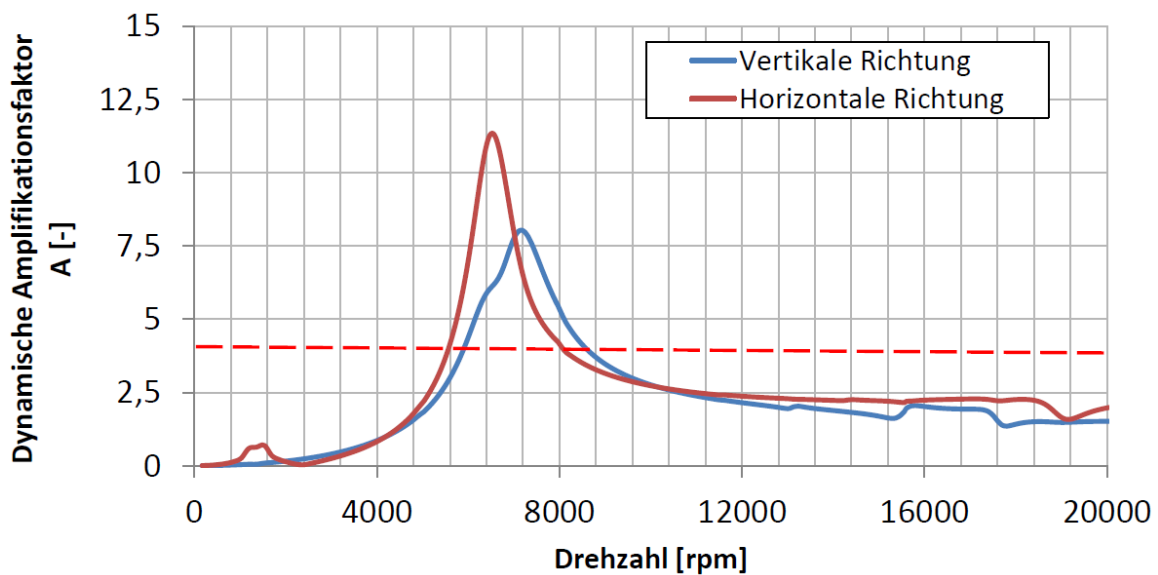


Abbildung B.4: Unwuchtantwort des Rotors

über der Welle erreicht werden kann. Dies reduziert das Risiko einer Erhöhung der Unwucht während der Resonanzdurchfahrt. Im Fall unzulässiger Schwingamplituden wird Betriebswuchten empfohlen.

B.2 Festigkeit der Welle

Eine Bewertung der dynamischen Festigkeit der Welle wurde nicht vorgenommen, da der Rotor nicht im Bereich erhöhter Schwingungen betrieben wird. Neben der statischen Festigkeit wurden die Folgen eines Schaufelverlusts bewertet.

B.2.1 Schaufelverlust

Die Welle soll einem gleichzeitigen einseitigen Verlust von bis zu drei Schaufeln standhalten. Folgende Belastungsarten wurden berücksichtigt:

- Axiale Spannung durch Biegemoment 1056 MPa
- Scherspannung durch Querkraft 27.48 MPa
- Umfangspannung durch Drehzahl 20.97 MPa

Die Gesamtlast (von-Mises Spannung) beträgt 1057 MPa und wurden konservativ durch Handrechnungen ermittelt. Unter Berücksichtigung der minimalen Zugfestigkeit von 17-4PH (1310 MPa) ist der kleinste resultierende Sicherheitsfaktor $RF = 1.24$. Damit hält die Rotorwelle einem Verlust von drei Schaufeln stand.

B.2.2 Statische Festigkeit

Der statische Festigkeitsnachweis wurde für die Bohrungen der Hirth-Verzahnung und den kritischen Querschnitt der Welle erbracht. Letzterer Nachweis erfolgte nach FKM-Richtlinie - Teil 1. Der Sicherheitsfaktor der Bohrung beträgt 1.12. Für den kritischen Querschnitt wurde ein Sicherheitsfaktor von 2.23 ermittelt. Der statische Festigkeitsnachweis ist damit erbracht.

B.3 Festigkeit der Blisk

Es wurde die statische und dynamische Festigkeit der Blisk bewertet. Darüber hinaus wurden Grenzwerte für die Schwingungsamplitude der Schaufeln ermittelt.

