

Forschungsbericht 2024-24

**Stationäres und transientes
Antwortverhalten von
Fanschaufeln unter dem Einfluss
inhomogener Zuströmung**

Franziska Eichner

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
Institut für Aeroelastik
Göttingen



DLR

**Deutsches Zentrum
für Luft- und Raumfahrt**

Forschungsbericht 2024-24

Stationäres und transientes Antwortverhalten von Fanschaufeln unter dem Einfluss inhomogener Zuströmung

Franziska Eichner

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
Institut Aeroelastik
Göttingen

154 Seiten
51 Bilder
6 Tabellen
101 Literaturstellen



Deutsches Zentrum
DLR für Luft- und Raumfahrt



Herausgeber:

Deutsches Zentrum
für Luft- und Raumfahrt e. V.
Wissenschaftliche Information
Linder Höhe
D-51147 Köln

ISSN 1434-8454
ISRN DLR-FB-2024-24
Erscheinungsjahr 2024
DOI: [10.57676/cgha-sg30](https://doi.org/10.57676/cgha-sg30)

Erklärung des Herausgebers

Dieses Werk wird unter den Bedingungen der Creative Commons Lizenz vom Typ Namensnennung 4.0 International, abrufbar über <https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/legalcode> , zur Nutzung überlassen.

Lizenz



Creative Commons Attribution 4.0 International

Aeroelastik, Turbomaschine, Grenzschichteinsaugung, Fremderregung, transiente Strukturantwort

Franziska EICHNER
DLR, Institut für Aeroelastik, Göttingen

Stationäres und transientes Antwortverhalten von Fanschaufeln unter dem Einfluss inhomogener Zuströmung

Dissertation, Technische Universität Berlin

Um die Emissionen aus dem Flugverkehr zu reduzieren, muss unter anderem der Treibstoffverbrauch gesenkt werden. Dies kann sowohl auf Flugzeug- als auch auf Triebwerksebene erfolgen. Die Hauptziele sind Gewichts- und Widerstandsreduktion sowie eine Effizienzsteigerung. Das gezielte Einsaugen der Grenzschicht (Boundary Layer Ingestion; BLI) resultiert aus neuen Integrationskonzepten für Triebwerke, die sich aufgrund ihrer potenziellen positiven Effekte auf die Verringerung von Triebwerksemissionen und Fluglärm immer mehr in den Vordergrund drängen. Die breitbandige Anregung der BLI stellt einen hohen Anspruch an die strukturelle Bewertung des Antwortverhaltens. Weiterhin ist neben dem stationären auch das transiente strukturelle Antwortverhalten aufgrund des komplexen Anregungsmusters durch eine BLI bei der aeroelastischen Bewertung von Interesse.

Das Ziel der Arbeit ist ein verbessertes Verständnis über die Auswirkungen der Wahl des Triebwerkskonzepts, des Materials und des Betriebspunktes auf das Antwortverhalten bei der Anwendung der BLI-Technologie. Das Augenmerk liegt dabei auf:

- Vertiefung des Verständnisses über die physikalischen Anregungsmechanismen
- Vergleich zweier Rotoren mit unterschiedlicher Bauweise und aerodynamischer Auslegung
- aerodynamisches und strukturelles Antwortverhalten über die Drehzahl
- aerodynamisches und strukturelles Antwortverhalten über das Druckverhältnis
- strukturelles Antwortverhalten bei unterschiedlicher Materialwahl
- strukturelles Antwortverhalten bei veränderlicher Anregungsfrequenz (transientes Durchfahren von Resonanzpunkten)

Die Ergebnisse zeigen, dass die aerodynamische Auslegung eines Rotors maßgebend für den Einfluss von Off-Resonanz-Anregungsordnungen auf das strukturelle Antwortverhalten und somit auf die Komplexität des Schwingungsverhaltens ist. Weiterhin konnte gezeigt werden, dass die Absenkung der Strukturantwort beim transienten Durchfahren des Resonanzpunkts deutlich kleiner ausfällt als erwartet.

Aeroelasticity, Forced Response, Turbomachinery, Boundary Layer Ingestion, transient structural response

(Published in german)

Franziska EICHNER

German Aerospace Center (DLR), Institute of Aeroelasticity, Göttingen

Steady-state and transient structural response of fan blades caused by boundary layer ingestion

Doctoral Thesis, Technical University of Berlin

Aeromechanic simulations of the rotor-drivetrain system reveal considerable changes in the blade passage frequency harmonics of the lead-lag loads compared to the baseline model. Since the modified eigenfrequency of the second collective lead-lag mode is near the blade passage frequency, this mode is responsible for the drivetrain's influence on the lead-lag loads in steady flight. It is investigated whether reduced drivetrain models are suitable for predicting this influence. Finally, it is shown that the inclusion of the drivetrain in the structural model improves the agreement between simulated lead-lag loads and measurements from a wind tunnel test.

To reduce emissions from air traffic, among other things, fuel consumption must be reduced. This can be achieved at both aircraft and engine level. The main objectives are to reduce weight and drag as well as increase efficiency. Forced boundary layer ingestion (BLI) is the result of new engine integration concepts, which are becoming increasingly important due to their potential positive effects on reducing engine emissions and aircraft noise. The broadband excitation of the BLI places high demands on the structural evaluation of the response behavior. Besides the steady-state response, the transient structural response is also of interest in the aeroelastic evaluation due to the complex excitation pattern of a BLI.

The aim of this thesis is to improve the understanding of the effects of choice of engine concept, materials used, and operating point on the response behavior in the application of BLI technology. The focus is on:

- Deepening the understanding of the physical excitation mechanisms
- Comparison of two rotors with different construction and aerodynamic design
- Aerodynamic and structural response behavior over rotational speed
- Aerodynamic and structural response over pressure ratio
- Structural response behavior with different material selection
- Structural response behavior with variable excitation frequency (transient passage of resonance points)

The results indicate that the aerodynamic design of a rotor is decisive for the influence of off-resonance excitation orders on the structural response behavior and thus on the complexity of the vibration behavior. Furthermore, it was shown that the reduction of the structural response during the transient passage of the resonance point is significantly smaller than expected.

Stationäres und transientes Antwortverhalten von Fanschaufeln unter dem Einfluss inhomogener Zuströmung

vorgelegt von
Franziska Eichner, M. Sc.

an der Fakultät V - Verkehrs- und Maschinensysteme
der Technischen Universität Berlin
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktorin der Ingenieurwissenschaften
- Dr.-Ing. -
genehmigte Dissertation

Promotionsausschuss:

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Andreas Bardenhagen

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Dieter Peitsch

Gutachterin: Dr.-Ing. Virginie Chenaux

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 23. Mai 2024

Berlin 2024

“Wissenschaftliche Entdeckungen sind das Ergebnis systematischen Tappens im Dunkeln.”

Carl Friedrich Gauß

“Manchmal hat man eine sehr lange Straße vor sich. Man denkt, die ist so schrecklich lang; das kann man niemals schaffen, denkt man. [...] Schritt-Atemzug-Besenstrich ... Du darfst nie an die ganze Straße auf einmal denken, verstehst Du? Du musst nur an den nächsten Schritt denken, an den nächsten Atemzug, an den nächsten Besenstrich. Und immer wieder nur an den nächsten. Auf einmal merkst du, dass du Schritt für Schritt die ganze Straße gemacht hast.”

Der alte Straßenkehrer Beppo (Michael Ende)

Zusammenfassung

Um die Emissionen aus dem Flugverkehr zu reduzieren, muss unter anderem der Treibstoffverbrauch gesenkt werden. Dies kann sowohl auf Flugzeug- als auch auf Triebwerksebene erfolgen. Die Hauptziele sind Gewichts- und Widerstandsreduktion sowie eine Effizienzsteigerung. Das gezielte Einsaugen der Grenzschicht (Boundary Layer Ingestion; BLI) resultiert aus neuen Integrationskonzepten für Triebwerke, die sich aufgrund ihrer potenziellen positiven Effekte auf die Verringerung von Triebwerksemissionen und Fluglärm immer mehr in den Vordergrund drängen. Die breitbandige Anregung der BLI stellt einen hohen Anspruch an die strukturelle Bewertung des Antwortverhaltens. Weiterhin ist neben dem stationären auch das transiente strukturelle Antwortverhalten aufgrund des komplexen Anregungsmusters durch eine BLI bei der aeroelastischen Bewertung von Interesse.

Das Ziel der Arbeit ist ein verbessertes Verständnis über die Auswirkungen der Wahl des Triebwerkskonzepts, des Materials und des Betriebspunktes auf das Antwortverhalten bei der Anwendung der BLI-Technologie. Das Augenmerk liegt dabei auf:

- Vertiefung des Verständnisses über die physikalischen Anregungsmechanismen
- Vergleich zweier Rotoren mit unterschiedlicher Bauweise und aerodynamischer Auslegung
- aerodynamisches und strukturelles Antwortverhalten über die Drehzahl
- aerodynamisches und strukturelles Antwortverhalten über das Druckverhältnis
- strukturelles Antwortverhalten bei unterschiedlicher Materialwahl
- strukturelles Antwortverhalten bei veränderlicher Anregungsfrequenz (transientes Durchfahren von Resonanzpunkten)

Die Ergebnisse zeigen, dass die aerodynamische Auslegung eines Rotors maßgebend für den Einfluss von Off-Resonanz-Anregungsordnungen auf das strukturelle Antwortverhalten und somit auf die Komplexität des Schwingungsverhaltens ist. Weiterhin konnte gezeigt werden, dass die Absenkung der Strukturantwort beim transienten Durchfahren des Resonanzpunktes deutlich kleiner ausfällt als erwartet.

Abstract

To reduce emissions from air traffic, among other things, fuel consumption must be reduced. This can be achieved at both aircraft and engine level. The main objectives are to reduce weight and drag as well as increase efficiency. Forced boundary layer ingestion (BLI) is the result of new engine integration concepts, which are becoming increasingly important due to their potential positive effects on reducing engine emissions and aircraft noise. The broadband excitation of the BLI places high demands on the structural evaluation of the response behavior. Besides the steady-state response, the transient structural response is also of interest in the aeroelastic evaluation due to the complex excitation pattern of a BLI.

The aim of this thesis is to improve the understanding of the effects of choice of engine concept, materials used, and operating point on the response behavior in the application of BLI technology. The focus is on:

- Deepening the understanding of the physical excitation mechanisms
- Comparison of two rotors with different construction and aerodynamic design
- Aerodynamic and structural response behavior over rotational speed
- Aerodynamic and structural response over pressure ratio
- Structural response behavior with different material selection
- Structural response behavior with variable excitation frequency (transient passage of resonance points)

The results indicate that the aerodynamic design of a rotor is decisive for the influence of off-resonance excitation orders on the structural response behavior and thus on the complexity of the vibration behavior. Furthermore, it was shown that the reduction of the structural response during the transient passage of the resonance point is significantly smaller than expected.

Danksagung

Die vorliegende Doktorarbeit ist während meiner Tätigkeit als wissenschaftliche Mitarbeiterin in der Gruppe Aeroelastik der Turbomaschinen des Instituts für Aeroelastik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt (DLR) entstanden. Während dieser Zeit hatte ich das große Glück, mit Menschen zusammenzuarbeiten, welche einen nicht unerheblichen Anteil am erfolgreichen Gelingen dieses Projekts hatten.

Mein besonderer Dank gilt zunächst Prof. Dr.-Ing. Dieter Peitsch vom Institut für Luftfahrtantriebe der Technischen Universität Berlin für die Begleitung meiner Dissertation und die Bestärkung in meiner Arbeit.

Außerdem gilt mein großer Dank Dr.-Ing. Virginie Chenaux und Dr.-Ing. Joachim Belz, die mich bereits seit meiner Masterarbeit am Institut unterstützt und mich auf meinem Weg mit produktiven Gesprächen und wertvollen Anregungen begleitet haben. Weiterhin danke ich Dr. rer. nat. Holger Mai, der mir als mein Abteilungsleiter die Durchführung meiner Forschung ermöglicht hat. Teile dieser Arbeit sind innerhalb des Projekts AGATA3s entstanden. Für die hervorragende Zusammenarbeit und fruchtbaren Diskussionen danke ich meinen Kollegen vom Institut für Bauweisen und Strukturtechnologie sowie vom Institut für Luftfahrtantriebe.

Einen großen Dank auch an alle Mitglieder meiner Arbeitsgruppe Aeroelastik von Turbomaschinen für die zahlreichen fachlichen und persönlichen Gespräche und die stets hervorragende Zusammenarbeit. Insbesondere möchte ich Christoph, Markus, Jonas, Matthias und Dominik danken. Die gemeinsamen fachlichen und persönlichen Gespräche, wie auch die regelmäßigen Squashrunden haben mir während des stetigen Auf und Abs auf dieser Reise sehr geholfen und mich für die aufkommenden Herausforderungen neu motiviert.

Last but not least, danke ich meinen Eltern, meiner Familie und Freunden für ihre stetige Unterstützung und Geduld während der Arbeit an dieser Dissertation. Besonderer Dank gebührt dabei meinem Partner Paul, der in allen Lagen für mich da war, immer an mich geglaubt hat und mich stets ermutigte, die Arbeit an dieser Dissertation zu beenden. Ohne dich hätte ich das nicht geschafft!

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	vii
Tabellenverzeichnis	ix
Nomenklatur	xi
1. Einleitung	1
1.1. Neue Konzepte als Zukunftschance	2
1.1.1. Triebwerkskonzepte	3
1.1.2. Flugzeugkonzepte	5
1.2. Aeroelastik in Turbomaschinen	7
1.2.1. Antwortproblem - Forced Response	8
1.2.2. Stabilitätsproblem - Flattern	9
1.3. Stand der Technik	9
1.3.1. Strukturelles Antwortverhalten bei konstanter Anregungsfrequenz	10
1.3.2. Strukturelles Antwortverhalten bei variabler Anregungsfrequenz	13
1.3.3. Aerodynamisches und strukturelles Antwortverhalten von Fans unter BLI-Einfluss	15
1.4. Defizite im Stand der Technik	17
1.5. Problemstellung und Zielsetzung	18
1.6. Aufbau der Arbeit	19
2. Theoretische Grundlagen	21
2.1. Aerodynamik von Turbomaschinen	21
2.1.1. Betriebsbereich von Verdichtern	22
2.1.2. Aerodynamik unter BLI-Einfluss	23
2.1.3. Aerodynamische Anregungsmechanismen	27

2.2.	Strukturdynamisches Modell	29
2.2.1.	Allgemeine Bewegungsgleichung eines Ein-Massen-Schwingers	29
2.2.2.	Allgemeine Bewegungsgleichung des diskretisierten Systems	29
2.2.3.	Zyklische Geometrien	31
2.2.4.	Bewegungsgleichung in modaler Schreibweise	34
2.3.	Aeroelastisches System	34
2.3.1.	Aeroelastisches System mit externer Anregung mit konstanter Anregungsfrequenz	35
2.3.2.	Aeroelastisches System mit externer Anregung mit variabler Anregungsfrequenz	37
2.3.3.	Aerodynamische Arbeit und Energiemethode	40
2.3.3.1.	Stabilität und aerodynamische Dämpfung	40
2.3.3.2.	Energiemethode für ein aeroelastisches System mit externer Anregung mit konstanter Anregungsfrequenz	41
2.4.	Strukturdynamische Bewertung	42
3.	Vorgehen	45
4.	Modelle und Testfall	49
4.1.	Fankonzepte	49
4.1.1.	Fankonzept mit gegenläufigen Rotoren: die CRISPmulti- Konfiguration	49
4.1.2.	Fankonzept in BLISK-Bauweise: die UHBR-Konfiguration	53
4.2.	Verwendete Totaldruckstörung und Testfall	55
5.	Aerodynamische Anregungsmechanismen	57
5.1.	Allgemeines aerodynamisches Verhalten	57
5.2.	Aerodynamisches Verhalten unter Einfluss einer Totaldruckstörung	58
5.2.1.	Anregung durch Stoßwanderung	64
5.2.2.	Anregung durch Schaufelspitzenwirbel	65
5.2.3.	Auswirkungen der Anregungsmechanismen auf die instatio- näre Druckverteilung	68
6.	Strukturelles Antwortverhalten	71
6.1.	Stationäres Antwortverhalten	72
6.1.1.	Vergleich der Fankonfigurationen	72