B.3.1 Statische Festigkeit

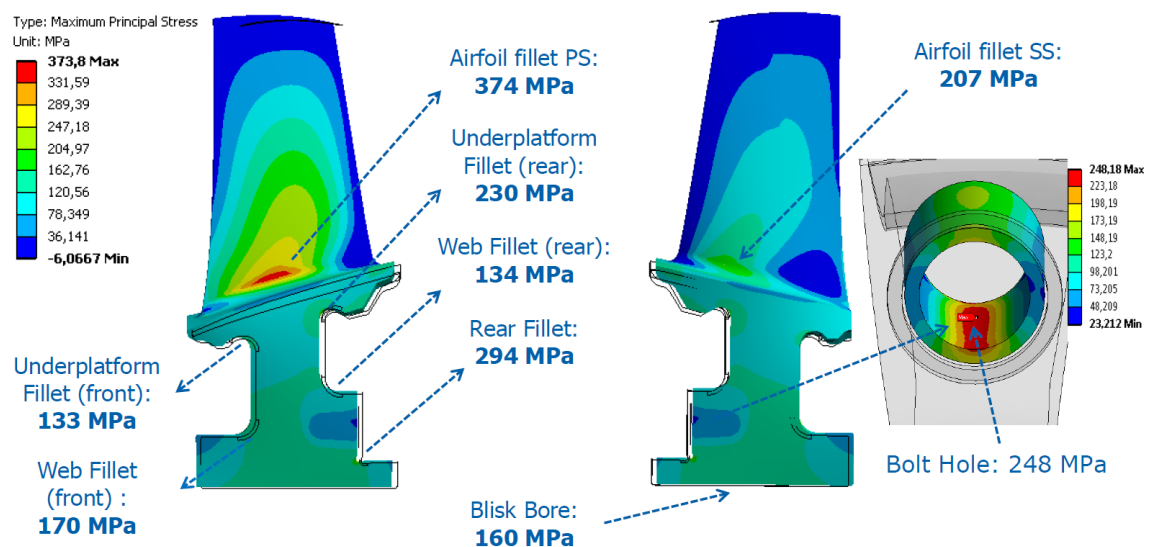


Abbildung B.5: Maximale Spannungen der Blisk

Die maximalen Spannungen der Blisk sind in Abb. B.5 dargestellt. Für jeden der gekennzeichneten Querschnitte wurde eine Bewertung vorgenommen. Die Ergebnisse sind in Abb. B.6 zusammengefasst. Am gefährdetsten ist die Gewindebohrung zur Befestigung der Hirth-Verzahnung, an der nur eine Reserve von 1.15 vorliegt. Jeden Blisk hat allerdings ihre eigene Verzahnung, die nicht demontiert wird, sodass eine Schädigung durch Montagefehler ausgeschlossen werden kann.

Mit einer Reserve von 1.49 ist daneben vor allem der saugseitige Übergang vom Profil in die Plattform gefährdet. Durch diesen Querschnitt ist deshalb auch die dynamische Festigkeit bzw. die maximale Schwingungsamplitude limitiert.

Location	Max. Principal Stress (MPa)	Kt	Temp (°C)	Allowable Nominal Stress at feature's Kt (MPa)	Lifing Reserve Factor
Airfoil fillet PS:	374	1*	35	558	1.49
Airfoil fillet SS:	207	1*	36	558	2.7
Underplatform fillet (front)	133	1*	26	574	4.32
Underplatform fillet (rear)	230	1*	31	558	2.43
Web fillet (front)	170	1*	36	558	3.28
Web fillet (rear)	134	1*	38	558	4.16
Rear Fillet	294	1*	44	558	1.90
Blisk Bore	160	1*	41	558	3.49
Bolt Hole	484**	1*	41	558	1.15

Abbildung B.6: Sicherheitsfaktoren an den kritischen Querschnitten der Blisk

B.3.2 Dynamische Festigkeit

Die Eigenmoden der Blisk sind in Abb. B.7 dargestellt. Insbesondere die erste Mode limitiert die dynamische Festigkeit, das sich deren Eigenfrequenz mit im Campbell-Diagramm mit niedrigen Erregerordnungen kreuzt (s. Abb. B.8 und Abb. B.9). Für den Festigkeitsnachweis wurden 10,000 Zyklen gefordert, die auch erreicht werden.

Die Kreuzung der vierten Erregerordnung mit der Mode 1 wurde als besonders kritisch bewertet, weshalb ein Verweilen bei ca. $10,000 \text{ min}^{-1}$ vermieden werden muss. Die dritte Erregerordnung kreuzt die erste Biegemode im Betriebsbereich, sodass deren Auswirkungen besonders beobachtet werden müssen. Eine Anregung ist durch die Statorreihe denkbar, wurde im Betrieb allerdings nicht beobachtet.

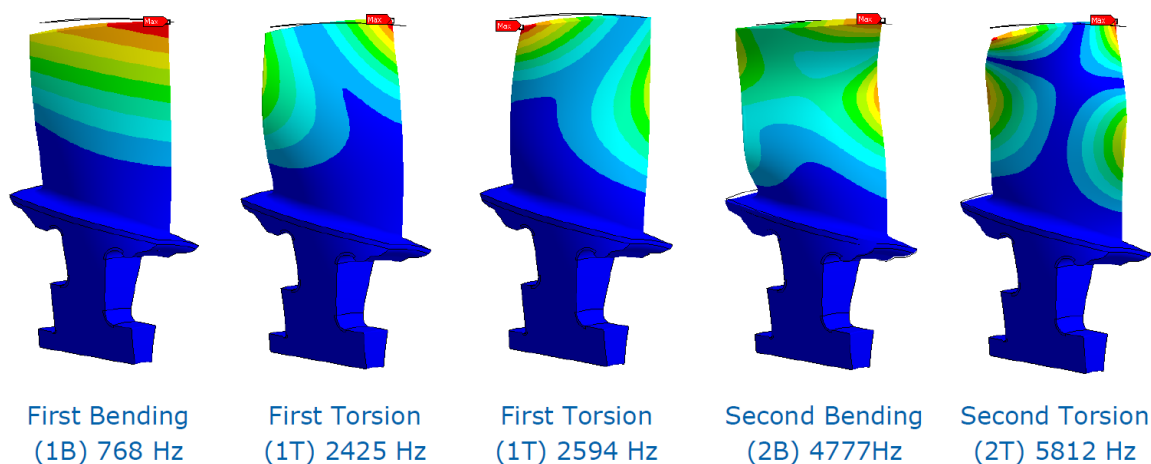


Abbildung B.7: Eigenmoden der Beschaufelung bei 110 % Nenndrehzahl

B.3.3 Maximale Schwingungsamplituden

Für die in Abb. B.7 dargestellten Moden wurden jeweils maximal zulässige Schwingungsamplituden für eine Dauerfestigkeit bis zu 10,000 Zyklen berechnet. Insbesondere