6.1.2.	Einfluss des Massenstroms auf das stationäre Antwortverhalten	79
6.1.2.1.	CRISPMulti-Konfiguration	80
6.1.2.2.	UHBR-Konfiguration	82
6.1.3.	Einfluss der Materialwahl auf das stationäre Antwortverhalten	84
6.1.3.1.	CRISPMulti-Konfiguration	84
6.1.3.2.	UHBR-Konfiguration	87
6.1.4.	Schlussfolgerungen für das stationäre Antwortverhalten	89
6.2.	Transientes Antwortverhalten	91
6.2.1.	Effekte durch Überlagerung der Eigenformen für die CRISPMulti-Konfiguration	91
6.2.2.	Effekte durch Überlagerung der Anregungsordnungen für die CRISPMulti-Konfiguration	92
6.2.3.	Einfluss der Materialwahl auf das transiente Antwortverhalten für die CRISPMulti-Konfiguration	93
6.2.4.	Transientes Antwortverhalten der UHBR-Konfiguration	95
6.2.5.	Schlussfolgerungen für das transiente Antwortverhalten	96
7.	Zusammenfassung und Ausblick	97
7.1.	Zusammenfassung	97
7.2.	Ausblick	100
	Literaturverzeichnis	103
A.	Aerodynamische Anregungsmechanismen	117
A.1.	Kraftvariation unter Einfluss einer Totaldruckstörung	117
A.2.	Verhalten des Schaufelspitzenwirbel unter Einfluss einer Totaldruck- störung	117
B.	Strukturelles Antwortverhalten	121
B.1.	Goodman-Diagramme für die CRISPMulti-Konfiguration	121
B.2.	Goodman-Diagramme für die UHBR-Konfiguration	125

Abbildungsverzeichnis

1.1. Triebwerkskonzepte	3
1.2. Flugzeugkonzepte	5
1.3. Collar-Dreieck (nach [1])	8
2.1. Geschwindigkeitsdreiecke von einem Verdichterlaufblad [2]	22
2.2. Betriebsbereich von Verdichter	23
2.3. links: lokaler Betriebspunkt [3], rechts: Kraftvariation für eine Rotor- schaufel für eine Rotorumdrehung [3]	24
2.4. Auswirkung der reduzierten axialen Geschwindigkeitskomponente auf das Geschwindigkeitsdreieck	25
2.5. Verteilung von Totaldruck, statischem Druck und axialer Geschwin- digkeitskomponente stromauf und unmittelbar an der Faneintritts- ebene (nach [4])	25
2.6. Auswirkung des Gegen- bzw. Mitdrallgebiet auf das Geschwindig- keitsdreieck	26
2.7. Aerodynamische Anregungsarten (nach [5])	27
2.8. Schematische Darstellung eines Campbell-Diagramms (links) und zweifach-Diagramms (rechts)	31
2.9. schematische Darstellung von Knotendurchmessern	32
2.10. Amplitudenverlauf beim transienten Durchfahren eines Resonanzpunkts	39
2.11. Energiemethode (nach [6])	42
2.12. Schematische Darstellung Goodman-Diagramm	44
3.1. Schematische Darstellung des Vorgehens bei der Bewertung des struk- turellen Antwortverhaltens	46
4.1. CRISPMulti-Konfiguration	50
4.2. Eigenformen der CRISPMulti-Konfiguration	52

4.3.	S2m-Darstellung des Rechengebiets	52
4.4.	Campbell-Diagramm für die CRISPMulti-Konfiguration	53
4.5.	UHBR-Konfiguration	54
4.6.	Zugrunde liegende Flugzeugkonfiguration und daraus abgeleitete Einlaufstörung	56
5.1.	Verdichterkennfeld	58
5.2.	stationäres Strömungsfeld	59
5.3.	Machzahl- und Inzidenzverteilung für Simulation mit Störung CRISPMulti-Konfiguration bei 100% relativer Drehzahl bei 90% rela- tiver Schaufelhöhe	60
5.4.	Machzahl- und Inzidenzverteilung für Simulation mit Störung UHBR- Konfiguration bei 100% relativer Drehzahl bei 90% relativer Schau- felhöhe	61
5.5.	Kraftorbit für 50%, 75% und 100% relative Drehzahl	63
5.6.	Verteilung des Druckbeiwerts bei 90% relativer Schaufelhöhe für 100% relative Drehzahl, schwarz: stationäre Lösung, grau: zeitlicher Verlauf	65
5.7.	Strömungsfeld von Rotor 1 des CRISPMulti-Rotors für n=100% bei 98% relativer Schaufelhöhe während einer Umdrehung (Änderung des Anströmwinkels um Faktor 4 überhöht dargestellt)	66
5.8.	Strömungsfeld bei Zeitschritt für maximale Kraft auf verschiedenen Schaufelhöhen	67
5.9.	Erste Harmonische des instationären Drucks und der daraus resultie- renden lokalen Anregung für erste Biege- und Torsionseigenform für die CRISPMulti- (oben) und UHBR-Konfiguration (unten)	69
6.1.	Stationäres Antwortverhalten für die CRISPMulti-Konfiguration: Ver- schiebung und Beanspruchung	73
6.2.	Stationäres Antwortverhalten für die CRISPMulti-Konfiguration: Goodman-Diagramm	75
6.3.	Stationäres Antwortverhalten für die UHBR-Konfiguration	76
6.4.	Stationäres Antwortverhalten für die UHBR-Konfiguration: Goodman-Diagramm	77
6.5.	Einfluss des Massenstroms: Vergleich zwischen den Konfigurationen .	79
6.6.	Einfluss des Massenstroms: CRISPMulti-Konfiguration	81
6.7.	Einfluss des Massenstroms: UHBR-Konfiguration	83

6.8. Materialeinfluss für die CRISPMulti-Konfiguration: Veränderung der modalen Eigenschaften	84
6.9. Materialeinfluss für die CRISPMulti-Konfiguration: Verschiebung für Resonanz EO4/M2	86
6.10. Materialeinfluss für die CRISPMulti-Konfiguration: Goodman-Diagramm für die Titan-Konfiguration	86
6.11. Materialeinfluss für die UHBR-Konfiguration: Veränderung der modalen Eigenschaften	87
6.12. Materialeinfluss für die UHBR-Konfiguration: Verschiebung für Resonanzpunkt EO2/M1	88
6.13. Materialeinfluss für die UHBR-Konfiguration: Goodman-Diagramm für die CFK-Konfiguration	88
6.14. transientes Antwortverhalten der CRISPMulti-Konfiguration bei EO4/M2	92
6.15. transientes Antwortverhalten der CRISPMulti-Konfiguration bei EO6/M2	92
6.16. Transientes Antwortverhalten der CRISPMulti-Titan-Konfiguration für den Resonanzpunkt EO4/M2	94
6.17. Transientes Antwortverhalten der UHBR-Konfiguration für EO4/M2	95
A.1. Kraftorbit für 50%, 75% und 100% relative Drehzahl	118
A.2. Strömungsfeld für Zeitschritt (a)	119
A.3. Strömungsfeld für Zeitschritt (b)	120

Tabellenverzeichnis

4.1. Systemparameter der untersuchten Fankonzepte	50
4.2. Parameter der CRISPMulti-Konfiguration	53
4.3. Parameter der UHBR-Konfiguration	54
5.1. Variation für axiale Kraftkomponente	63
7.1. Zusammenfassung der Ergebnisse	101
A.1. Variation für axiale Kraftkomponente	118

Nomenklatur

Abkürzungen

ADLARF	Augmented Damping of Low-Aspect-Ratio Fans
ADP	Aerodynamischer Designpunkt
BLI	Boundary layer ingestion (Grenzschichteinsaugung)
BLISK	Bladed Integrated Disk
BPF	Blade Passing Frequency
BRI	Blade Row Interaction (Schaufelreihenwechselwirkung)
BWB	Blended Wing Body
CFD	Computational Fluid Dynamics (numerische Strömungsmechanik)
CFK	carbonfaserverstärkter Kunststoff
CRISP	Counter Rotating Integrated Shrouded Propfan
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
DTF	Distortion-Tolerant Fan
EO	Engine Order (Anregungsordnung)
FE(M)	Finite Element (Methode)
FRF [\tilde{H}]	Frequency response function (Frequenzgangsmatrix)
GAF	Generalized aerodynamic forces (generalisierte Luftkräfte)
GE	General Electric
HB	Harmonic Balance
HCF	High-Cycle Fatigue (Dauerfestigkeit)
IBPA	Interblade Phase Angle (Phasendifferenzwinkel)
ISF	inverser Sicherheitsfaktor
LEO	Low Engine Order
MAC	Modal Assurance Criterion

NASA	National Aeronautics and Space Administration
ND	Nodal Diameter (Knotendurchmesser)
PS	Pressure Side (Druckseite)
RANS	Reynolds-averaged Navier-Stokes
S	Sicherheitsfaktor
SS	Suction Side (Saugseite)
Starc-ABL	Single-aisle Turbo-electric AiRCraft with Aft Boundary-Layer propulsion
TAMS	Transient Amplitude Amplification of Mistuned Structures
TRACE	Turbomachinery Research Aerodynamic Computational Environment
TWM	Traveling Wave Mode (Wanderwelleneigenform)
UHBR	Ultra-High Bypass Ratio

Griechische Symbole

α	normierte Umfangsposition
α	dimensionslose Winkelbeschleunigung
β_1	Anstellwinkel
δ	Dämpfungskonstante
ε	Verzerrung
$\underline{\underline{\varepsilon}}$	Verzerrungstensor
θ	Inzidenzwinkel
κ	Winkelbeschleunigung
λ	Eigenwert
Ξ	Aerodynamische Dämpfung
Π_t	Totaldruckverhältnis
σ_n	Phasendifferenzwinkel
$\underline{\underline{\Phi}}$	Modalmatrix (Matrix der Eigenvektoren)
$\underline{\underline{\phi}}$	Eigenvektor
$\underline{\underline{\Psi}}$	Modalmatrix aus Wanderwellen-Eigenformen
$\underline{\underline{\psi}}$	Wanderwellen-Eigenform

$\dot{\Omega}$	Hochfahrgeschwindigkeit
Ω	Drehfrequenz
ω_0	Eigenkreisfrequenz
ω_D	gedämpfte Eigenkreisfrequenz

Lateinische Symbole

a_k	modale a-Matrix
b_k	modale b-Matrix
c	Anströmgeschwindigkeit
c_{ax}	axiale Komponente der Anströmgeschwindigkeit c
c_u	Umfangskomponente der Anströmgeschwindigkeit c
C_p	Druckbeiwert
d	Dämpfung
D	Lehr'sches Dämpfungsmaß
$\underline{\underline{D}}$	Dämpfungsmatrix
F	Anregungskraft
F_s	Schubkraft
G_k	generalisierte aerodynamische Kraft für Traveling Wave Eigenform k
$[\tilde{H}]$	Frequency response function (Frequenzgangsmatrix)
h	Umfangsharmonische
$\underline{\underline{I}}$	Einheitsmatrix
j	komplexe Zahl
k	Steifigkeit
$\underline{\underline{K}}$	Steifigkeitsmatrix
$\tilde{\underline{\underline{k}}}$	modale Steifigkeitsmatrix
K_E	Kinetische Energie
m_{cor}	korrigierter Massenstrom
m	Masse
$\underline{\underline{M}}$	Massenmatrix
$\tilde{\underline{\underline{m}}}$	modale Massenmatrix

\underline{n}	Normalenvektor
n	Drehzahl
N	Schaufelanzahl
P	statischer Druck
p_t	Totaldruck
q	modale Verschiebung
T_t	Totaltemperatur
t	Zeit
u	Umfangsgeschwindigkeit
\underline{w}	Faddeeva-Funktion
x	Verschiebung
w	lokale aerodynamische Arbeit
W_{ae}	Aerodynamische Arbeit pro Schwingungszyklus

Indizes

$()_{ax}$	axial
$()_{cor}$	korrigiert
$()_d$	dynamisch
$()_h$	homogen
$()_k$	Index der Eigenform
$()_{max}$	maximal
$()_{min}$	minimal
$()_p$	partikulär
$()_{red}$	reduziert
$()_{rel}$	relativ
$()_s$	statisch
$()_{steady}$	stationär
$()_t$	Totalzustand
$()_u$	Umfang
$()_\infty$	Anströmbedingung

obere Indizes

$()^H$	hermitesch (komplex konjugiert und transponiert)
$()^T$	transponiert
$()^*$	komplex konjugiert

Mathematische Operatoren

$\text{Im}()$	Imaginärteil einer komplexen Zahl
$\text{Re}()$	Realteil einer komplexen Zahl
$\Delta\{ \}$	Differenz
$\dot{\{ \}}$	erste zeitliche Ableitung
$\ddot{\{ \}}$	zweite zeitliche Ableitung
$\hat{\{ \}}$	Betrag einer komplexen Zahl
$\underline{\{ \}}$	Matrix
$\underline{\{ \}}$	Vektor
$\underline{\hat{\{ \}}}$	Betrag eines Vektors

Einleitung

Mit dem European Green Deal hat die Europäische Kommission 2019 einen Maßnahmenkatalog vorgestellt, die Netto-Emissionen von Treibhausgasen in der Europäischen Union bis 2050 auf null zu reduzieren [7]. Der Verkehrssektor inklusive der Luftfahrt verursacht fast 30% der Treibhausgasemissionen und stellt somit einen wichtigen Baustein bei der Erreichung der Ziele dar. Besonders der Anteil der Luftfahrt hat im Zeitraum von 1990 bis 2019 aufgrund von stark steigenden Passagierzahlen erheblich zugenommen [8]. Daher stehen sowohl neue Flugzeug- als auch Triebwerkskonzepte im Fokus der aktuellen Forschung.

Die Nachfrage nach hocheffizienten, modernen Flugzeugtriebwerken erfordert leichtere und dünnere Schaufeln. In Kombination mit dem Auftreten höherer aerodynamischer Schaufellasten und der Verwendung moderner und flexiblerer Materialien ist eine genaue Berechnung des Antwortverhaltens auf externe aerodynamische Störungen erforderlich.

Das Durchlaufen eines sich in Umfangsrichtung periodisch ändernden Druckfeldes gehört dabei zu den elementaren Auslegungskriterien der Beschauelung. Da die Anregung betriebsbedingt permanent auf die Struktur einwirkt, müssen demzufolge Versagenskriterien eingehalten sowie Lebensdaueraspekte abgeschätzt werden. Die Störungsquellen können dabei Stator- bzw. Rotornachläufe sowie deren Potentialfelder, eine ungleichmäßige Zuströmung durch Schrägeinströmung oder das ggf. gezielte Einsaugen einer Grenzschicht sein. Das gezielte Einsaugen der Grenzschicht

(Boundary Layer Ingestion - BLI) ist das Resultat neuer Integrationskonzepte von Triebwerken, welche durch die möglichen positiven Auswirkungen auf die Reduzierung von Triebwerksemissionen und des Fluglärms zunehmend in den Fokus rücken. Die Anregung der BLI erfolgt mit einem breitbandigen Frequenzspektrum, was sowohl die Anregungsordnung als auch die angeregten Schwingungsformen betrifft. Sie stellt somit einen hohen Anspruch an die notwendige strukturelle Bewertung des Antwortverhaltens.

1.1. Neue Konzepte als Zukunftschance

Um eine Reduzierung der vom Flugverkehr verursachten Emissionen zu erreichen, muss unter anderem der Treibstoffverbrauch reduziert werden. Dies kann und muss sowohl auf Flugzeug- als auch auf Triebwerksebene geschehen; die Hauptziele sind dabei immer Gewichts- und Widerstandsreduktion sowie eine Effizienzsteigerung. Die Auswirkungen einer Effizienzsteigerung auf beiden Ebenen beeinflussen sich dabei gegenseitig. Auf Triebwerksebene wird effizientes Fliegen erreicht, wenn der Vortriebswirkungsgrad erhöht werden kann. Klassischerweise geschieht das durch die Erhöhung des Nebenstromverhältnisses. Das führt entweder zu einem heißeren Kerntriebwerk oder zu einer Erhöhung des Triebwerksdurchmessers. Ersteres führt zu einer zu höheren Stickstoffoxid-Emissionen und zum anderen zu erhöhten Anforderungen an die Turbine, wodurch diese teurer wird. Auch eine beliebige Erhöhung des Triebwerksdurchmessers ist bei konventionellen Flugzeugkonfigurationen nicht möglich, da der verfügbare Bauraum unterhalb des Flügels limitiert ist. Für weitere Effizienzsteigerungen sind somit neue Flugzeugkonfigurationen notwendig. Umgekehrt wird auf Flugzeugebene eine Reduzierung des Widerstands zum Beispiel durch eine bessere Integration der Triebwerke in das Flugzeug erreicht. Dadurch erhalten jedoch die Triebwerke keine ungestörte Zuströmung mehr, was wiederum in der Triebwerksauslegung berücksichtigt werden muss. Es wird daher deutlich, dass sowohl Weiterentwicklungen bei der Triebwerkstechnologie als auch bei der Konzeption von Flugzeugen nicht losgelöst von den Entwicklungen im jeweils anderen Fachgebiet betrachtet werden können.



(a) GE90-Triebwerk [9]



(b) Gegenläufiger Fan bei einem Open-Rotor von General Electric [10]

Abbildung 1.1.: Triebwerkskonzepte

1.1.1. Triebwerkskonzepte

Auf der Triebwerkebene lässt sich ein Zusammenhang zwischen dem spezifischen Treibstoffverbrauch, dem Fandruckverhältnis und dem Bypassverhältnis herstellen. Aus diesem geht hervor, dass es für jede Kombination von Fandruck- und Bypassverhältnis genau ein Optimum für den spezifischen Treibstoffverbrauch gibt. Außerdem ist erkennbar, dass ein geringer spezifischer Treibstoffverbrauch durch ein hohes Bypassverhältnis bei kleinen Fandruckverhältnissen erreicht werden kann. Konkret kann das auf unterschiedliche Weisen realisiert werden.

Ultra-High-Bypass-Ratio Fan

Fans mit einem hohen Bypassverhältnis bezeichnet man auch als Ultra-High-Bypass-Ratio Fan bzw. UHBR-Fans. Durch das größer werdende Bypassverhältnis wird der Massenstrom gesteigert, wodurch bei gleicher Schubanforderung eine geringere Beschleunigung notwendig ist. Dadurch lassen sich zum einen der spezifische Treibstoffverbrauch und zum anderen die Lärmemissionen reduzieren. Die Steigerung des Bypassverhältnisses wird entweder durch die Steigerung des Fandurchmessers oder die Verkleinerung des Kerntriebwerks erreicht. Letzteres führt zu einer höheren Turbineneintrittstemperatur. Dadurch ist eine aufwändigere Auslegung, Fertigung sowie höherwertige Materialien für die Turbine notwendig. Außerdem erhöhen sich die NO_x-Emissionen. Daher wird üblicherweise eine Erhöhung des Fandurchmessers vorgenommen. Dieser ist jedoch bei klassischen Flugzeugkonfigurationen durch den verfügbaren Raum unterhalb des Flügels sowie durch die mechanische Belastung

der Schaufeln aufgrund der Drehzahl beschränkt. Wenn die Fandrehzahl vom restlichen System durch das Einfügen eines Getriebes entkoppelt wird, dann entfällt diese Einschränkung. Man spricht dann von einem Geared Turbo-Fan. Ein weiterer Nachteil hoher Fandurchmesser ist die Stirnfläche, die quadratisch mit dem Radius ansteigt. Dadurch wird der Gesamtwiderstand des Flugzeugs erhöht, was einen höheren Treibstoffbedarf nach sich zieht. Weiterhin erhöht sich aufgrund der integralen Bauweise der Wartungsaufwand, da die Reparatur eines Schadens die Zerlegung des gesamten Triebwerks notwendig macht.

Gegenläufiger Fan

Die Aufnahme von mehr Massenstrom ist durch die Schluckgrenze aerodynamisch begrenzt. Durch die Aufteilung des Fans auf zwei Stufen, können pro Stufe weniger Schaufeln verwendet werden, was zu einer geringeren Versperrung und dadurch bei gleichem Fandurchmesser zu einem höheren Massenstrom führt. Um die negativen Auswirkungen durch die gegenläufigen Rotoren, wie z.B. die erhöhten Lärmemissionen, entgegenzuwirken, kommt bisher nur eine ummantelte Umsetzung in Betracht. In einer solchen Ausführung besitzen sie einen höheren Vortriebswirkungsgrad als Geared Turbo-Fans. Ein Konzept als Open-Rotor-Konfiguration wurde bereits in den 1980er von General Electrics in Form des GE36 entwickelt und getestet. Es ist in Abbildung 1.1 (b) zu sehen.

Der Treibstoffbedarf kann durch mehrere Faktoren beeinflusst werden. Zum einen ist die grundsätzliche Konzeption des Fans wichtig. Aber auch mit der Bauweise und der Wahl des Materials kann das Gewicht reduziert und somit die Effizienz gesteigert werden.

Blisk-Bauweise

Bei der sogenannten Blisk-Bauweise (Abkürzung für Bladed Disk) bilden Scheibe und Schaufel eine feste Einheit. Sie werden entweder durch Hochgeschwindigkeitsfräsen aus vollem Material hergestellt oder durch das Zusammenfügen von Schaufeln und Scheiben durch Reibschweißen oder Induktionspressschweißen. Damit kann eine optimale Scheibenkonstruktion realisiert werden, was zu einer Reduktion des Gewichts führt. Außerdem führt die geringere Anzahl der Teile zu niedrigeren Instandhaltungskosten, einer einfacheren Montage sowie einer reduzierten Wuchtprozedur.

Werkstoffe

Triebwerksschaufeln werden klassischerweise aus Titan- und Nickel-Legierungen



(a) Starc-ABL-Konfiguration der NASA [11]



(b) Blended Wing Body Konzept von Airbus [12]

Abbildung 1.2.: Flugzeugkonzepte

hergestellt. Aufgrund der langen Tradition in ihrer Anwendung sind die Möglichkeiten weiterer Verbesserungen nahezu ausgeschöpft und gibt es hier nur geringes Verbesserungspotential. Dadurch ergibt sich ein Bedarf an neuen Werkstoffen, welche teilweise bereits in modernen Triebwerken eingesetzt werden. Dazu gehören zum einen faserverstärkte Verbundwerkstoffe, die eine Polymer-, Metall- oder auch Keramikmatrix aufweisen können. Verbundwerkstoffe mit einer Polymermatrix besitzen zwar eine hohe Festigkeit bei geringem Gewicht, allerdings auch einen kleinen zulässigen Temperaturbereich und sind anfällig bei Vogelschlag. Daher sieht man bei aktuellen Triebwerken wie dem GE90 (dargestellt in Abbildung 1.1 (a)) und deren Weiterentwicklungen, dass die Schaufelvorderkante mit einem Titanstreifen verstärkt wurde. Zum anderen sind intermetallische Phasen-Werkstoffe wie Titan-Aluminide aufgrund ihrer Temperaturfestigkeit bei gleichzeitiger geringer Dichte von Interesse. Da sie im Gegensatz zu herkömmlichen Titanwerkstoffen hohe Betriebstemperaturen ertragen können, kommen als Einsatzgebiet die Niederdruckturbinen oder das Gehäuse von Hochdruckverdichtern infrage.

1.1.2. Flugzeugkonzepte

Auch auf Flugzeugebene lassen sich z.B. durch die Reduktion des Widerstands Treibstoff und somit Emissionen einsparen. Erzielen lässt sich das beispielsweise durch die verstärkte Integration der Triebwerke in die Rumpfstuktur, wodurch die umströmte Fläche und somit der Widerstand reduziert wird. Diese neuen Anordnungen der Triebwerke führt außerdem zur Einsaugung der Rumpfgrenzschicht

durch die Triebwerke. Die Grenzschichteinsaugung durch die Triebwerke kann auch forciert werden, da sich dadurch zusätzliche Vorteile hinsichtlich der Reduzierung des Treibstoffbedarfs auf Triebwerksebene ergeben, wie aus der Schub- und Leistungsbetrachtung hervorgeht. Der erreichte Schub ist proportional zum geförderten Massenstrom \dot{m} und der Differenz aus Ein- und Austrittsgeschwindigkeit¹:

$$F_s = \dot{m} (c_{aus} - c_{ein}). \quad (1.1)$$

Durch ein eingesaugtes Grenzschichtprofil wird die Anströmgeschwindigkeit herabgesetzt. Da für die gleiche Schubanforderung die Geschwindigkeitsdifferenz ausschlaggebend ist, kann die Austrittsgeschwindigkeit kleiner sein als bei einer ungestörten Zuströmung. Die benötigte Leistung, um diesen Schub zu generieren, berechnet sich aus dem geförderten Massenstrom \dot{m} und der Differenz der Geschwindigkeitsquadrate:

$$P = \frac{1}{2} \dot{m} (c_{aus}^2 - c_{ein}^2). \quad (1.2)$$

Aufgrund des niedrigeren Geschwindigkeitsniveaus in der An- und Abströmung reduziert sich die benötigte Leistung im Vergleich zu einer ungestörten Anströmung deutlich, was eine Reduzierung des Treibstoffbedarfs bedeutet.

In der Literatur gibt es unterschiedliche Konzepte für die Integration der Triebwerke in die Flugzeugstruktur. Eine umfangreiche Übersicht über die numerischen Untersuchungen verschiedener Konfigurationen ist bei MENEGOZZO ET AL. [13] zu finden. Hier soll auf zwei hauptsächliche Konzepte eingegangen werden: dem sogenannten Aft-Propulsor und dem Blended-Wing-Body-Konzept. Beide beruhen dabei auf den Vorteilen, die durch verteilte Antriebe zu erreichen sind [14].

Aft-Propulsor

Beim sogenannten Aft-Propulsor werden eine oder mehrere Komponenten der Antriebe am Heck des Rumpfes positioniert. Dabei können die Achse des Triebwerks und des Rumpfes übereinstimmen oder mehrere kleine Triebwerke um den Rumpfquerschnitt verteilt sein [15]. Ein Beispiel für diese Triebwerksanordnung ist das *Starc-ABL*-Konzept, welches in Abbildung 1.2 (a) dargestellt ist. Dabei handelt es sich um eine konventionelle Single-aisle Rumpf-Konfiguration mit Flügel, die erstmals von WELSTEAD UND FELDER [16] vorgestellt. Die Abkürzung steht für „*Single-aisle Turbo-electric AiRCraft with Aft Boundary-Layer propulsion*“. Die

¹ Unter der Vernachlässigung von Treibstoff- und Zapfluftmassenströmen sowie eine geeignete Wahl der Bilanzhülle, wodurch sich die statischen Druckanteile aufheben

Auslegung erfolgte anhand einer Mission, die vergleichbar zu aktuellen Boeing 737-800- oder Airbus A320-Konfigurationen sind. Das *StarC-ABL*-Konzept weist ein hybrid-elektrisches Antriebskonzept mit zwei Getriebe-Turbofan-Triebwerken auf, die unterhalb des Flügels positioniert sind, sowie einem ummantelten, elektrisch betriebenen BLI-Antrieb am Heck des Rumpfes. In dieser Studie konnte eine Reduktion von 7 bis 14% des Block-Fuels erreicht werden. Die Autoren führen die Reduktion auf die Effizienz des BLI-Antriebs und die Reduktion des Gewichts durch die kleineren Triebwerke unterhalb der Flügel zurück. Auch von europäischen Forschungseinrichtungen existieren vergleichbare Konzepte, wie zum Beispiel die CENTERLINE-Konfiguration [17].

Blended-Wing-Body-Konzepte

Eine weitere Konstruktionsmöglichkeit mit verteilten Antrieben beinhaltet das fundamentale Überdenken der bisherigen Flugzeugarchitektur und führt zu sogenannten Blended-Wing-Body-Konzepten (BWB). So hat z.B. Airbus 2021 als Teil seiner Ideen für emissionsfreie Flugzeuge (*zeroe*-Konzepte) eine solche Konfiguration als Langzeitziel vorgestellt (siehe Abbildung 1.2 (b)). Auch die NASA verfolgt seit geraumer Zeit ähnliche Konzepte, um die Reduktionsziele bei den Emissionen zu erreichen [18, 19]. Aufgrund der Anordnung der Triebwerke am Heck und oberhalb des Flügels sind diese während des Fluges der Rumpfgrenzschicht ausgesetzt, was zu einer Erhöhung des Vortriebswirkungsgrads führt. Außerdem sind die Triebwerke nach unten hinten abgeschottet, wodurch am Boden weniger Lärmmissionen gemessen wird.

Eine Bewertung des Gesamtsystems unter der Berücksichtigung der verschiedenen Wechselwirkungen ist äußerst komplex und Gegenstand der aktuellen Forschung [20, 21]. Eine weitere Herausforderung solcher Konzepte sind die Analysen und Bewertungen der Auswirkungen einer gezielten Grenzschichteinsaugung durch das Triebwerk auf die unterschiedlichen Teildisziplinen. Im Auslegungsprozess sind dabei unter anderem die Gebiete Aerodynamik, Aeroakustik und Aeroelastik gefordert [22].

1.2. Aeroelastik in Turbomaschinen

Aeroelastische Probleme entstehen durch die Interaktion von aerodynamischen, elastischen und intertiellen Kräften. Je nach Beteiligung dieser drei Kräfte unterscheidet

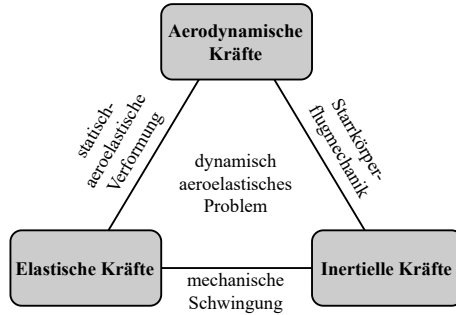


Abbildung 1.3.: Collar-Dreieck (nach [1])

man zwischen statisch-aeroelastischer Verformung, Starkkörperflugmechanik, mechanischer Schwingung und dynamisch aeroelastisches Problem, was im Collar-Dreieck schematisch dargestellt werden kann (siehe Abbildung 1.3). Die durch aeroelastische Phänomene hervorgerufenen Deformationen können zum plötzlichen Versagen oder Lebensdauerproblemen führen und müssen somit in der Auslegung berücksichtigt werden. Insbesondere die Entwicklung bei den Turbomaschinen hin zu mehr Energieumsatz führt zu einer stärkeren aerodynamischen Belastung der Schaufeln und zum anderen zu einer Vergrößerung der Maschinen. Dadurch erhöht sich die Gefahr sowohl von hohen Deformationen als auch kritischen Betriebszuständen, bei denen aeroelastische Phänomene auftreten können. Das Risiko steigert sich zusätzlich durch die Verwendung von schlankeren Schaufeldesigns und Leichtbaumaterialien, sodass eine genaue Bewertung und das eingehende Verständnis der Mechanismen im Turbomaschinenbereich essenziell sind.

Bei dynamischen aeroelastischen Phänomenen interagieren alle drei genannten Kräfte miteinander. Sie lassen sich weiter in Antwort- und Stabilitätsproblem unterscheiden.

1.2.1. Antwortproblem - Forced Response

Unter Antwortproblem versteht man die Reaktion auf äußere Kräfte, die Struktur wird dadurch fremderregt. Bei Turbomaschinen wird das Forced Response Verhalten nach verschiedenen aerodynamischen Anregungsarten unterschieden, die sich alle auf Variationen des Strömungsfelds in Umfangsrichtung zurückführen lassen. Im Betrieb kann durch wiederkehrende Schwingungen das Ende der Lebensdauer erreicht werden und ein Versagen der Struktur setzt ein (High-Cycle Fatigue - HCF).

In der Auslegung muss daher sichergestellt werden, dass die Schwingungsantwort unterhalb der vom Material zulässigen Amplitude liegt und die auftretenden Schwingungszyklen im geforderten Bereich liegen. Die höchsten Schwingungsantworten werden dabei in sogenannten Resonanzpunkten erwartet. Diese liegen vor, wenn die Anregungsfrequenz identisch mit einer Eigenfrequenz ist. Um den Rechenaufwand zu minimieren, werden Forced Response Bewertungen nur für Resonanzpunkte durchgeführt.

1.2.2. Stabilitätsproblem - Flattern

Von einem Stabilitätsproblem oder auch einer aeroelastischen Instabilität wird bei einer selbst erregten Schwingung gesprochen. Zwischen Strömung und Struktur findet ein Energieaustausch statt. Beim sogenannten Flattern ergibt sich durch die Interaktion zwischen Strömung und Struktur eine Schwingung mit exponentiell ansteigender Amplitude bis hin zur Zerstörung der Struktur. Die Schwingungen treten dabei immer mit einer Eigenfrequenz des Systems auf. Auf dem Gebiet der Turbomaschinen muss außerdem der Einfluss der benachbarten Schaufeln auf das Flatterverhalten berücksichtigt werden, was die Analyse umfangreicher macht. Der Analyseumfang wird durch die Tatsache weiter erhöht, dass Flattern in allen Betriebszuständen vorkommen kann und somit ein großes Spektrum an möglichen Betriebszuständen abgedeckt werden muss.

1.3. Stand der Technik

In dieser Arbeit liegt das Hauptaugenmerk auf der Betrachtung von aeroelastischen Antwortproblemen. Dabei kann die Anregungsfrequenz konstant oder variabel sein. Eine konstante Anregungsfrequenz liegt bei einem Anregungsfall mit konstanter Drehzahl vor. Die Anregungsfrequenz ist variabel, wenn die Drehzahl verändert wird, was bei Hoch- und Runterfahrvorgängen der Maschine der Fall ist. In diesem Abschnitt wird der aktuelle Stand der Technik sowohl für konstante als auch variable Anregungsfrequenzen vorgestellt. Außerdem werden Untersuchungen vorgestellt, die sich speziell mit dem aerodynamischen und strukturellen Antwortverhalten von Fans unter dem Einfluss von Einlaufstörungen beschäftigt haben.

1.3.1. Strukturelles Antwortverhalten bei konstanter Anregungsfrequenz

Die strukturelle Antwort einer Geometrie auf eine periodische aerodynamische Anregung ist gleichbedeutend mit der Interaktion zwischen einer Schaufelbewegung und dem instationären Strömungsfeld. Die von einer periodischen Störung induzierten Schwingungen haben selbst wieder eine instationäre Druckänderung um die Schaufel zur Folge. Aus der instationären Druckänderungen auf der Schaufel und einer Schwingung kann die sogenannte aerodynamische Arbeit berechnet werden. Dabei ist es nicht entscheidend, ob die instationäre Druckänderung durch eine externe aerodynamische Anregung oder von einer Schaufelschwingung selbst hervorgerufen wird. Für letzteres kann die aerodynamische Arbeit in die aerodynamische Dämpfung umgerechnet werden.