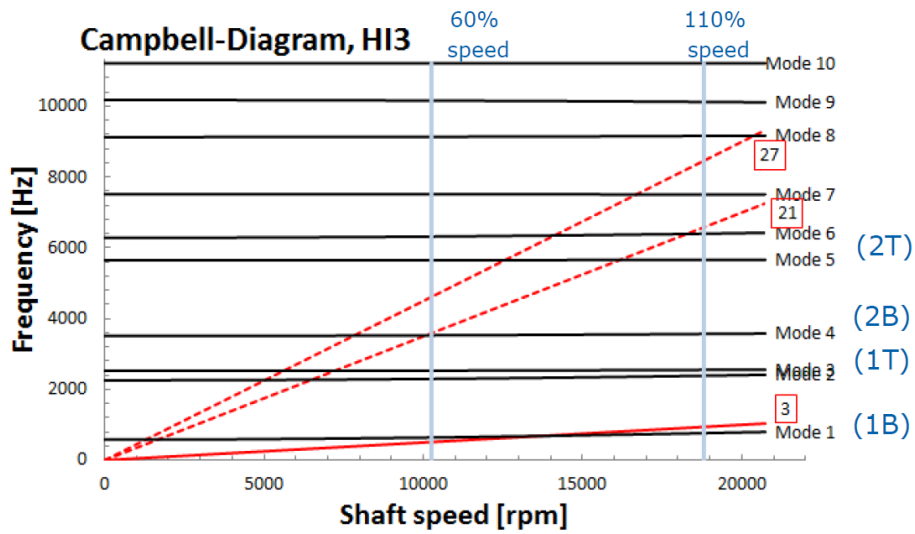


Abbildung B.8: Schnittpunkt der dritten Erregerordnung mit der ersten Biegemode der Blisk

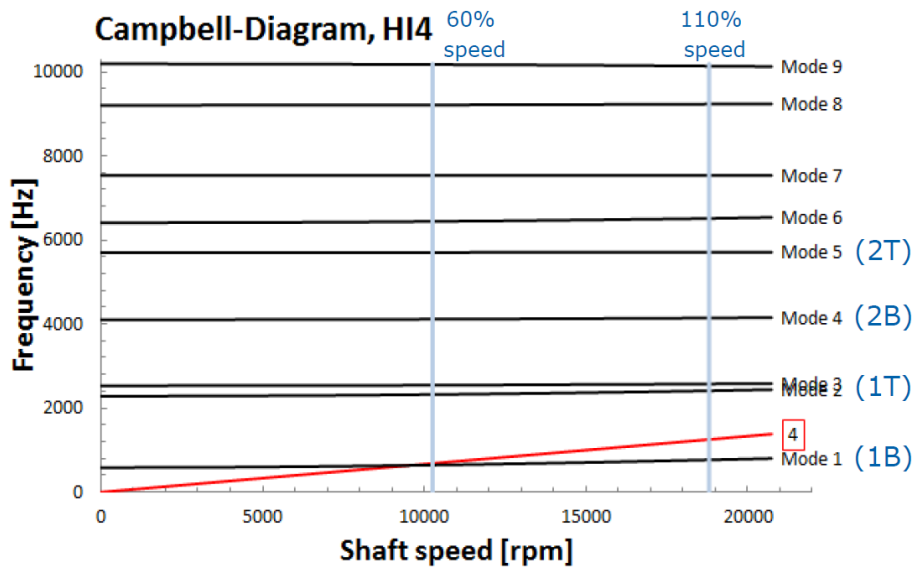


Abbildung B.9: Schnittpunkt der vierten Erregerordnung mit der ersten Biegemode der Blisk

für die erste Biegemode wurde bei 110 % Nenndrehzahl eine maximal Auslenkung von 1 mm ermittelt. Ein Ausschnitt dieser Ergebnisse sind in Abb. B.10 dargestellt. Für die weiteren Ergebnisse liegen umfangreiche Tabellen vor. Sicherheitshalber sollten Schwingungsamplituden mit mehr als 80 % der maximalen Amplitude als Zyklus gezählt werden.

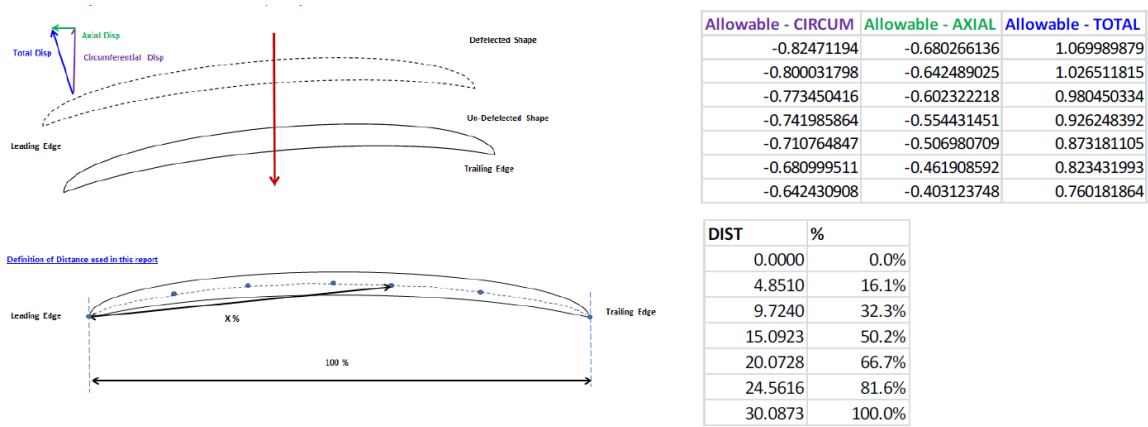


Abbildung B.10: Maximale Auslenkung der Schaufel bei Anregung der ersten Biegemode

Anhang C

Aerodynamische Eigenschaften des Verdichters

Dieser Anhang geht näher auf die CFD-Simulation der Strömung ein. Insbesondere wird das Modell erläutert und Kennlinien in Abhängigkeit der Verstellung von Vorleitgitter und Stator werden vorgestellt.