Die verschiedenen Methoden für die Berechnung des strukturellen Antwortverhaltens unterscheiden sich daher in ihrem Grad der Fluid-Struktur-Kopplung. Die einfachste Unterscheidung ist dabei zwischen entkoppelter und gekoppelter Methodik. Eine Übersicht über verschiedene Ansätze wird von MARSHALL UND IMREGUN [23] gegeben. Speziell für Methoden von Forced Response Bewertungen ist eine Übersicht und ein Vergleich der Methoden bei MOFFAT UND HE [24] zu finden. Für die verschiedenen Methoden der Flutterbewertung geben CASONI UND BENINI eine aktualisierte Übersicht [25].

Bei **entkoppelten Methoden** wird eine Wechselwirkung zwischen der Strömung und der Struktur vernachlässigt. Es wird also davon ausgegangen, dass die aerodynamische Dämpfung, die Eigenfrequenzen sowie die Eigenformen des Systems nicht von der aerodynamischen Last beeinflusst sind. Im Bereich der Turbomaschinen ist das insoweit gültig, als meistens von einer hohen Dichte und Steifigkeit der Struktur bezogen auf das umgebene Fluid ausgegangen werden kann. Man spricht hier auch vom hohen Massenverhältnis zwischen Fluid und Struktur. Dadurch ist es möglich, die beiden Bereiche unabhängig voneinander zu betrachten und Informationen einmalig auszutauschen. Da im Turbomaschinenbereich ein großer Parameterraum abgedeckt und somit eine hohe Anzahl von Analysen durchgeführt werden muss, wird aufgrund ihrer hohen numerischen Effizienz häufig auf entkoppelte Methoden zurückgegriffen. Die entkoppelten Methoden wurden zunächst für Flutteranalysen entwickelt und später für Forced Response Analysen erweitert.

Bei entkoppelten Flutterberechnungen wird der Energietransfer zwischen der Strömung und der umströmten Struktur während einer Schwingung bestimmt. Berechnet wird dabei die instationäre Druckverteilung, welche durch die Schaufelschwingung in einer spezifischen Eigenform induziert wird. Mit der Einführung der Traveling-Wave Eigenformen von LANE [26], wurde es außerdem möglich einen kompletten Rotor über ein repräsentatives Segment mit einem definierten Phasenversatz zwischen den Segmenten zu betrachten. Die von CARTA in [27] entwickelte Energiemethode definiert die Stabilität einer Schwingung durch den Energietransfer zwischen Strömung und der schwingenden Struktur. Er etablierte dabei die Definition der aerodynamischen Dämpfung durch das logarithmische Dekrement als Verhältnis von der aerodynamischen Arbeit pro Schwingungszyklus zu der maximalen kinetischen Energie des Systems. Daher wird dieser Ansatz häufig auch als Work-per-Cycle Ansatz bezeichnet. Bei der Energiemethode wird davon ausgegangen, dass sich das durch eine Schwingung induzierte instationäre Strömungsfeld linear verhält und somit eine getrennte Betrachtung ermöglicht. Ein solches Verhalten wurde sowohl von LI UND HE als auch von SCHMITT für verschiedene Fan-Geometrien gezeigt [28, 29]. Außerdem beruht die Methode auf der Annahme, dass Flattern nur für isolierte Eigenformen auftritt, was sich aus dem angenommenen hohen Masseverhältnis zwischen Strömung und Struktur ableitet. Neuere Untersuchungen zeigten jedoch, dass insbesondere für Rotoren mit hochflexiblen Schaufeln diese Annahme nicht mehr von vornherein gültig ist [30].

Liegt eine externe aerodynamische Anregung vor, so kommt es zu einer fremderregten Schwingung, und man spricht von einem Forced Response Problem. Die entkoppelte Betrachtung für den Fall mit externer aerodynamischer Anregung ermöglicht es, die aerodynamischen Anregungs- und Dämpfungskräfte unabhängig voneinander zu bestimmen. Die für die Flutterbewertung bekannte Energiemethode wurde für die Anwendung auf den Forced Response Fall von MOFFAT UND HE [6, 31] erweitert. Analog zur aerodynamischen Arbeit, hervorgerufen durch eine Schwingung, wird auch durch eine externe aerodynamische Anregung Arbeit auf der Schaufel verrichtet. Die Energiemethode für Forced Response beruht auf dem Ansatz, dass in Resonanz ein Gleichgewicht zwischen der Arbeit durch die externe aerodynamische Anregung (Anregungsarbeit) und der durch die Schwingung erzeugten Dämpfung (Dämpfungsarbeit) besteht. Es ist daher möglich, diese beiden Arbeiten getrennt voneinander zu berechnen und daraus die physikalische Schwingungsantwort zu bestimmen.

Eine weitere Möglichkeit der Bewertung von externen aerodynamischen Anregungen ist die Verwendung des modalen Superpositionsansatzes. Dieser wird z.B. von CHIANG UND KIELB [32] auf einen Fan mit Totaldruckstörung und die Anregung durch Schaufelwechselwirkung in einer Turbinenstufe angewendet.

Bei **gekoppelten Methoden** hingegen findet ein Austausch von Informationen zwischen Strömung und Struktur statt. Häufig werden sie bei zeitgenauen Verfahren verwendet, wodurch sie rechen- und zeitintensiv sind und daher zu Validierungszwecken und nicht während des Auslegungsprozesses angewendet werden. Jedoch werden mit immer weitergehenden Optimierungen der Geometrien nichtlineare Effekte sowohl in der Strömung als auch in der Struktur wahrscheinlicher. Somit kann nicht mehr von einem linearen Verhalten der aeroelastischen Phänomene ausgegangen werden und die Verwendung von gekoppelten Methoden wird notwendig. Die verschiedenen Methoden unterscheiden sich dabei in ihrem Grad an Interaktion zwischen Strömung und Struktur. Bei teilweise integrierten Methoden wird die Lösung von Strömung und Struktur getrennt voneinander berechnet. Ein Austausch der Informationen findet zu jedem Zeitpunkt statt. Bei voll integrierten Methoden hingegen sind die Strukturgleichungen vollständig in die Strömungsgleichungen integriert, wodurch kein Austausch von Informationen zwischen verschiedenen Netzen notwendig ist.

Für die Anwendung auf das Flutterphänomen wurde von CHAHINE ET AL. ein Vergleich von gekoppelten und entkoppelten Verfahren bei hohen Masseverhältnissen und Steifigkeiten durchgeführt [33]. Dabei wurden die Ergebnisse der Energiemethode mit einer zeitgenauen Fluid-Struktur-Kopplung für einen Fan mit geringem Masseverhältnis verglichen. In diesem Zuge wurden deutliche Unterschiede in der aerodynamischen Dämpfung festgestellt. Zusätzlich zeigten SCHUFF UND CHENAUX [34, 35], dass eine Kopplung von Eigenformen den flatterfreien Betriebsbereich deutlich einschränken kann. Für die Untersuchungen wurde die aus der Flugzeug-aeroelastik bekannte p-k-Methode für die Anwendung im Bereich der Turbomaschinenbeschaufelung erweitert und angepasst [36].

Für Forced Response Anwendungen wurden von verschiedenen Autoren Verfahren für ein gekoppeltes Betrachten vorgestellt. Eine frühe Möglichkeit war die Verwendung von reibungsbehafteten, mehrstufigen und dreidimensionalen CFD-Modellen mit der modalen Reduktion, wie sie von SAYMA ET AL. und BREARD ET AL. gezeigt

wurde [37, 38]. Jedoch sind vor allem die Strömungssimulationen aufgrund der notwendigen hohen zeitlichen Auflösung äußerst rechenaufwendig und somit nicht immer praktikabel. SCHMITT verwendete ein lineares modales Schwingungsmodell ohne Begrenzung der Freiheitsgrade in Verbindung mit dem Newmark-Verfahren für die zeitliche Integration. Damit stellte er einen Vergleich zwischen gekoppelter und entkoppelter Betrachtung des Forced Response Problems für eine gegenläufige Fankonfiguration auf, wobei sich keine signifikanten Unterschiede zeigten [29]. Von MOFFAT wurde eine vollgekoppelte Methode entwickelt, welche auf der Integration der modalen Gleichungen in den Strömungslöser basiert [31]. Dadurch kann die Lösung des Systems entweder im Frequenz- oder Zeitbereich erfolgen.

1.3.2. Strukturelles Antwortverhalten bei variabler Anregungsfrequenz

Die Bewegungsgleichung für ein System mit variabler Anregungsfrequenz lässt sich nicht mehr analytisch lösen. Für die Lösung mit Hilfe einer numerischen Zeitintegration stehen verschiedene numerische Verfahren zur Auswahl. Diese sind allerdings äußerst zeit- und rechenaufwendig. Es wurde daher schon früh daran geforscht, eine Bewertung bei variabler Anregungsfrequenz zu beschleunigen.

Um das System zu vereinfachen, wurde zunächst mit **Ein-Freiheitsgrad-Systemen** gearbeitet. Bereits PÖSCHL [39] hat eine erste numerische Lösung des Antwortverhaltens bei variabler Anregungsfrequenz gezeigt. Für ungedämpfte Systeme entwickelte er eine approximative Lösung unter Verwendung des Fresnelschen Integrals.

Später wurde von GOLOSKOKOV UND FILIPPOV ein semi-analytischer Ansatz für die Einhüllende hergeleitet [40]. Die Lösung wird mithilfe des Wahrscheinlichkeitsintegrals berechnet und basiert auf der modalen Entkopplung sowie der Reduktion auf ein Differenzialgleichungssystem erster Ordnung. Dadurch ist die Berücksichtigung beliebiger Dämpfungen möglich. Weitere umfangreiche Untersuchungen wurden von MARKERT UND PFÜTZNER für ein Ein-Freiheitsgrad-System bei betragsmäßiger Steigerung der Durchfahrtsgeschwindigkeit durchgeführt [41, 42]. Es zeigten sich dabei folgende grundsätzliche Phänomene:

- Die maximal erreichte Amplitude für das System mit veränderlicher Anregungsfrequenz ist kleiner als bei konstanter Anregungsfrequenz.

- Die maximal erreichte Amplitude für das System mit veränderlicher Anregungsfrequenz tritt im Vergleich zum System mit konstanter Anregungsfrequenz zeitlich verzögert auf.
- Bei Resonanzdurchfahrten erhöht sich der Einfluss von Schwebungen.
- Bei Systemen mit veränderlicher Anregungsfrequenz verringert sich der Gradient des Amplitudenanstiegs vor dem Amplitudenmaximum.

Besonders für Systeme mit kleinen Dämpfungswerten (< 0.2) zeigte sich die Notwendigkeit, auch das Antwortverhalten bei variabler Anregungsfrequenz zu untersuchen, da es hier zu großen Unterschieden zwischen den Antwortamplituden bei konstanter und variabler Anregungsfrequenz kommt. Um die aufwendige Berechnung der Einhüllenden oder auch die numerische Zeitintegration zu vermeiden, wurden außerdem Näherungsformeln für ein Ein-Freiheitsgrad-System hergeleitet.

Auch das Antwortverhalten eines **Mehr-Freiheitsgrad-Systems** mit variabler Anregungsfrequenz kann untersucht werden. Für solche Systeme sind bei LEUL [43] Näherungsformeln hergeleitet. Zusätzlich ist es möglich, sie unter der Annahme von stark separierten Eigenfrequenzen, als Ein-Freiheitsgrad-Systeme zu betrachten.

Jedoch ist die Annahme für stark separierte Eigenfrequenzen für verstimmte Strukturen nicht mehr gültig. Eine der ersten Untersuchungen an verstimmten Systemen wurde von AYERS ET AL. durchgeführt [44]. Diese basiert auf einer Zeitintegration der modalen Bewegungsgleichungen und ist daher zeitintensiv. Es zeigte sich, dass das transiente Antwortverhalten im Vergleich zum stationären Antwortverhalten sensitiver gegenüber kleinen Fehlern in den Eigenfrequenzen des Systems reagiert. Durch die Interaktion der Freiheitsgrade treten zudem Schwebungen auf. Die Notwendigkeit von Untersuchungen des Antwortverhaltens bei variablen Anregungsfrequenzen ist bei hohen Durchfahrtsgeschwindigkeiten und kleinen Dämpfungswerten gegeben. Außerdem werden Anhaltspunkte für kritische Beschleunigungsraten gegeben, ab denen transiente Effekte untersucht werden sollten. Für eine spezifische Eigenform ist diese direkt proportional zu deren Dämpfungsmaß.

Weitere umfangreiche Untersuchungen zum Antwortverhalten von verstimmten Turbinenschaufeln wurden von BONHAGE durchgeführt [45–50]. Er zeigte den Zeitvorteil des semi-analytischen Ansatzes von GOLOSKOKOV UND FILIPPOW sowie MARKERT UND PFÜTZNER gegenüber der Zeitintegration und wendete ihn auf eine geometrisch zyklisch-symmetrische Struktur und somit ein Mehr-Freiheitsgrad-System an.

Betrachtet wurde die Anregung mit einer Anregungsordnung. Unter der Voraussetzung, dass eine Verstimmung in der Struktur vorliegt, zeigte sich eine transiente Amplitudenüberhöhung (Transient Amplitude Amplification of Mistuned Structures - TAMS). Es wurden dabei Amplitudenüberhöhungen von bis zu 20% im Vergleich zum stationären Anregungsfall beobachtet. Isolierte Eigenfrequenzen zeigten dabei keine transiente Amplitudenüberhöhung. Erst durch ein großes Maß an Verstimmung und das daraus resultierende Aufsplitten der Eigenfrequenzen und separierte Eigenformen führt zu einer Überlagerung der Antwortamplituden beider Eigenformen und somit zu einer transienten Amplitudenüberhöhung. Die Abweichungen der separierten Eigenfrequenzen, der Eigenformen und der Durchfahrtschwindigkeiten definieren, ob und wie stark die transiente Amplitudenüberhöhung auftritt. Verstimmung in der Struktur sorgt dabei bei allen Untersuchungen für eng benachbarte Eigenfrequenzen und ist somit Grundvoraussetzung für den beobachteten Effekt. Das Verhalten wurde zusätzlich experimentell mithilfe einer Anregung in Form von Traveling Waves durch Lautsprecher bestätigt. Die Arbeiten wurden von HEINZE ET AL. [51], WILLEKEET AL. [52] und SCHLESIER ET AL. [53] weitergeführt.

Neuere Arbeiten von TONG ET AL. befassen sich mit einer multi-frequenten Anregung [54, 55]. Auch hier wird der semi-analytische Ansatz für die einzelnen Anregungsordnungen verwendet. Es wird der Einfluss unterschiedlicher Verstimmungs-Muster sowie Hochfahrprofile auf das transiente Antwortverhalten untersucht.

1.3.3. Aerodynamisches und strukturelles Antwortverhalten von Fans unter BLI-Einfluss

Die Untersuchung des Einflusses von Störungen auf das Triebwerksverhalten war zunächst durch das Wirken von ungewollten Einlaufstörungen motiviert. Eine häufige Quelle der Störung waren Querwinde und eingesaugte Wirbel. Die Bedeutung des Triebwerkverhaltens bei der Präsenz einer Umfangsstörung wurde früh erkannt und von DANFORTH beschrieben [56].

Aktuelle Untersuchungen beziehen sich häufig auf die NASA Rotor-67 Konfiguration, den ADLARF-Rotor und den Vital-Rotor. In neuerer Zeit wurde intensiv der sogenannte BLI2DTF-Rotor der NASA betrachtet, der speziell für eine BLI-Anwendung ausgelegt wurde.

Für die **NASA Rotor 67**-Konfiguration wurden sowohl aerodynamische als auch aeroelastische Einflüsse von Einlaufstörungen untersucht. Von LI UND HE wurde ein Vergleich zwischen einer Vollkranz- und Single-Passage-Simulation durchgeführt [28]. Sie zeigten, dass sowohl die instationären Effekte als auch die zeitgemittelte Strömung mit einer Single-Passage-Simulation ausreichend genau abgebildet werden können. FIDALGO ET AL. beschrieben die Interaktion des Rotors mit der Störung und die daraus resultierende Ausbildung von Mit- und Gegendrall-Gebieten [57]. Außerdem zeigten sie, dass jede Rotorpassage in einem lokalen Betriebspunkt arbeitet und leitete daraus ab, dass sich das Verhalten des Rotors im Kennfeld am ehesten mit einem Orbit beschreiben lässt.

Für die **ADLARF**-Konfiguration (*Augmented Damping of Low-Aspect-Ratio Fan*) wurden sowohl numerische als auch experimentelle Untersuchungen durchgeführt [58, 59]. Während der Versuche wurden dem Rotor Einlaufstörungen mit unterschiedlichen Umfangsharmonischen aufgeprägt. Aerodynamische Analysen zeigten eine Reduzierung der Rotoreffizienz bei gleichzeitigem Anstieg der Verluste. HAH ET AL. führten dies auf die Interaktion von Wirbeln mit der Störung zurück [60]. Von KENYON ET AL. wurden die strukturelle Antwort des Rotors auf die Störung untersucht [61]. Dabei wurde eine instationäre aerodynamische Kopplung zwischen den Schaufeln festgestellt. Die Mechanismen des Energietransfers zwischen den Schaufeln aufgrund der instationären aerodynamischen Belastung beschreiben sie als bisher nicht gut verstanden. BREARD ET AL. untersuchten die Auswirkungen einer gekoppelten Analyseverfahren [38]. Sie betrachteten dabei den Einfluss der Schaufelschwingungen auf die instationären Druckverteilungen und stellten eine gute Übereinstimmung zwischen numerischen und experimentellen Ergebnissen fest.

Von GUNN UND HALL wurde die **Vital**-Konfiguration mit einer Totaldruckstörung beaufschlagt und numerisch untersucht [62]. Die aerodynamische Auswertung zeigte eine Erhöhung der Verluste. Diese werden auf lokale, nichtlineare Effekte infolge der Interaktion des Rotors mit der Einlaufstörung zurückgeführt. So kommt es zum Beispiel zu einer instationären Strömungsablösung in der Nähe der Schaufelspitze und einer Stoßwanderung über 30% der Schaufeltiefe.

Eine aeromechanische Bewertung einer solch großen Stoßwanderung wurde nicht vorgenommen, wird allerdings von den Autoren dringend empfohlen.

Von der NASA sind umfangreiche numerische und experimentelle Untersuchungen im Bereich der Auslegung eines *Distortion-Tolerant Fans* (DTF) im Rahmen des Projekt **BLI2DTF** durchgeführt worden. Die Entwicklung des Fandesigns ist bei COUSINS ET AL. zu finden [63]. Eine allgemeine Übersicht über das Projekt gibt [64]. Die Untersuchungen leiteten sich von einer BWB-Konfiguration mit aufgesetzten Triebwerken ab. Die Entwicklung des Fans unter BLI-Einfluss ist in [65, 66] dokumentiert, wobei eine detaillierte Analyse des Flutter und Forced Response Verhaltens bei [67, 68] zu finden ist. Eine Gesamtübersicht der experimentellen Ergebnisse mit dem Fokus auf aerodynamische Daten werden von AREND ET AL. [69] gegeben. Im Versuch wurde ein Bereich von 70-105% korrigierte Drehzahl abgedeckt. Dabei traten weder Instabilitäten noch Beschädigungen am Rotor auf, wodurch die Umsetzbarkeit der BLI-Technologie für den Fan gezeigt werden konnte. Eine detaillierte Darstellung der experimentell ermittelten Schwingungsdaten werden von PROVENZA ET AL., DUFFY ET AL. und HEINLEIN ET AL. gegeben [70–72]. In den Untersuchungen wird die Überlagerung der Strukturantwort auf die ersten drei Anregungsordnungen betrachtet, da die durch die weiteren höheren Anregungsordnungen induzierten instationären aerodynamischen Kräfte weniger signifikant sind. In der Auslegung wurde eine sogenannte Worst-Case-Superposition (d.h. Superposition ohne Berücksichtigung der Phasenlage) für eine konservative Abschätzung der zu erwartenden strukturellen Belastung durchgeführt. Die stärkste Belastung bei der untersuchten Konfiguration zeigte sich im Resonanzpunkt der ersten Eigenform mit der zweiten Anregungsordnung. Da in der Auslegung lediglich die Nenn Drehzahl betrachtet wurde, empfehlen die Autoren bei folgenden Fanauslegungen auch die Teildrehzahlen zu berücksichtigen. Im aerodynamischen Designpunkt wird die strukturelle Belastung von der ersten, gefolgt von der zweiten Anregungsordnung dominiert. Sowohl die weiteren Anregungsordnungen als auch höhere Eigenformen erzeugen nur kleinere Belastungsamplituden. Dieses Verhalten deckt sich mit den numerischen Analysen, die vor dem Experiment durchgeführt wurden. Eine Erhöhung der Spannungsamplitude für angedrosselte Strömungszustände wurde auf ein beginnendes Flutterereignis der ersten Eigenform zurückgeführt.

1.4. Defizite im Stand der Technik

Die Wirkung einer Totaldruckstörung auf den Fan und das Gesamttriebwerk ist ein aktuell stark untersuchtes Themengebiet. Dabei werden verschiedene Teilaspekte wie

die Auswirkungen auf Triebwerksleistung, Triebwerksakustik aber auch Aeroelastik betrachtet. Im Bereich der Aeroelastik wurden die bisherigen Untersuchungen ohne eine tiefergehende Analyse der zugrunde liegenden Anregungsmechanismen durchgeführt. Insbesondere eine Betrachtung von instationären Strömungsphänomenen, der daraus resultierenden instationären Druckverteilung auf der Schaufel und einer Beschreibung der hieraus abgeleiteten Anregungsmechanismen fand bisher nicht statt. Des Weiteren beschränkten sich die Untersuchungen auf wenige Fankonfigurationen mit unterschiedlichen Totaldruckstörungen. Daher sind daraus allgemeine Aussagen über Anregungsmechanismen und die Anwendbarkeit von BLI-Konfigurationen schwer abzuleiten. Ein weiterer Aspekt, der das strukturelle Antwortverhalten bereits aufgrund der strukturdynamischen Auslegung beeinflusst, ist die Wahl des Materials. Die bisher untersuchten Konfigurationen weisen meist einen metallischen Werkstoff auf. Da jedoch für die Fertigung von Fanschaufeln bereits heute vor allem faserverstärkte Kunststoffe eingesetzt werden, ist das strukturdynamische Antwortverhalten und die zugrunde liegenden Anregungsmechanismen einer solchen Fankonfiguration von gesteigertem Interesse.

Bei der Bewertung des strukturdynamischen Verhaltens wird klassischerweise nur das Antwortverhalten mit konstanter Anregungsfrequenz betrachtet. Dieses Vorgehen ist speziell für Konfigurationen aus Leichtbaumaterialien fraglich. Zum einen wird damit gerechnet, dass beim transienten Durchfahren von Resonanzpunkten die Strukturantwort kleiner ausfällt, als beim stationären Verharren in der Resonanz. Da insbesondere bei Resonanzpunkten niedrige Anregungsordnungen und somit bei geringen Drehzahlen mit hohen Antwortamplituden gerechnet werden kann, ist das transiente Antwortverhalten hier von Interesse. Zum anderen wurde bereits für verformte Strukturen eine Amplitudenüberhöhung beim transienten Durchfahren von Resonanzpunkten gezeigt. Weiterhin gibt es erste Untersuchungen des transienten Antwortverhaltens von Fanschaufeln in Leichtbauweise unter BLI-Einfluss, die einen Einfluss der verschiedenen Anregungsordnungen auf die Gesamtantwort vermuten lassen.

1.5. Problemstellung und Zielsetzung

Wie dargestellt wurde, ist das Antwortverhalten von Turbomaschinen auf eine Einlaufstörung von vielen Parametern beeinflusst. Das Ziel der Arbeit ist ein ver-

bessertes Verständnis über die Auswirkungen der Wahl des Triebwerkskonzepts, des Materials und des Betriebspunktes auf das Antwortverhalten bei der Anwendung der BLI-Technologie. Das Augenmerk liegt dabei auf der Vertiefung des Verständnisses über die physikalischen Anregungsmechanismen für zwei unterschiedliche Triebwerkskonzepte. Betrachtet wird daher sowohl

- das **aerodynamische** Antwortverhalten
- als auch das **strukturelle** Antwortverhalten
- sowie die jeweiligen **aeroelastischen** Anregungsmechanismen

Die zwei untersuchten Fankonfigurationen spiegeln jeweils einen Aspekt aktueller Entwicklungen wider: eine UHBR-Konfiguration in Blisk-Bauweise und eine Konfiguration mit gegenläufigen Rotoren. Als Einlaufstörung wurde eine realistische Rumpfgrenzschicht aus einer Strömungssimulation eines Flugzeugs verwendet.

Forschungsfragen

- Welche aerodynamischen und aeroelastischen Anregungsmechanismen liegen bei einem Triebwerksfan mit BLI vor?
- Gibt es treibende Faktoren für das strukturelle Antwortverhalten und wenn ja, wie lauten sie?
- Welche Unterschiede zwischen dem stationären und transienten strukturellen Antwortverhalten lassen sich bei einer Anregung durch BLI feststellen?

1.6. Aufbau der Arbeit

Um die Forschungsziele zu erreichen, ist die Arbeit wie folgt aufgebaut:

- In **Kapitel 2** sind die notwendigen theoretischen Hintergründe für diese Arbeit zusammengefasst. Diese umfassen sowohl aerodynamische als auch strukturdynamische Grundlagen des Bereichs Turbomaschinen.
- Das sich daraus ableitende Vorgehen ist in **Kapitel 3** beschrieben. Die für die Untersuchung verwendeten Modelle und der betrachtete BLI-Testfall werden in **Kapitel 4** vorgestellt.

- Die Darstellung der Untersuchungsergebnisse ist in zwei Abschnitte gegliedert. Im ersten Abschnitt (**Kapitel 5**) wird das aerodynamische Antwortverhalten beider Fankonfigurationen betrachtet. Dabei wird die Wechselwirkung des jeweiligen Fans mit der Totaldruckstörung untersucht. Berücksichtigte Kennwerte sind hier der Inzidenzwinkel, die Druckbeiwertsverteilung auf der Schaufel sowie die resultierende Schaufelkraft. Im zweiten Abschnitt (**Kapitel 6**) wird das strukturelle Antwortverhalten beider Konfigurationen untersucht. Unterschieden wird hierbei zwischen dem stationären Antwortverhalten mit konstanter Anregungsfrequenz und dem transienten Antwortverhalten mit variabler Anregungsfrequenz. Für das stationäre Antwortverhalten wird ein großer Drehzahlbereich betrachtet, um den Einfluss von verschiedenen Betriebszuständen auf das strukturelle Antwortverhalten zu beleuchten. Ferner wird die Materialwahl für beide Konfigurationen variiert. Das Ziel ist, dadurch die treibenden Faktoren beim Antwortverhalten zu identifizieren, wobei zwischen aerodynamischer Auslegung und Material unterschieden wird.
- In **Kapitel 7** werden anschließend die Ergebnisse zusammengefasst und Anregungen für aufbauende Untersuchungen und Fragestellungen gegeben.

Theoretische Grundlagen

In Kapitel 1 wurde ein kurzer Überblick über allgemeine Phänomene gegeben, die der Aeroelastik von Turbomaschinen zuzuordnen sind. In diesem Kapitel werden einzelne Teilaspekte genauer vorgestellt. Begonnen wird dabei in Kapitel 2.1 mit einer generellen Betrachtung von aerodynamischen Phänomenen bei Turbomaschinen. In Kapitel 2.2 folgt die Darstellung des strukturdynamischen Modells, wobei auch auf turbomaschinenspezifische Besonderheiten eingegangen wird. Im Anschluss werden in Kapitel 2.3 die zugrunde liegenden Gleichungen des aeroelastischen Systems eingeführt. Die anschließende strukturdynamische Bewertung des Antwortverhaltens wird in Kapitel 2.4 vorgestellt.

2.1. Aerodynamik von Turbomaschinen

Ein modernes Turbofantriebwerk arbeitet nach dem Prinzip Ansaugen, Verdichten, Verbrennen und Hinausblasen. Diesen vier Phasen der Vortriebserzeugung ist jeweils eine Triebwerkskomponente zuzuordnen: Fan, Verdichter, Brennkammer und Turbine (mit Schubdüse). Liegt während des Betriebs des Triebwerks eine Einlaufstörung vor, so werden sich die Auswirkungen vor allem im vorderen Abschnitt des Triebwerks zeigen. Da somit primär die Interaktion von Fan und den ersten Verdichterstufen

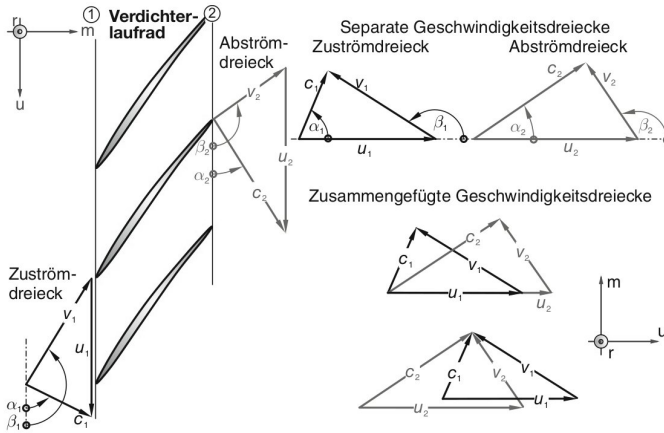


Abbildung 2.1.: Geschwindigkeitsdreiecke von einem Verdichterlaufrad [2]

mit einer Einlaufstörung von Interesse ist, werden in den folgenden Abschnitten vor allem diese Komponenten behandelt.

2.1.1. Betriebsbereich von Verdichtern

Nach BRÄUNLING hat der Verdichter in einer Turbomaschine die Aufgabe, den Druck der eingesaugten Luft zu erhöhen, um sowohl den folgenden Verbrennungsvorgang als auch die Leistungsabgabe der nachfolgenden Turbine bestmöglich zu gewährleisten [73]. Die Aufgabe des Fans, der sich in einem Triebwerk vor dem Verdichter befindet, ist dabei zweigeteilt. Zum einen saugt er im oberen Bereich die Luft für den Nebenstromkanal an. Zum anderen führt er im Nabenbereich den ersten Verdichtungsschritt der Strömung für das Kerntriebwerk durch. Die Verdichtung selbst erfolgt durch die Verzögerung der Strömung. Zu sehen ist das in Abbildung 2.1 anhand einer schematischen Darstellung der Geschwindigkeitsdreiecke an einem Verdichterlaufrad. Die Anströmung erfolgt mit der Absolutgeschwindigkeit c_1 , welche sich in eine Umfangs- und eine axiale Komponente aufteilen lässt. Der Massendurchsatz wird dabei lediglich von der axialen Geschwindigkeitskomponente beeinflusst. Durch die Umfangsgeschwindigkeit u wird das Profil mit der Relativgeschwindigkeit v_1 angeströmt. Aufgrund des diffusorförmigen Strömungsquerschnitts zwischen den

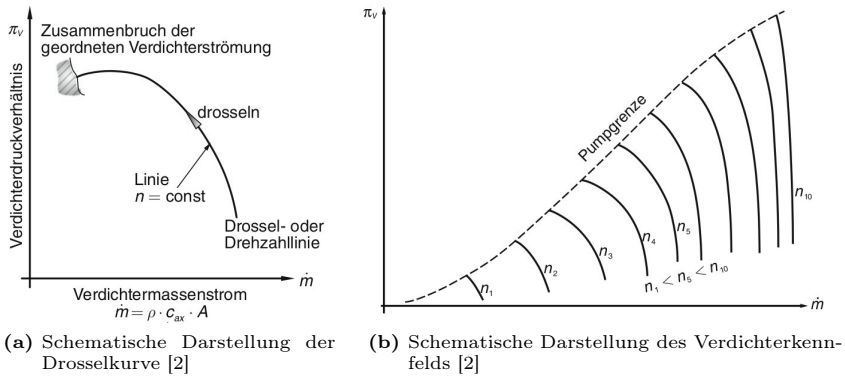


Abbildung 2.2.: Betriebsbereich von Verdichter

Schaufeln, wird die Relativgeschwindigkeit im Rotor verzögert, was einen Anstieg des statischen Drucks zur Folge hat.

Je nach Flugzustand existieren unterschiedliche Schubanforderungen. Diese sind direkt proportional zum Massenstrom des Triebwerks. Bei konstanter Drehzahl ergibt sich dadurch die sogenannten Drossel- oder Drehzahllinie, wie in Abbildung 2.2 (a) gezeigt. Durch das Androsseln reduziert sich der Massenstrom, wobei sich ein erhöhter Austrittsdruck einstellt. Die Reduzierung des Massenstroms geht mit dem Absenken der Axialgeschwindigkeit einher, wodurch sich der Anstellwinkel der Strömung entlang einer Drehzahllinie erhöht. Außerdem sind die Schaufeln dadurch stärker aerodynamisch belastet. Die Anstellwinkeländerung kann bis zum Strömungsabriss weitergeführt werden. Durch den Strömungsabriss bricht der Druckaufbau zusammen, und es ist kein stabiler Betrieb mehr möglich. Man spricht hier von der Pumpgrenze bzw. Surge Line. Die Gesamtheit der Drehzahlkurven ist im Verdichterkennfeld zusammengefasst, in dem das Druckverhältnis über den Massenstrom für alle Drehzahlen dargestellt ist (vgl. Abbildung 2.2 (b)).