C.1 CFD-Modell

Das CFD-Modell für die aerodynamischen und aeroelastischen Simulationen in TRACE wird auf Basis der Auslegungsgeometrie der Beschaufelung in zwei Schritten erstellt. Zunächst erfolgt die Netzerstellung mit NUMECA AutoGrid5™. Im Anschluss werden die Randbedingungen mit GMC, der graphischen Oberfläche von TRACE, konfiguriert. Da die Variation von Vorleitgitter und Stator untersucht werden soll, werden je Schaufelreihe mehrere Netze erstellt.

C.1.1 Vernetzung

Das Netz besitzt in jeder Schaufelreihe (Vorleitgitter, Rotor und Stator) ca. 1,000,000 Knoten. Diese Anzahl wurde auf Basis einer Netzstudie ausgewählt (Keller et al. 2015). Die Radien an den Schaufelfüßen (Fillet) werden direkt bei der Netzerstellung vorgegeben und basieren hier nicht auf der Realgeometrie. Für den Rotor werden 3 mm vorgegeben, während Vorleitgitter und Stator keine Fußradien besitzen, da sie verstellbar gelagert sind. Die aufgrund der Verstellbarkeit vorhandenen Spalte zwischen Schaufel und Nabe bzw. Gehäuse werden nicht modelliert. Hingegen beträgt der Radialspalt zwischen Rotorschaukel und Gehäuse konstant 0.3 mm.

Für die Turbulenzmodellierung wird das k - ω -Modell nach Wilcox ohne Wandfunktion verwendet, sodass ein dimensionsloser Wandabstand der ersten Zelle von $y^+ < 1$ notwendig ist. Dementsprechend wird die Höhe der ersten Zelle auf Schaufel-, Naben- und Gehäuseoberfläche festgelegt. Das Wachstum der Zellen ergibt sich aus der angestrebten Knotenzahl und den Netzebenen in radialer Richtung. Das resultierende Netz im Mittenschnitt ist in Abb. C.1 dargestellt.

Die weiteren für die unterschiedlichen Schaufelverstellwinkel benötigten Netze

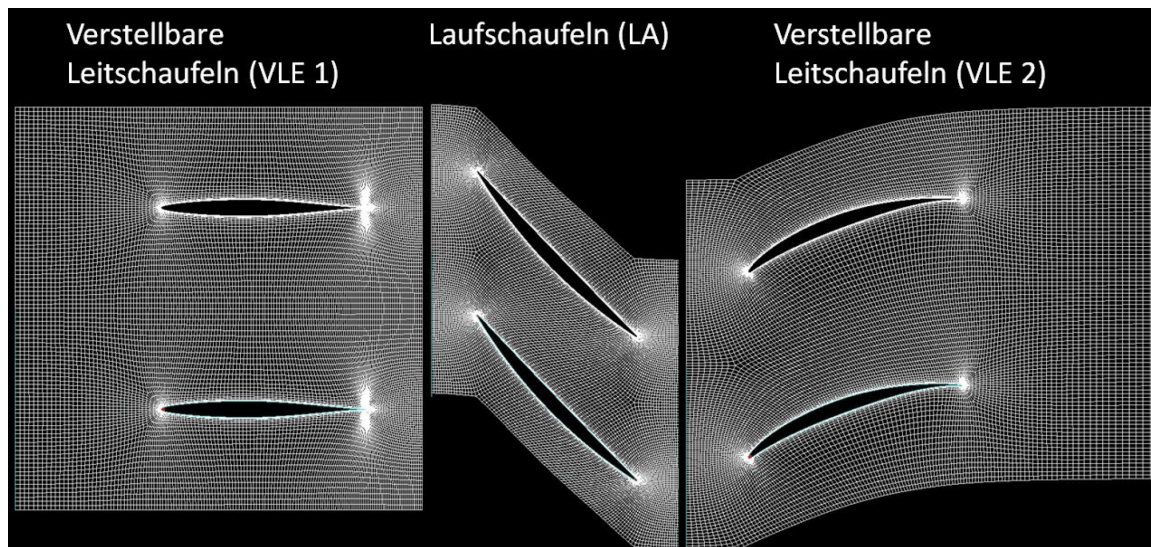


Abbildung C.1: Rechenetz des einstufigen Axialverdichters im Mittenschnitt

werden direkt in NUMECA Autogrid durch Verdrehen der Schaufelgeometrien erstellt, wobei das Vorleitgitter um den Schwerpunkt und der Stator um die Vorderkante rotiert wird. Für die kombinierten Netze wurde die folgende Konvention eingeführt: an erster Stelle steht der Vorleitgitterwinkel, an zweiter der Rotorwinkel (immer 0°) und an dritter der Statorwinkel, sodass sich beispielsweise die Bezeichnung Deg_10_0_15 ergibt. Die genannte Konfiguration ist in Abb. C.2 dargestellt.

C.1.2 Randbedingungen

Die Randbedingungen sowie weitere Berechnungsparameter werden mithilfe von GMC festgelegt. Da die Netzstruktur aller Netze identisch ist, lässt sich die Übertragung auf alle Konfigurationen allerdings automatisieren, sodass nicht alle Einstellungen von Hand vorgenommen werden müssen. Darüber lassen sich auch die Randbedingungen im Nachhinein variieren, um den Betriebspunkt der Berechnung zu ändern.