2.1.2. Aerodynamik unter BLI-Einfluss

Für den Einsatz des BLI-Konzepts müssen die Auswirkungen auf alle Teilbereiche der Triebwerksauslegung, wie Aerodynamik, Aeroelastik und Aeroakustik, berücksichtigt werden. Eine vom Triebwerk eingesaugte Grenzschicht stellt eine Totaldruckstörung

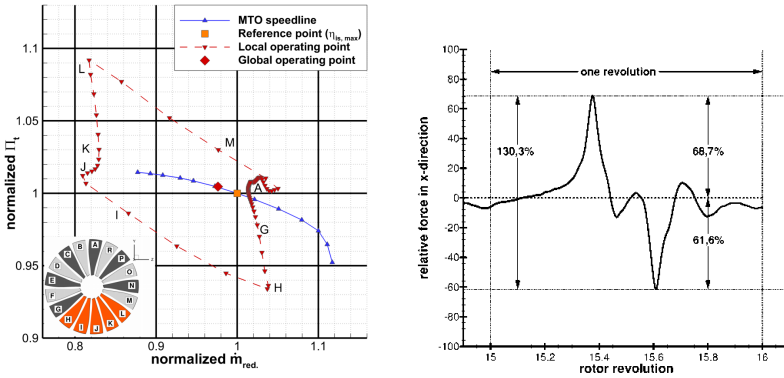


Abbildung 2.3.: links: lokaler Betriebspunkt [3], rechts: Kraftvariation für eine Rotorschaukel für eine Rotorumdrehung [3]

dar. Diese führt zu einer ungleichmäßigen Verteilung des Massenstroms über den Umfang. Somit steht jeder Schaukelpassage des Fans ein anderer Massenstrom zur Verfügung, wodurch sich auch die Betriebspunkte der Passagen unterscheiden. Dadurch ergibt sich ein Orbit im Kennfeld, wie in Abbildung 2.3 links exemplarisch gezeigt ist [3]. Durch die Änderung des Betriebspunktes für eine Umdrehung verändert sich auch die aerodynamische Belastung der Fanschaukel. Die Grenzschichtsaugung zeigt sich durch eine Reduzierung der axialen Geschwindigkeitskomponente. Wie aus dem Vergleich der Geschwindigkeitsdreiecke in Abbildung 2.4 für eine ungestörte (in Schwarz) und eine gestörte Anströmung deutlich wird, liegt durch die reduzierte Axialgeschwindigkeitskomponente ein positiver Inzidenzwinkel θ vor und die Schaukel ist stärker aerodynamisch belastet. Das sich einstellende Strömungsfeld ist mit einem Betriebspunkt vergleichbar, der sicher näher an der Pumpgrenze befindet.

Es wirkt jedoch nicht nur die Totaldruckstörung auf den Fan, sondern es kommt zu Wechselwirkungen zwischen der Totaldruckstörung und dem darauffolgenden Rotor. In der Abbildung 2.5 ist der Verlauf des Totaldrucks P_t , des statischen Drucks P sowie der axialen Geschwindigkeitskomponente $c_{a,x}$ und induzierten Umfangsgeschwindigkeitskomponente c_u an zwei axialen Positionen dargestellt: weit stromauf (durchgezogene, blaue Linie) sowie unmittelbar vor dem Rotor (gestrichelte, rote Linie) [4]. Weit stromauf vor dem Rotor kommt es aufgrund einer reduzierten axia-

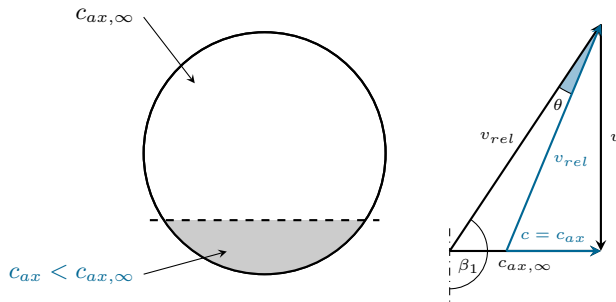


Abbildung 2.4.: Auswirkung der reduzierten axialen Geschwindigkeitskomponente auf das Geschwindigkeitsdreieck

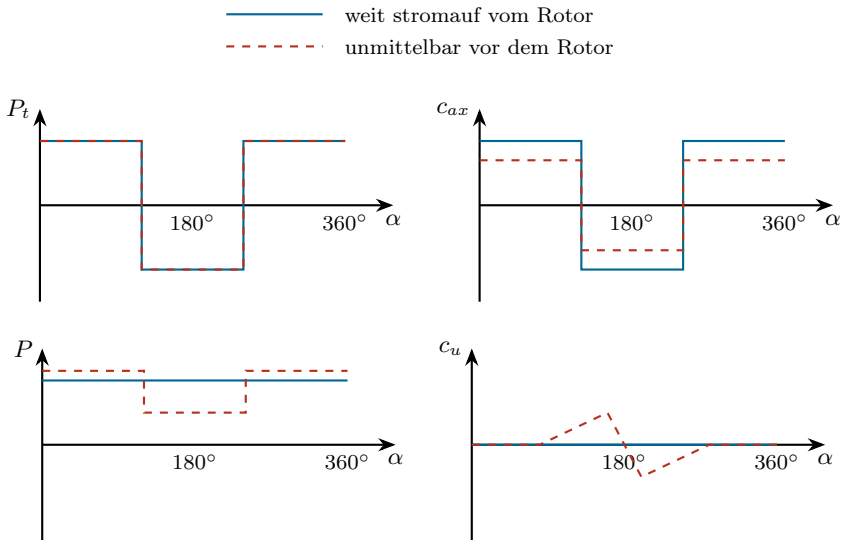


Abbildung 2.5.: Verteilung von Totaldruck, statischem Druck und axialer Geschwindigkeitskomponente stromauf und unmittelbar an der Faneintrittsebene (nach [4])

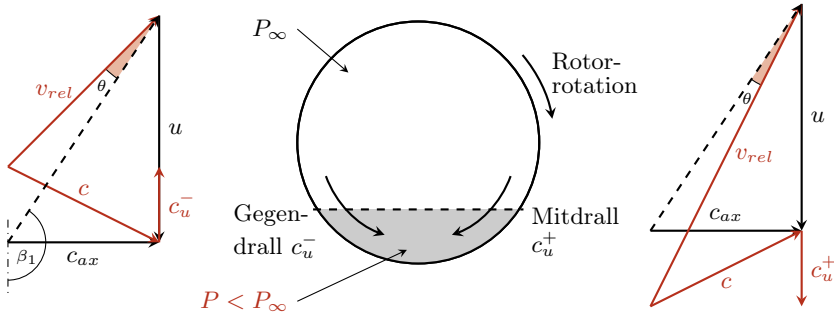


Abbildung 2.6.: Auswirkung des Gegen- bzw. Mitdrallgebiet auf das Geschwindigkeitsdreieck

len Geschwindigkeitskomponente in der eingesaugten Rumpfgrenzschicht zu einer Totaldruckstörung. Der statische Druck ist über den gesamten Umfang konstant. Außerdem wird davon ausgegangen, dass die Umfangsgeschwindigkeitskomponente gleich null ist. An der Rotoreintrittsebene wird die Wechselwirkung zwischen der Anströmung und dem Rotor sichtbar. Durch diese Wechselwirkung wird die axiale Geschwindigkeit innerhalb der Störung angehoben und außerhalb abgesenkt. Da sich die Totaldruckverteilung nicht verändert, kommt es zu einer Absenkung des statischen Drucks innerhalb der Störung und einer Anhebung des selbigen außerhalb der Störung. Da die Strömung unterschiedliche Druckniveaus stets ausgleichen möchte, wird eine Durchmischung vom hohen zum niedrigen Druckniveau hin induziert. Dadurch kommt es zu einer zusätzlichen Geschwindigkeitskomponente in Umfangsrichtung. Es bilden sich sogenannte Mit- und Gegendrall-Gebiete (engl. Co- und Counter-Swirl), die die Inzidenz im Übergangsbereich zwischen ungestörter und gestörter Zuströmung zusätzlich verändern (vgl. Abbildung 2.6). Beim Eintritt des Rotors in die Störung kommt es zu der zusätzlichen Geschwindigkeitskomponente in Rotationsrichtung c_u^+ , wodurch sich der Anströmwinkel erhöht und somit eine positive Inzidenz vorliegt. Auf der anderen Seite verläuft die zusätzliche Umfangskomponente aufgrund des Druckausgleichs entgegen der Rotordrehrichtung, dadurch wird der Anströmwinkel reduziert und es liegt eine negative Inzidenz vor. In der Abbildung ist diese Umfangskomponente mit c_u^- gekennzeichnet. Außerdem wird durch den Spinner eine radiale Umlenkung der Strömung hervorgerufen, auf die hier aber nicht weiter eingegangen werden soll.

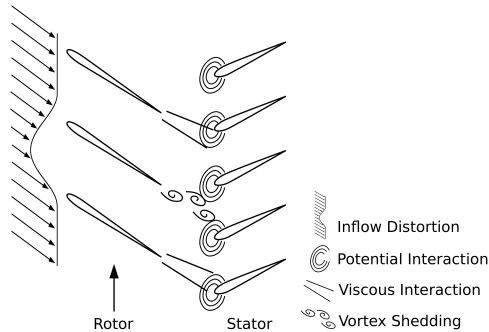


Abbildung 2.7.: Aerodynamische Anregungsarten (nach [5])

Durch die kontinuierliche Änderung des Anstellwinkels während einer Umdrehung kommt es zu einer zeitlichen Abhängigkeit der Druckverteilung auf der Schaufel und somit zu einer Variation der von der Schaufel erzeugten Kraft. Ein solcher Zusammenhang ist rechts in Abbildung 2.3 in Form der normierten Kraft in Strömungsrichtung für eine Umdrehung zu sehen und wurde von SCHÖNWEITZ ET AL. beschrieben [3]. Es ist zu erkennen, wie die Kraft bei 20% der Umdrehung aufgrund des erhöhten Anstellwinkels ansteigt. Anschließend fällt die Kraft aufgrund des reduzierten Anströmwinkels rapide ab. Die gesamte Kraftvariation für diesen Fall beträgt 130%. Eine solche Kraftvariation führt dazu, dass die Struktur in Schwingung versetzt wird. Einlaufstörungen sind dabei nur eine mögliche Ursache von Kraftvariationen und somit von Schwingungen. Diese verschiedenen Ursachen werden im nächsten Abschnitt genauer betrachtet.

2.1.3. Aerodynamische Anregungsmechanismen

Instationäre Strömungszustände regen eine Struktur zu Schwingungen an. Für Turbomaschinen sind solche externen aerodynamischen Schwingungsanregungen inhärent. Durch den instationären Strömungszustand wird auf der Schaufel eine instationäre Druckverteilung induziert, wodurch unterschiedliche Schwingungsformen angeregt werden. Die am häufigsten betrachteten Anregungsarten sind in Abbildung 2.7 zusammengefasst.

Die bekannteste Ursache von Forced Response ist die Anregung durch Schaufelwechselwirkung. Dabei wird zwischen Anregungen mit Schaufelwechselfrequenz und

Anregungen mit Vielfachen der Drehzahl unterschieden. Anregungen mit Schaufelwechselfrequenz können auf die Stromab- bzw. Stromaufwirkung einer Schaufelreihe zurückgeführt werden. Die Stromabwirkung entsteht durch die sich ausbildende Grenzschicht auf der Schaufel, welche sich an der Schaufelhinterkante zum sogenannten Nachlauf vereint. Die dadurch entstehenden Bereiche mit einem Geschwindigkeitsdefizit im Vergleich zur Hauptströmung treffen auf die darauffolgende Schaufelreihe und induzierten eine instationäre Druckverteilung. Bei bestimmten Strömungsgeschwindigkeiten und Profilgeometrien kann es auch zu abschwimmenden Karmanwirbeln kommen, wodurch es zu einer Anregung der nachfolgenden Schaufelreihen kommt. Ein weiterer auftretender Anregungsmechanismus ist das sich ausbreitende Potentialfeld, welches durch die Interaktion der Strömung und einer Schaufelreihe entsteht. Die Wirkung erfolgt sowohl stromauf und stromab. In der Bewertung wird jedoch lediglich die Wirkung stromauf gesondert betrachtet. Durch die stromaufwärts wirkende Druckstörung wird eine instationäre Druckverteilung auf der davor befindlichen Schaufelreihe induziert.

Die Anregungsfrequenz für Schaufelwechselwirkung (Blade-Row-Interaction - BRI) wird von der Schaufelanzahl N der anregenden Schaufelreihe und der Umfangsharmonischen h bestimmt:

$$\omega_{BRI} = hN\Omega. \quad (2.1)$$

Anregungen mit Vielfachen der Drehfrequenz sind insbesondere für Fans und die ersten Verdichterstufen relevant. Untersuchungen befassen sich unter anderem mit möglichen Schräganströmungen des Triebwerks, eingesaugte Wirbelsystemen, die vom Triebwerkseinlauf generiert werden, aber auch mit dem gezielten Einsaugen der Rumpfgrenzschicht durch das Triebwerk.

Solche Störungen stellen eine Anregung der niedrigen Anregungsordnungen dar (Low Engine Order - LEO). Da eine solche Störung meist nicht harmonisch auftritt, sondern sich aus mehreren Umfangsharmonischen h zusammensetzt, müssen diese auch in der Bewertung berücksichtigt werden:

$$\omega_{BLI} = h\Omega. \quad (2.2)$$

Aufgrund der unterschiedlichen Anregungsordnungen bei Schaufelwechselwirkung und einer LEO-Anregung sind auch unterschiedliche Eigenformen in der Systemantwort involviert. Resonanzen der Schaufelwechselfrequenz treten im relevanten

Drehzahlbereich mit den hohen Eigenfrequenzen auf. Im Gegensatz dazu treten die Resonanzpunkte bei einer LEO-Anregung mit den niedrigen Eigenfrequenzen auf.

2.2. Strukturdynamisches Modell

2.2.1. Allgemeine Bewegungsgleichung eines Ein-Massen-Schwingers

Die allgemeine Bewegungsgleichung beschreibt das Verhalten eines Ein-Massen-Schwingers mit der Masse m , der Dämpfung d und der Steifigkeit k . Die Antwort des Systems auf die externe Anregungskraft $F(t)$ wird mit der Verschiebung $x(t)$ beschrieben:

$$m\ddot{x}(t) + d\dot{x}(t) + kx(t) = F(t). \quad (2.3)$$

Die allgemeine Lösung der Differentialgleichung ist die Superposition der homogenen ($x_h(t)$) und partikulären Lösung ($x_p(t)$):

$$x(t) = x_h(t) + x_p(t). \quad (2.4)$$

Die Lösung der homogenen Differentialgleichung zweiter Ordnung mit konstanten Koeffizienten lautet

$$x_h(t) = \left(\hat{x}_1 e^{j\omega_D t} + \hat{x}_2 e^{-j\omega_D t} \right) e^{-\delta t} \text{ mit } \{ \hat{x}_1, \hat{x}_2 \in \mathbb{C} \} \quad (2.5)$$

mit der Dämpfungskonstante $\delta = \frac{d}{2m}$, der ungedämpften Eigenkreisfrequenz $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$ und gedämpfter Eigenkreisfrequenz $\omega_D = \sqrt{\omega_0^2 - \delta^2} = \omega_0 \sqrt{1 - D^2}$.

Die Dämpfungskonstante δ gibt an, ob die Bewegung aufgrund einer Inertialverschiebung stark gedämpft (aperiodischer Grenzfall), schwach gedämpft (abnehmende Amplitude, $\delta > 0$) oder ob eine zunehmende Amplitude ($\delta < 0$) vorliegt. Im Fall einer zunehmenden Amplitude bzw. negativer Dämpfung spricht man auch von einem Stabilitätsproblem.

2.2.2. Allgemeine Bewegungsgleichung des diskretisierten Systems

Analog zur Bewegungsgleichung eines Ein-Massen-Schwingers kann die allgemeine Bewegungsgleichung für ein diskretisiertes System aufgestellt werden:

$$\underline{M}\ddot{x} + \underline{D}\dot{x} + \underline{K}x = \underline{F}. \quad (2.6)$$

Dabei ist $\underline{\underline{M}}$ die Massenmatrix, $\underline{\underline{D}}$ die Dämpfungsmatrix und $\underline{\underline{K}}$ die Steifigkeitsmatrix des diskretisierten Systems. Die externe Anregungskraft ist im Vektor \underline{F} und die Verschiebung ist im Vektor \underline{x} zusammengefasst.