Wie bereits mehrfach erwähnt wird das Wilcox $k-\omega$ -Turbulenzmodell verwendet, das durch die Kato-Launders-Staupunktmodifikation erweitert wird. Alle Grenzschichten werden vollständig aufgelöst ($y^+ < 1$). Darüber hinaus ist das $\gamma - Re_\theta$ -Modell für Transition aktiviert. Diffusive Flüsse werden durch ein zentrales Differenzenverfahren und die konvektiven Flüsse durch ein Aufwind-Verfahren zweiter Ordnung diskretisiert. Für die stationären Strömungssimulationen wird ein implizites Verfahren verwendet und es werden nicht-reflektierende Randbedingungen für den Ein- und Austritt gewählt.

Die einzelnen Schaufelreihen sind durch Mischungsebenen miteinander verbunden. Die Turbulenz am Eintritt wurde auf Basis von Messungen im vierstufigen Axialverdichter ermittelt und für eine Machzahl am Eintritt von 0.35 festgelegt. Der Turbulenzgrad beträgt 2% und die turbulente Längenskala wird mit 0.000,18 m vorgegeben. Die Totalbedingungen am Eintritt werden für alle Betriebspunkte auf ISA-Normbedingungen (101,325 Pa, 288.15 K) festgelegt und die Strömung besitzt keinen Vordrall. Die Austrittsrandbedingung wird je nach Gradient der Drehzahllinie auf eine statische Druckbedingung oder eine Massenstromrandbedingung gesetzt. Um

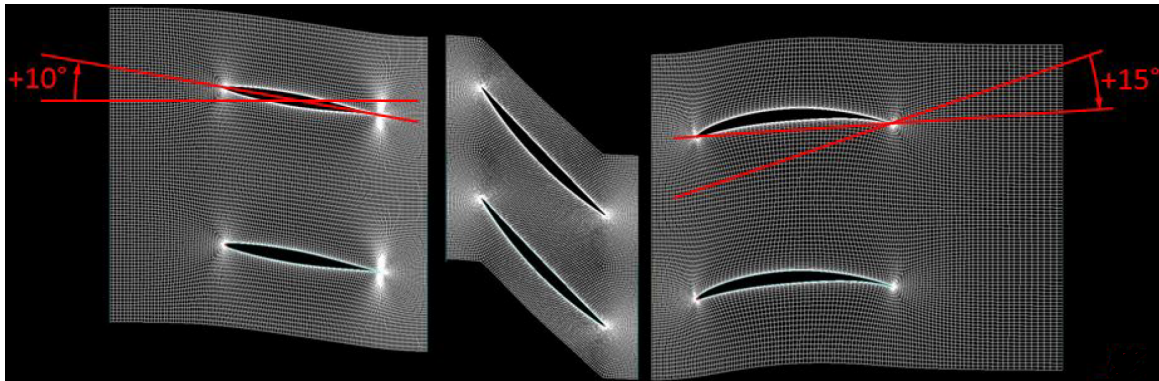


Abbildung C.2: Rechenetz Deg_10_0_15 des einstufigen Axialverdichters im Mittenschnitt

den Berechnungsaufwand zu reduzieren, wird nur ein Schaufelkanal mit periodischen Randbedingungen simuliert. Somit und aufgrund der Vernachlässigung der Schaufelspalte sind geringere Verluste als im realen Verdichter zu erwarten. Darüber hinaus ist von einem höheren Druckaufbau in der Numerik auszugehen.

Abschließend werden in GMC die Konvergenzkriterien festgelegt. Als Konvergenzkriterium für den Massenstrom wird ein Residuum von 1×10^{-5} gewählt. Für die Konvergenz von Wirkungsgrad und Druckverhältnis wird ein Residuum von 1×10^{-4} vorgegeben.

C.2 Ergebnisse der Schaufelwinkelvariation

Die numerische Simulation der Aerodynamik wurde für insgesamt 35 Kombinationen von Vorleitgitter- und Statorverstellwinkel durchgeführt. Dabei wurde der Winkel des Vorleitgitters zwischen $+10^\circ$ und -10° und der Winkel des Stators zwischen $+15^\circ$ und -15° variiert. Im Experiment ist nur eine Öffnung des Stators zwischen 0° und -15° möglich. Die Verstellung erfolgt jeweils in 5° -Schritten.

Insgesamt werden drei Kennlinien gerechnet: 100 %, 90 % und 80 % Nenndrehzahl. Für die folgende Betrachtung des Einflusses der Verstellung des Vorleitgitters und des Stators auf das Kennfeld wird allerdings zunächst nur die Nenndrehzahl betrachtet. Für die experimentell untersuchte Konfiguration wird im Anschluss ein erweitertes Kennfeld analysiert.

C.2.1 Verstellung des Vorleitgitters

In Abb. C.3 sind die Kennlinien des Verdichters bei $17,100 \text{ min}^{-1}$ bei einer Verdrehung des Vorleitgitters im Vergleich dargestellt. Der Arbeitspunkt des Verdichters in der Referenzkonfiguration liegt bei ca. 11 kg/s . Hier werden ein Druckverhältnis von 1.32 und ein Wirkungsgrad von 91 % erreicht. Das maximale Druckverhältnis liegt bei 1.37 und es kommt nicht zu einem abrupten Einbruch des Druckverhältnisses bei weiterer Reduzierung des Massenstroms. Dieses Verhalten ist für alle Winkel des Vorleitgitters zu beobachten. Der berechnete Arbeitspunkt weicht von den Auslegungsdaten in Tab. 4.5

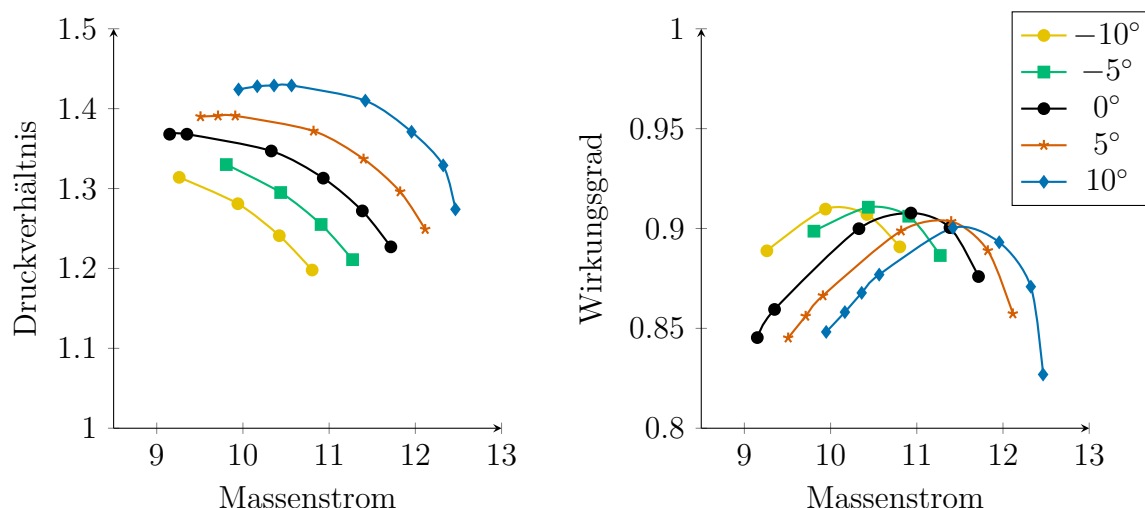


Abbildung C.3: Einfluss der Vorleitgitterposition auf Druckverhältnis und Wirkungsgrad bei Nenndrehzahl

ab. Dieser lag bei einem Druckverhältnis von 1.35 mit einem Massenstrom von 9.7 kg/s.

Bei der Verstellung des Vorleitgitters lässt sich beobachten, dass eine positive Verdrehung des Vorleitgitters zu einer Verschiebung der Kennlinie zu einem höheren Massenstrom und gleichzeitig zu einem höheren Druckverhältnis führt. Eine negative Verdrehung führt zu einer entgegengesetzten Verschiebung. Dabei ist der Einfluss jedes 5° -Grad-Schritts ähnlich groß. Die Wirkungsgradkurve wird durch eine positive Verdrehung hauptsächlich zu höheren Massenströmen verschoben.

Bei konstantem Massenstrom bzw. konstanter Durchflusszahl führt eine positive Verdrehung des Vorleitgitters zu einer erhöhten Inzidenz im Rotor. Dadurch steigt die mögliche Umlenkung im Rotor und damit das Druckverhältnis. Für einen Punkt in der Nähe der Pumpgrenze steigen die Strömungsverluste an und der Wirkungsgrad sinkt. Dies ist vor allem auf erhöhte Verluste im Rotor zurückzuführen, während der Stator leicht entlastet wird. Hierdurch flacht die Kennlinie bei niedrigen Massenströmen etwas ab und es ist sogar ein leichtes Absinken des Druckverhältnisses ohne Probleme bei der Konvergenz zu beobachten.

Im Gegensatz dazu führt eine negative Verdrehung des Vorleitgitters zu einer verringerten Inzidenz und damit zu einem geringeren Druckverhältnis. Der Arbeitspunkt verschiebt sich zu niedrigeren Massenströmen. Tatsächlich wird der beste Wirkungsgrad beim Winkel von -5° erreicht. Gleichzeitig ergibt sich eine höhere Inzidenz im Stator, sodass dort die Strömung früher abreißt. Dies zeigt sich in Abb. C.3 an den Kennlinien bei -5° und -10° , deren Rechnungen aufgrund der großen Ablösung im Stator nicht mehr konvergieren. Für eine Stabilisierung wäre eine Entlastung des Stators durch Verstellung notwendig.

C.2.2 Verstellung des Stators

Der Einfluss der Statorverstellung wird bei einer Vorleitgitterposition von 0° untersucht. Dabei werden nur negative Verstellwinkel betrachtet, da nur diese auch am Prüfstand eingestellt werden können. Positive Verstellwinkel sind aufgrund der ansteigenden

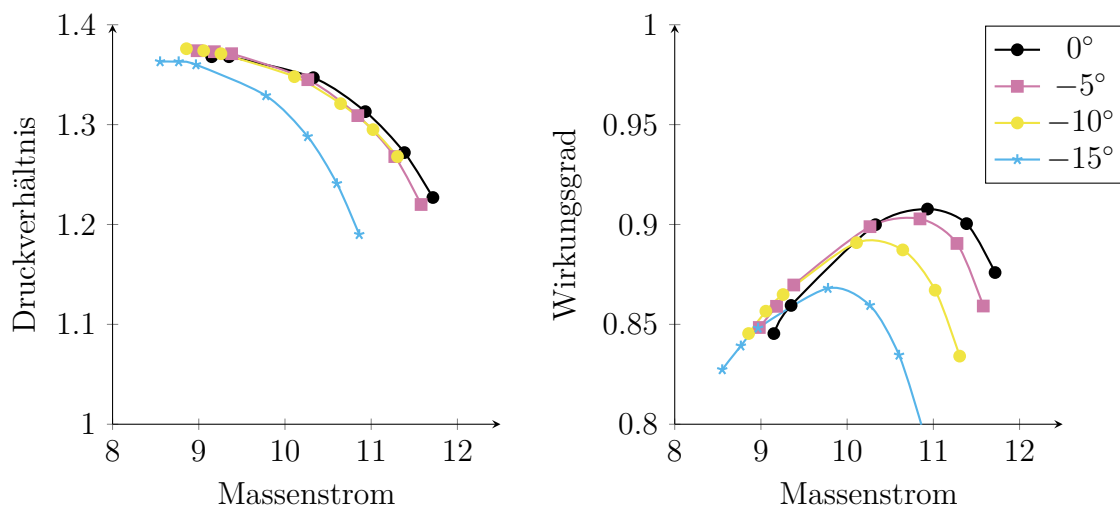


Abbildung C.4: Einfluss des Statorwinkels auf Druckverhältnis und Wirkungsgrad bei Nenndrehzahl

Nabe konstruktiv nicht umsetzbar, denn die Schaufel müsste um die Hinterkante drehbar gelagert sein, was jedoch aufgrund der geringen Profildicke nicht möglich ist. Die Ergebnisse der stationären CFD-Simulation sind in Abb. C.4 dargestellt.