Ebenfalls analog zur Lösung des Ein-Massen-Systems gilt auch für die Lösung des diskretisierten Systems das Superpositionsprinzip. Die allgemeine Lösung lässt sich auch hier als Summe von homogener und partikulärer Lösung darstellen. Das zur Gl. 2.6 gehörige homogene Gleichungssystem lautet

$$\underline{\underline{M}}\ddot{\underline{x}} + \underline{\underline{D}}\dot{\underline{x}} + \underline{\underline{K}}\underline{x} = \underline{0} \quad (2.7)$$

und kann mit dem Ansatz

$$\underline{x}(t) = \sum_{i=1}^n C_k \underline{\phi}_k e^{\lambda_k t} \quad \text{wobei } C_k \in \mathbb{C} \quad (2.8)$$

in ein Eigenwertproblem überführt werden

$$(\lambda^2 \underline{\underline{M}} + \lambda \underline{\underline{D}} + \underline{\underline{K}})\underline{\phi} = 0. \quad (2.9)$$

Die Lösung des Eigenwertproblems setzt sich aus den Eigenvektoren $\underline{\phi}_k$ und dem Eigenwert λ_k zusammen:

$$\lambda_k = -\delta_k + j\omega_k \quad \text{wobei } \delta_k = 0 \text{ also } \lambda_k = j\omega_k. \quad (2.10)$$

Dadurch kann das gesamte Eigenverhalten der Struktur durch die Eigenfrequenzen ω_k und die entsprechenden Eigenformen bestimmt und beschrieben werden. Die einzelnen Eigenvektoren können in der sogenannten Modalmatrix $\underline{\underline{\Phi}}$ zusammengefasst werden:

$$\underline{\underline{\Phi}} = \begin{bmatrix} \underline{\phi}_1 & \underline{\phi}_2 & \cdots & \underline{\phi}_k & \cdots & \underline{\phi}_n \end{bmatrix}. \quad (2.11)$$

Für die Systemmatrizen $\underline{\underline{M}}$ und $\underline{\underline{K}}$ gilt die Orthogonalitätsbeziehung. Dadurch können sie mithilfe der Modalmatrix diagonalisiert und wie folgt umgeschrieben werden:

$$\underline{\phi}_k^T \underline{\underline{M}} \underline{\phi}_l = \begin{cases} \tilde{m}_k & \text{für } k = l \\ 0 & \text{für } k \neq l \end{cases} \quad (2.12)$$

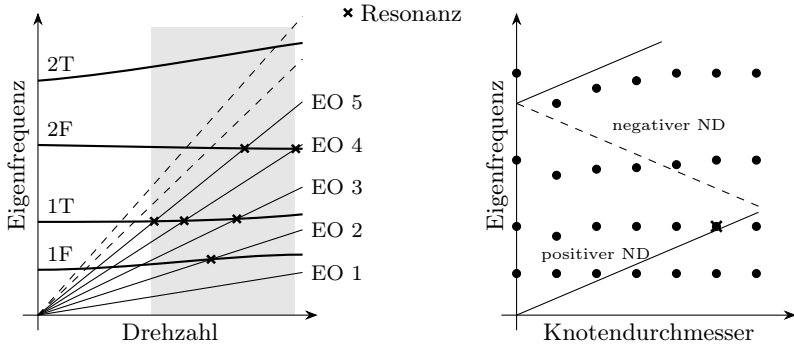


Abbildung 2.8.: Schematische Darstellung eines Campbell-Diagramms (links) und zznf-Diagramms (rechts)

und

$$\underline{\phi}_k^T \underline{\underline{K}} \underline{\phi}_l = \begin{cases} \tilde{k}_k & \text{für } k = l \\ 0 & \text{für } k \neq l \end{cases}. \quad (2.13)$$

Die Steifigkeitsmatrix beinhaltet außerdem den Einfluss der Zentrifugalkräfte. Dadurch ergibt sich eine Drehzahlabhängigkeit der Eigenfrequenzen und Eigenformen. Die Eigenfrequenzen können somit für jede Drehzahl berechnet und im Anschluss im sogenannten Campbell-Diagramm dargestellt werden [74]. Es ist in Abbildung 2.8 schematisch gezeigt. Mithilfe des Campbell-Diagramms können Drehzahlbereiche identifiziert werden, bei denen Resonanzen auftreten. Unter Resonanz versteht man die Gleichheit zwischen einer Eigenfrequenz und dem Vielfachen der Drehfrequenz, der sogenannten Anregungsordnung (engl. Engine Order, EO). Im Campbell-Diagramm sind diese Punkte als Schnittpunkte der Eigenfrequenz mit der Anregungsordnung zu erkennen.

2.2.3. Zyklische Geometrien

Bei einem rotationssymmetrischen Rotor handelt es sich um eine Struktur, deren Systemmatrizen symmetrisch und zyklisch aufgebaut sind [26]. Dadurch treten die Eigenwerte in komplex konjugierten Paaren auf. Lediglich der erste (und bei einer geraden Anzahl von Segmenten auch der letzte) Eigenwert tritt einfach auf. Für die

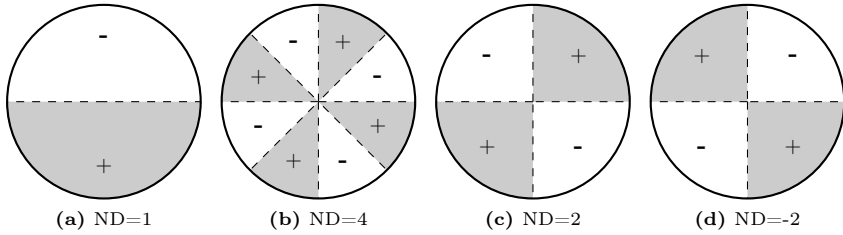


Abbildung 2.9.: schematische Darstellung von Knotendurchmessern

dazugehörigen Eigenformen stellt sich ein Phasenversatz zwischen den N Schaufeln ein, der als Phasendifferenzwinkel σ_n (Interblade Phase Angle - IBPA) definiert ist:

$$\sigma_n = \frac{2\pi n}{N} \quad \text{mit } n \in [0; N - 1]. \quad (2.14)$$

Dadurch kann ein kinematischer Zusammenhang der Bewegung zwischen den Schaufeln untereinander hergestellt werden:

$$v_i = \text{Re} \left(\hat{v}_{\sigma_n} e^{j(\omega t + j\sigma_n)} \right). \quad (2.15)$$

Für alle Eigenwerte ist die zugrunde liegende Eigenform die gleiche. Dabei schwingen alle Schaufeln für die einfachen Eigenwerte in Phase, der Phasendifferenzwinkel ist dann gleich 0° . Bei einer geraden Anzahl von Schaufeln können diese auch in Gegenphase schwingen, was einem Phasendifferenzwinkel von 180° entspricht. Bei doppelten Eigenwerten treten die Eigenformen einmal mit positivem und einmal mit negativem Phasendifferenzwinkel auf und entsprechen dadurch der Sinus- bzw. Kosinusform der Eigenform. Betrachtet man für eine Eigenform die verschiedenen Phasendifferenzwinkel, erkennt man eine oder mehrere Linien, auf denen keine Verschiebung stattfindet. Aufgrund der Analogie zur Knotendurchmesserschwingung einer Kreisscheibe spricht man daher auch vom zum Phasendifferenzwinkel korrespondierenden Knotendurchmesser. In Abbildung 2.9 sind diese exemplarisch dargestellt.

Die Eigenformen können in sogenannten Modefamilien zusammengefasst werden, die das gleiche Verschiebungsmuster für jede Schaufel aufweisen, sich jedoch im Phasenversatz zwischen den Schaufeln unterscheiden. Vor allem bei scheibendomi-

nierten Eigenformen, wie sie bei Blik-Rotoren vorliegen können, kommt es zu einer Abhängigkeit der Eigenfrequenz von dem betrachteten Knotendurchmesser. Diese lässt sich im Zick-Zack-Diagramm (oder auch zznf-Diagramm genannt) darstellen, wie es in Abbildung 2.8 schematisch gemacht wurde. Da hier der Einfluss der Drehzahl auf die Eigenfrequenzen nicht berücksichtigt wird, ist ein solches Diagramm nur für eine feste Drehzahl gültig. Der Parameter Knotendurchmesser kann also als zusätzliche dritte Achse des Campbell-Diagramms verstanden werden.

Die zu den doppelten Eigenwerten gehörigen Eigenformen können auch als Linearkombination der Eigenvektoren dargestellt werden:

$$\underline{\psi}_{\sigma_n} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left(\phi_{\sigma_n} + j \phi_{-\sigma_n} \right) \quad (2.16)$$

und

$$\underline{\psi}_{-\sigma_n} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left(\phi_{-\sigma_n} - j \phi_{\sigma_n} \right). \quad (2.17)$$

Beim Eigenvektor $\underline{\psi}_{\sigma_n}$ handelt es sich um die sogenannte Wanderwellen-Eigenform (Traveling Wave Mode - TWM). Sie können analog zur Gl. 2.11 in einer Matrix zusammengefasst werden:

$$\underline{\Psi} = \left[\underline{\psi}_1 \quad \underline{\psi}_2 \quad \dots \quad \underline{\psi}_k \quad \dots \quad \underline{\psi}_n \right]. \quad (2.18)$$

Die hier angenommene perfekte Symmetrie ist ein Spezialfall. In der Realität weisen die Strukturen ein sogenanntes Mistuning auf. Dieses kann unterschiedlichste Quellen haben. So wird jede Schaufel mit gewissen Fertigungstoleranzen hergestellt. Weiterhin kann es bei der Montage oder bereits im Material zu Ungenauigkeiten kommen, sodass keine perfekte Symmetrie mehr vorliegt. Durch den tatsächlichen Betrieb der Maschine kommt es außerdem zur Erosion der Struktur, wodurch sich die tatsächlichen Schaufelgeometrien eines Rotors untereinander unterscheiden können. Aufgrund der Unterschiede zwischen den einzelnen Passagen kann es zu veränderten Abströmbedingungen für jede Passage kommen. Dieses Phänomen wird als aerodynamisches Mistuning bezeichnet und wurde zum Beispiel von MALZACHER ET AL. [75] experimentell untersucht.

2.2.4. Bewegungsgleichung in modaler Schreibweise

Eine physikalische Bewegung kann durch die Zerlegung in ihre modalen Anteile dargestellt werden:

$$\underline{x}(t) = \sum_{k=1}^n \underline{\psi}_k q_k(t). \quad (2.19)$$

Mit diesem Ansatz lassen sich die Bewegungsgleichungen mithilfe der Eigenvektoren entkoppeln:

$$\underline{\tilde{m}}_{\psi} \underline{\ddot{q}}(t) + \underline{\tilde{k}}_{\psi} \underline{\dot{q}}(t) = \underline{\Psi}^H \underline{F}(t). \quad (2.20)$$

Die rechte Seite der Gleichung in der Form $\underline{\Psi}^H \underline{F}(t)$ wird auch als generalisierte Luftkraft bezeichnet:

$$\underline{\Psi}^H \underline{F}(t) = \underline{C}_{\psi} \hat{q}_{\psi} e^{j\omega t}. \quad (2.21)$$

Die Diagonalelemente von \underline{C}_{ψ} berechnen sich aus der instationären Druckverteilung \tilde{p} sowie dem stationären Druck p und der Änderung des Normalenvektors \underline{n} aufgrund der Bewegung $\underline{\psi}_k$:

$$C_{\psi,k} = - \oint_A \underline{\psi}_k^H \left(\tilde{p} \cdot \underline{n} + p \cdot \underline{n}_{\underline{\psi}_k} \right) dA. \quad (2.22)$$

Der Integrand aus Gl. 2.22 wird auch als lokale aerodynamische Arbeit bezeichnet:

$$w = \underline{\psi}_k^H \left(\tilde{p} \cdot \underline{n} + p \cdot \underline{n}_{\underline{\psi}_k} \right). \quad (2.23)$$

2.3. Aeroelastisches System

Werden die aerodynamischen Kräfte im Gleichungssystem berücksichtigt, spricht man von den Bewegungsgleichungen des aeroelastischen Systems. In diesem Abschnitt werden die Gleichungen für die Bestimmung des Antwortverhaltens des aeroelastischen Systems mit externer Anregung sowohl mit konstanter als auch variabler Anregungsfrequenz dargestellt.

2.3.1. Aeroelastisches System mit externer Anregung mit konstanter Anregungsfrequenz

Liegt eine externe Anregung mit konstanter Anregungsfrequenz Ω für das System vor, so kann die rechte Seite der Gl. 2.6 mit

$$\underline{F}(t) = \underline{F}_0(t)e^{j\vartheta(t)} \quad \text{mit} \quad \vartheta(t) = \Omega t \quad (2.24)$$

beschrieben werden, wobei $\underline{F}_0(t)$ die zeitabhängige Erregerkraftamplitude und $\vartheta(t)$ der zeitliche Verlauf der Erregerfrequenz sind. Fügt man zur Gleichung 2.6 die triviale Gleichung hinzu, führt das zur Zustandsraumdarstellung:

$$\begin{bmatrix} \underline{D} & \underline{M} \\ \underline{M} & \underline{0} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\underline{x}} \\ \ddot{\underline{x}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \underline{K} & \underline{0} \\ \underline{0} & -\underline{M} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \underline{x} \\ \dot{\underline{x}} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \underline{F} \\ \underline{0} \end{Bmatrix} \quad (2.25)$$

bzw.

$$\underline{A}\dot{\underline{y}} + \underline{B}\underline{y} = \underline{\hat{F}}. \quad (2.26)$$

Die modalen Parameter im Zustandsraum lauten:

$$\lambda_k = \delta_k \pm j\omega_k \quad \text{und} \quad \underline{\Psi}_k = \begin{Bmatrix} \underline{\psi}_k \\ \lambda_k \underline{\psi}_k \end{Bmatrix}. \quad (2.27)$$

Für die Antwort des Systems auf eine externe Anregungskraft mit Kreisfrequenz Ω führt von Gl. 2.26 zu:

$$(j\Omega \underline{A} + \underline{B}) \underline{\hat{y}} = \underline{\hat{F}}. \quad (2.28)$$

Wird der Ansatz, dass die Antwort als eine Linearkombination der Eigenvektoren dargestellt werden kann

$$\underline{\hat{y}} = \sum_k^{2n} \underline{\psi}_k q_k \quad (2.29)$$

verwendet und in Gl. 2.28 eingesetzt, so erhält man:

$$\sum_k^{2n} q_k (j\Omega \underline{A} \underline{\psi}_k + \underline{B} \underline{\psi}_k) = \underline{\hat{F}}. \quad (2.30)$$

Die Linksmultiplikation von Gl. 2.30 mit dem transponierten Eigenvektor führt zu:

$$\sum_k^{2n} q_k (j\Omega \underline{\psi}_i^T \underline{A} \underline{\psi}_k + \underline{\psi}_i^T \underline{B} \underline{\psi}_k) = \underline{\psi}_i^T \underline{\hat{F}}. \quad (2.31)$$

Berücksichtigt man die Orthogonalitätsbedingungen, so bleibt von der Summe nur der Summand übrig, für den $i = k$ ist, und man erhält die Gleichung:

$$q_k (j\Omega \underline{\psi}_k^T \underline{A} \underline{\psi}_k + \underline{\psi}_k^T \underline{B} \underline{\psi}_k) = \underline{\psi}_k^T \underline{\hat{F}}. \quad (2.32)$$

Führt man die folgenden Definitionen für die Modalmatrizen a_k , b_k und der generalisierten aerodynamischen Kraft für Traveling Wave Eigenform G_k

$$\underline{\psi}_k^T \underline{A} \underline{\psi}_k = a_k \quad (2.33)$$

$$\underline{\psi}_k^T \underline{B} \underline{\psi}_k = b_k \quad (2.34)$$

$$\underline{\psi}_k^T \underline{\hat{F}} = G_{\underline{\psi},k} \quad (2.35)$$

ein, erhält man

$$q_k (j\Omega a_k + b_k) = G_{\underline{\psi},k}. \quad (2.36)$$

Die generalisierte aerodynamische Kraft berechnet sich durch die Multiplikation der jeweiligen Eigenform und der auf der Schaufel wirkenden Kräfte:

$$G_{\underline{\psi},k} = - \int_A \underline{\psi}_k^H \left(\hat{p}_{\underline{\psi}_k} \cdot \underline{n} + p n_{\underline{\psi}_k} \right) dA. \quad (2.37)$$

Wird Gl. 2.36 nach der Verschiebung der generalisierten Koordinate q_k umgestellt

$$q_k = \frac{G_{\underline{\psi},k}}{a_k(j\Omega - \lambda_k)} \quad (2.38)$$

und in Gl. 2.29 eingesetzt, so erhält man mit

$$\underline{\hat{y}} = \sum_k^{2n} \frac{G_{\underline{\psi},k}}{a_k(j\Omega - \lambda_k)} \underline{\psi}_k \quad (2.39)$$

die physikalischen Verschiebungen aufgrund einer externen Störung.

Mit der Annahme, dass die Eigenwerte und Eigenvektoren konjugiert komplex auftreten, lassen sich folgende Vereinfachungen treffen:

$$G_k = G_{n-k} \quad (2.40)$$

$$a_k = a_{n-k} = a_k^* \quad (2.41)$$

$$\lambda_k = \lambda_{n-k} = \lambda_k^* \quad (2.42)$$

$$\underline{\psi}_k = \underline{\psi}_{n-k} = \underline{\psi}_k^* \quad (2.43)$$

Daraus ergibt sich aus Gl. 2.39 die Gesamtantwort für eine Anregungsfrequenz:

$$\hat{y} = \sum_k^n \left(\frac{G_k \underline{\psi}_k}{a_k (j\Omega - \lambda_k)} + \frac{G_{n-k} \underline{\psi}_k^*}{a_k^* (j\Omega - \lambda_k^*)} \right). \quad (2.44)$$

Die Strukturantwort erfolgt stets mit der Anregungsfrequenz. Wie aus Abschnitt 2.1.3 bereits bekannt ist, sind das bei Anregungen im Turbomaschinenbereich die Drehfrequenz und ihre ganzzahligen Vielfachen. Außerdem stellt auch die Eigenformen eine harmonische Funktion dar. Da für harmonische Funktionen eine Orthogonalität vorliegt, ergibt sich ein Zusammenhang zwischen Anregungsordnung und Knotendurchmesser der angeregten Schwingungsform. Dieser Zusammenhang geht auch aus dem zznf-Diagramm in Abbildung 2.8 hervor.