Eine Öffnung des Stators bedeutet vor allem, dass dieser entlastet wird. Dies hat wiederum zur Folge, dass das Druckverhältnis insgesamt abnimmt. Die Strömung im Austritt besitzt einen erhöhten Drall, sodass der Wirkungsgrad des Verdichters signifikant abnimmt. Es zeigt sich, dass der Einfluss auf das Druckverhältnis abhängig vom Massenstrom ist. Nahe der Stopfgrenze ist der Einfluss am größten, während in der Nähe der Pumpgrenze bis zu einem Verstellwinkel von -10° kaum ein Einfluss auf Druckverhältnis und Wirkungsgrad vorhanden ist. Tatsächlich ist sogar eine leichte Erhöhung von Druckverhältnis und Wirkungsgrad sichtbar. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Strömung im Stator ablöst und es bereits ohne Verstellung zu einer starken Minderumlenkung kommt. Die Öffnung des Stators führt dann zu insgesamt stabileren Strömungsbedingungen.

Die Kennfeldbeschränkung durch den Stator wird vor allem bei einer Verstellung des Stators um -15° deutlich. Hierdurch ist eine Fortsetzung der CFD-Simulation bei niedrigeren Massenströmen möglich, da die verringerte Ablösung im Stator die Konvergenz verbessert. Allerdings führt der nun deutlich gegenüber den anderen Stellungen erhöhte Restdrall der Strömung zu einer starken Abnahme von Druckverhältnis und Wirkungsgrad. Ein Betrieb des Verdichters mit Statorverstellwinkeln von -10° bis -15° erscheint deshalb nicht sinnvoll.

Der maximale Wirkungsgrad fällt gegenüber der Referenzkonfiguration bei Verstellung des Stators um -10° von ca. 91% auf ca. 89% ab. Am Arbeitspunkt der Referenzkonfiguration fällt das Druckverhältnis auf 1.26 gegenüber einem Ausgangsdruckverhältnis von 1.32.

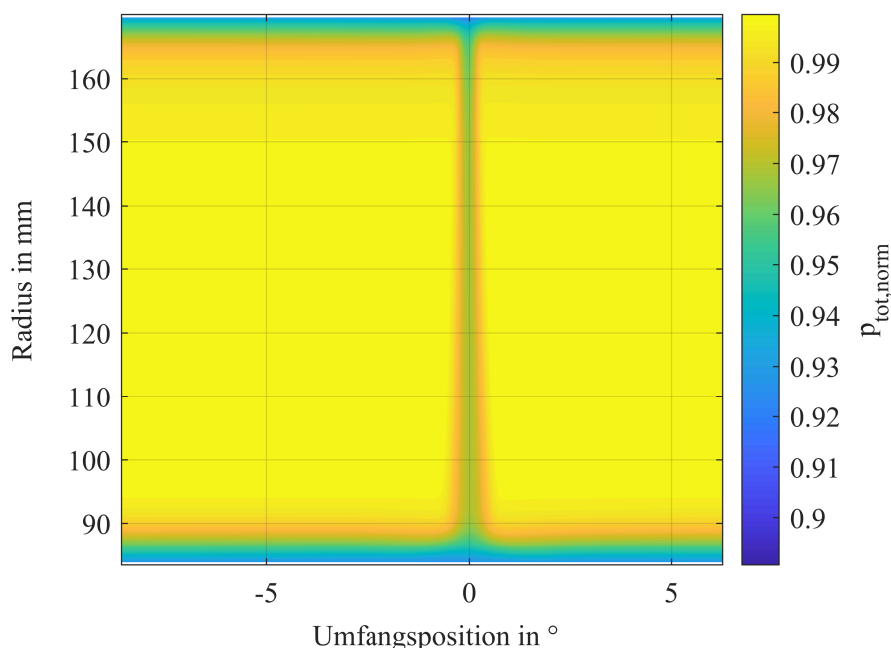


Abbildung C.5: Normierter Totaldruck im Nachlauf des Vorleitgitters bei 95 % Nenndrehzahl und 9.7 kg/s (Numerik)

C.3 Rotorströmung

Für die Aeroelastik von Bedeutung ist insbesondere die charakteristische Frequenz. Bei konstanten Umgebungsbedingungen und konstanter Drehzahl hängt diese lediglich vom Massenstrom ab. Numerische und experimentellen Ergebnissen müssen deshalb bei gleichem Massenstrom verglichen werden. Für eine Vergleichbarkeit ist es darüber hinaus wichtig, dass die Rotorströmung in der CFD-Simulation dem gemessenen Strömungsfeld entspricht. Um diesen Nachweis zu erbringen, wurde die Strömung hinter dem Vorleitgitter mittels einer Fünflochsonden-Traverse in Umfangsrichtung und in radialer Richtung vollständig vermessen. Im Folgenden werden die Ergebnisse bei 95 % Nenndrehzahl und 9.7 kg/s Massenstrom betrachtet.

Das Ergebnis der CFD-Simulation ist in Abb. C.5 dargestellt, während das Ergebnis der Sondenmessung in Abb. C.6 gezeigt wird. Beide Ergebnisse sind auf den gemessenen Totaldruck am Verdichtereintritt normiert und zeigen eine gute Übereinstimmung. Für Abb. C.7 wurde das Ergebnis der CFD-Simulation auf die Koordinaten der Messung interpoliert und die relative Abweichung zwischen beiden Ergebnissen berechnet. Der Unterschied in der freien Strömung und im Nachlauf beträgt weniger als 1%. Die Breite des Nachlaufs wird insgesamt gut getroffen. Lediglich im Bereich der Gehäusegrenzschicht weichen die Ergebnisse stärker voneinander ab.

Hieraus kann geschlossen werden, dass ein Vergleich der Aeroelastik zwischen Experiment und Numerik bei gleichem Massenstrom zulässig ist.

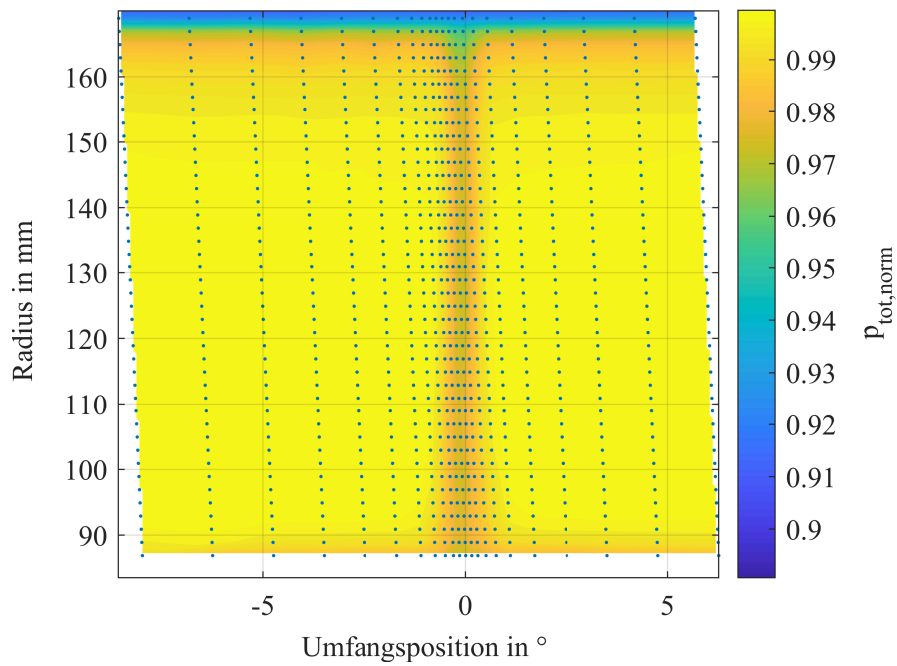


Abbildung C.6: Normierter Totaldruck im Nachlauf des Vorleitgitters bei 95 % Nenndrehzahl und 9.7 kg/s (Experiment)

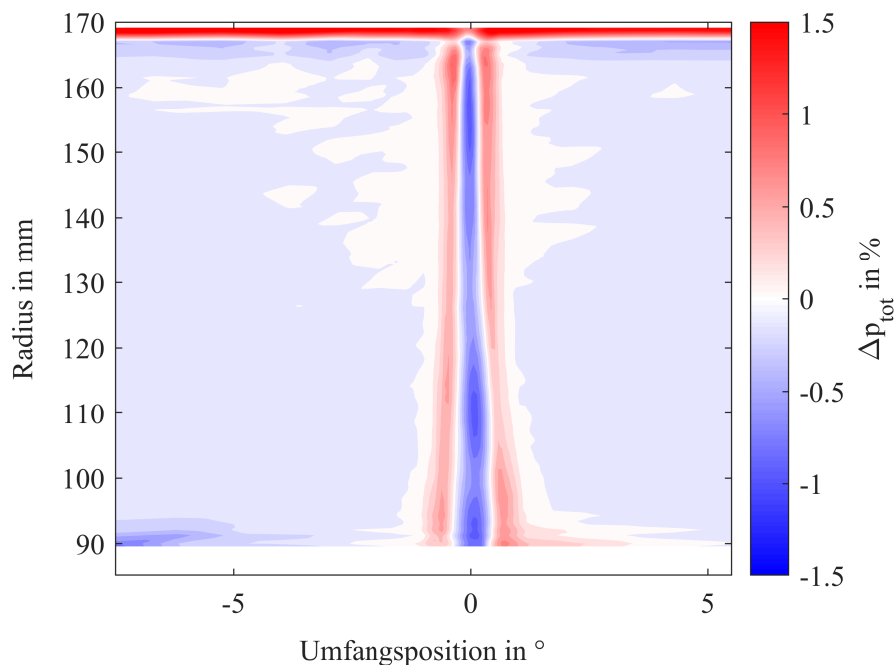


Abbildung C.7: Relative Abweichung des Totaldrucks im Nachlauf des Vorleitgitters bei 95 % Nenndrehzahl und 9.7 kg/s zwischen Numerik und Experiment

Werdegang

Persönliche Daten

Name Christian Keller
Geburtsdatum 25.02.1987
Geburtsort Oldenburg (Oldb)

Berufstätigkeit

seit 2018 Performance Engineer bei der MTU Maintenanzen Hannover GmbH
2014–2017 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik an der Leibniz Universität Hannover

Studium

2007–2013 Maschinenbaustudium an der Leibniz Universität Hannover
2010–2011 Auslandssemester an der University of California Berkeley, CA, USA

Schulbildung

1999–2006 Allgemeine Hochschulreife, Altes Gymnasium Oldenburg

Minden, den 1. Dezember 2020