Die Gl. 2.44 gibt die Systemantwort ausschließlich für eine Anregungsordnung an. Die Superposition der berücksichtigten Eigenformen für eine Anregungsordnung kann somit im Frequenzbereich vorgenommen werden. Für eine Anregung mit mehreren Anregungsordnungen ergibt sich daher pro Anregungsordnung ein Frequenzgang. Für die Bestimmung der Gesamtantwort des Systems auf Anregung mit mehreren Anregungsordnungen ist zusätzlich eine Überlagerung der Systemantwort auf die unterschiedlichen Anregungsordnungen notwendig. Eine solche Superposition ist lediglich im Zeitbereich möglich.

2.3.2. Aeroelastisches System mit externer Anregung mit variabler Anregungsfrequenz

Die rechte Seite der Bewegungsgleichung für das transiente Antwortverhalten ist mit

$$\underline{F}(t) = \underline{F}_0(t) e^{j\vartheta(t)} \quad (2.45)$$

gegeben, wobei $\underline{F}_0(t)$ die zeitabhängige Erregerkraftamplitude und $\vartheta(t)$ den zeitlichen Verlauf der Erregerfrequenz wiedergeben. Für eine Beschleunigung mit konstanter Hochfahrgeschwindigkeit $\dot{\Omega}$ gilt dabei:

$$\vartheta(t) = \frac{1}{2}\kappa t^2 + \Omega_b t \quad \text{mit Erregerfrequenz } \Omega_b \text{ zum Zeitpunkt } t = 0 \quad (2.46)$$

mit der Winkelbeschleunigung $\kappa = 2\pi\dot{\Omega}$.

Um das transiente Antwortverhalten zu untersuchen, kann man die zugrunde liegende nichtlineare Differentialgleichung im Zeitbereich numerisch lösen. Aufgrund der notwendigen kleinen Zeitschrittweite ist das allerdings sehr zeitaufwendig. Eine weitere und dabei schnelle Möglichkeit bietet daher der semi-analytische Ansatz nach GOLOSOKOW UND FILIPPOW [40] sowie MARKERT UND PFÜTZNER [41], mit dem sich die Einhüllende des Zeitsignals des Amplitudenverlaufs bestimmen lässt. Das transiente Antwortverhalten ist derweil von der Dämpfung, der Durchfahrtrichtung und -geschwindigkeit, der Anregungsordnung sowie der Anregungskraft abhängig. Weiterhin sind Systemeigenschaften wie die Eigenfrequenz, Dämpfung, Anregungskraft und die Eigenform von der Drehzahl abhängig.²

Die allgemeine Lösung mit Nullanfangsbedingungen lautet

$$\underline{x}(t) = \frac{1}{m\omega_D} \int_0^t \underline{F}(\tau) e^{j\vartheta(\tau) - D(t-\tau)} \sin(\omega_D(t-\tau)) d\tau \quad (2.47)$$

mit $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$, $D = \frac{d}{2m\omega_0}$ und $\omega_D = \omega_0\sqrt{1-D^2}$. Das Integral in Gl. 2.47 hat keine analytische Lösung, kann aber zu

$$\underline{x}(t) = \frac{\hat{F}(j-1)}{2m\omega_D\sqrt{\kappa}} \left[e^{-\underline{v}^2} \int_{\underline{v}_0}^{\underline{v}_t} e^{\underline{v}^2} d\underline{v} + e^{-\underline{u}^2} \int_{\underline{u}_0}^{\underline{u}_t} e^{\underline{u}^2} d\underline{u} \right] e^{-j\vartheta(t)} \quad (2.48)$$

mit

$$\underline{u}(\tau) = \frac{1-j}{2\sqrt{\kappa}} (\kappa\tau + \Omega_b - \omega_D + jD\omega_0) \quad (2.49)$$

und

$$\underline{v}(\tau) = \frac{j-1}{2\sqrt{\kappa}} (\kappa\tau + \Omega_b + \omega_D + jD\omega_0) \quad (2.50)$$

² Die Berücksichtigung der Drehzahlabhängigkeit der Eigenfrequenz lässt sich durch die Approximation der Steifigkeit über drei bekannte Stützstellen nach STERNCHÜSS bewerkstelligen [76].

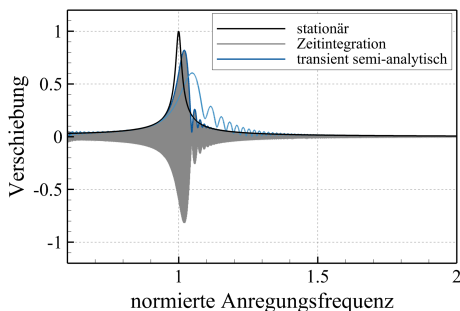


Abbildung 2.10.: Amplitudenverlauf beim transienten Durchfahren eines Resonanzpunkts

sowie den Anfangsbedingungen $\underline{v}_0 = \underline{v}(0)$ und $\underline{u}_0 = \underline{u}(0)$ umgeschrieben werden. Dadurch kann die Faddeeva-Funktion (auch als Wahrscheinlichkeitsintegral bezeichnet) der Form

$$\underline{w}(\underline{a}) = e^{-\underline{a}^2} \left(1 + \frac{2j}{\sqrt{\pi}} \int_0^{\underline{a}} e^{-\underline{a}_1^2} d\underline{a}_1 \right) \quad (2.51)$$

verwendet werden. Die Strukturantwort ergibt sich somit aus

$$\underline{x}(t) = \underline{A}(t) e^{j(\frac{1}{2}\kappa t)} \quad (2.52)$$

mit der Einhüllenden $\underline{A}(t)$

$$\underline{A}(t) = \frac{\hat{F}_0(j-1)}{4\omega_D m} \sqrt{\frac{\pi}{\kappa}} \left[w(u(t)) + w(v(t)) - w(u_0) e^{u_0^2 - u^2(t)} - w(v_0) e^{v_0^2 - v^2(t)} \right] \quad (2.53)$$

und

$$t_{n+1} = \sqrt{2 \frac{\Delta\phi}{\kappa} + t_n^2} \quad \text{und} \quad \Delta\phi = 2\pi. \quad (2.54)$$

Die Überlagerung mehrerer Eigenformen gleicher Anregungsordnungen kann im Frequenzbereich erfolgen. Eine Überlagerung mehrerer Anregungsordnungen hingegen macht eine Transformation in den Zeitbereich notwendig.

2.3.3. Aerodynamische Arbeit und Energiemethode

Bei der Schwingung einer Struktur mit Umströmung findet ein Energieaustausch zwischen Struktur und Fluid statt. Die Richtung des Energietransfers wurde von CARTA [27] für die Stabilitätsbewertung verwendet. In der dort beschriebenen ‘‘Energiemethode‘‘ verwendet er die von einem Fluid auf der Schaufel verrichtete Arbeit pro Schwingungszyklus als Anhaltspunkt für die aeroelastische Stabilität. Die aerodynamische Arbeit pro Schwingungsperiode W_{ae} berechnet sich durch

$$W_{ae} = \int_T \dot{\underline{x}}(t) \underline{f}(t) dt, \quad (2.55)$$

wobei $\dot{\underline{x}}$ die erste zeitliche Ableitung der Bewegung der Schaufeloberfläche und $\underline{f}(t)$ die auf der Schaufeloberfläche wirkenden Kräfte sind. Wird für die Schaufelbewegung eine Schwingung mit der Eigenform $\underline{\psi}$ mit dem Faktor \hat{q} angenommen, gilt für die erste zeitliche Ableitung:

$$\dot{\underline{x}}(t) = \underline{\psi} \hat{q} j \omega e^{j\omega t}. \quad (2.56)$$

Unter der Annahme, dass die Strömung auf die Störung mit einer harmonischen Druckschwankung \tilde{p} gleicher Frequenz reagiert, kann die Schaufeldruckverteilung über

$$\underline{f}(t) = \text{Re} \left(- \oint_A (\tilde{p}\underline{n} + p\tilde{\underline{n}}) e^{j\omega t} dA \right) \quad (2.57)$$

beschrieben werden. Dabei ist p die stationäre Druckverteilung, $\tilde{\underline{n}}$ sind die komplexen Fourier-Koeffizienten des Oberflächennormalenvektors und \underline{n} ist der stationäre Oberflächennormalenvektor. Werden die Gl. 2.56 und 2.57 in Gl. 2.55 eingesetzt und das Zeitintegral gelöst, ergibt sich für die aerodynamische Arbeit aufgrund einer Schaufelschwingung:

$$W_{ae} = j\pi |\hat{q}|^2 \oint_A \underline{\psi}^H (\tilde{p}\underline{n} + p\tilde{\underline{n}}) dA. \quad (2.58)$$

2.3.3.1. Stabilität und aerodynamische Dämpfung

Gleichung 2.58 berechnet die aerodynamische Arbeit in komplexer Form. Der Realteil gibt den Energietransfer vom Fluid auf die Struktur wieder. Bei einem positiven Energietransfer geht die Energie vom Fluid auf die Struktur über und die Schwingungsamplitude wird sich dadurch erhöhen. Bei einem negativen Energietransfer hingegen wird Energie von der Struktur an die Strömung übergeben, wodurch sich

die Schwingungsamplitude reduziert. Es können somit aufgrund des Vorzeichens des Realteils der aerodynamischen Arbeit Rückschlüsse auf die aeroelastische Stabilität getroffen werden. Bei einem negativen Realteil liegt eine aerodynamisch gedämpfte und bei einem positiven Realteil eine aerodynamisch angefachte und somit instabile Schwingung vor. Auf dieser Grundlage kann eine aerodynamische Dämpfung Ξ_k aus der aerodynamischen Arbeit pro Schwingungsperiode, bezogen auf die maximale kinetische Energie $K_{E,k}$, bestimmt werden:

$$\Xi_k = -\frac{W_{ae,k}^D}{2K_{E,k}} = -\frac{\operatorname{Re}(W_{ae,k})}{2K_{E,k}} \quad \text{mit } K_{E,k} = \frac{1}{2}\tilde{m}_k\omega_{\sigma_k}^2. \quad (2.59)$$

2.3.3.2. Energiemethode für ein aeroelastisches System mit externer Anregung mit konstanter Anregungsfrequenz

MOFFAT ET AL. [6] stellten einen Energieansatz vor, um neben der aeroelastischen Stabilität auch Anregungsprobleme mit reduziertem Rechenaufwand bewerten zu können. Er basiert auf der Annahme, dass in Resonanz die aerodynamische Arbeit aufgrund der Schwingung (Dämpfungsarbeit) und die aerodynamische Arbeit aufgrund der externen Anregung (Anregungsarbeit) im Gleichgewicht sind und sich so eine Schwingung mit konstanter Amplitude einstellt. Da die Anregungsarbeit linear und die Dämpfungsarbeit quadratisch mit der Schwingungsamplitude ansteigen, gibt es lediglich einen Gleichgewichtspunkt (vgl. Abbildung 2.11). Die Berechnung der Dämpfungs- und Anregungsarbeit kann dabei voneinander entkoppelt erfolgen. Die Berechnung der aerodynamischen Dämpfungsarbeit W_{ae}^D ist bereits mit Gl. 2.58 gegeben. Die aerodynamische Anregungsarbeit W_{ae}^A wird analog berechnet, hier ist einzig die Quelle der instationären Druckverteilung \tilde{p} nicht eine erzwungene Schwingung mit der Eigenform, sondern die aerodynamische Anregung. Die Resonanzamplitude ergibt sich somit aus

$$\underline{x}_k = \underline{\phi}_k q_{FR}, \quad (2.60)$$

wobei sich der Skalierungsfaktor aus dem Energiegleichgewicht ergibt:

$$q_{FR} = \frac{|W_{ae}^A|}{W_{ae}^D} \cdot \frac{x_D^2}{x_A}. \quad (2.61)$$

Da die Berechnung der instationären Druckverteilung infolge einer Schwingung und daher die aerodynamische Arbeit von der Größe der Deformation abhängig ist, muss

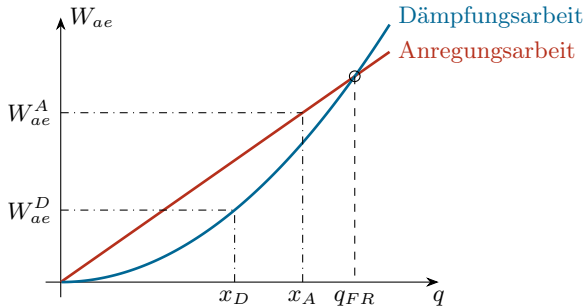


Abbildung 2.11.: Energiemethode (nach [6])

diese mit berücksichtigt werden und ist mit x_D für die Dämpfungs- und x_A für die Anregungsarbeit gegeben.

Diese Methode hat den Vorteil, dass für die Bewertung eines Resonanzpunkts zwei voneinander entkoppelten instationäre CFD-Simulationen durchgeführt werden müssen. Dadurch lässt sich der Simulationsaufwand deutlich reduzieren. Ein großer Nachteil der Energiemethode in Bezug auf Antwortprobleme ist jedoch, dass aufgrund der Bilanzierung der Energie ausschließlich eine Eigenform für das Antwortverhalten berücksichtigt werden kann. Außerdem ist der Resonanzzustand zwingend notwendig, um ein Energiegleichgewicht annehmen zu können. Das bedeutet, dass auch Anregungsordnungen, die nicht in Resonanz sind, mit dieser Methode nicht für das Antwortverhalten berücksichtigt werden können. Insbesondere für komplexe Anregungsmechanismen mit mehreren Anregungsordnungen, wie sie bei der Anregung durch eine Einlaufstörung gegeben ist, ist die Berücksichtigung von weiteren Anregungsordnungen und Eigenformen notwendig.

2.4. Strukturdynamische Bewertung

Für die Lebensdauerbewertung von Bauteilen existieren verschiedene Ansätze. Eine davon beruht auf dem sogenannten Goodman-Diagramm, wie in Abbildung 2.12 (b) dargestellt. In ihm wird die dynamische über die statische Materialbeanspruchung, die eine Struktur aufgrund einer dynamischen Belastung erfährt, aufgetragen. Für die Bewertung der Forced-Response-Ergebnisse wird der zeitliche Verlauf der Dehnungs- bzw. Spannungsverteilung in einer Struktur benötigt.

Die in Gl. 2.29 angegebene Superposition bezog sich auf die physikalischen Verschiebungen für jede Eigenform. Durch den allgemeinen Zusammenhang zwischen einer Verschiebung u und Verzerrung ε_x

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} \quad (2.62)$$

ergibt sich aus der Modalanalyse neben den Verschiebungen für jede Eigenform auch der dazugehörigen Dehnungstensor $\underline{\underline{\varepsilon}}$:

$$\underline{\underline{\varepsilon}} = \begin{pmatrix} \varepsilon_{xx} & \varepsilon_{xy} & \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{yx} & \varepsilon_{yy} & \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} & \varepsilon_{zy} & \varepsilon_{zz} \end{pmatrix}. \quad (2.63)$$

Die Superposition der Systemantworten kann somit entweder auf Basis der Verschiebung stattfinden oder auf Basis der Verzerrungen. Daraus ergibt sich ein genaues Bild der Beanspruchung einer Struktur aufgrund einer externen Anregung mit verschiedenen Anregungsordnungen. Der zeitliche Verlauf einer Spannungskomponente ist in Abbildung 2.12 (a) dargestellt. Für die anschließende Festigkeitsbewertung werden die Vergleichsdehnungs- bzw. Vergleichsspannungswerte für jeden Zeitschritt berechnet und der Maximalwert für eine Umdrehung verwendet. Die Vergleichsdehnung bzw. Vergleichsspannung sind als Eigenwerte des Dehnungs- bzw. Spannungstensors definiert:

$$\det(\underline{\underline{\varepsilon}} - \varepsilon_i \underline{\underline{I}}) = 0. \quad (2.64)$$

Der Verzerrungstensor kann daher auch durch

$$\underline{\underline{\varepsilon}} = \begin{pmatrix} \varepsilon_I & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon_{II} & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_{III} \end{pmatrix} \quad \text{mit } \varepsilon_I > \varepsilon_{II} > \varepsilon_{III} \quad (2.65)$$

beschrieben werden. Analog dazu wird ebenfalls aus der statischen Belastung die Vergleichsspannung bestimmt und für das Goodman-Diagramm verwendet.

Da die strukturelle Reserve eines Materials mit der statischen Last abfällt, stellt die sogenannte Goodman-Gerade die Grenze des Dauerfestigkeitsbereichs dar. Der vertikale Abstand zur Goodman-Gerade ergibt den Sicherheitsfaktor für den jeweiligen untersuchten Punkt. Der Sicherheitsfaktor S ist definiert als Quotient der bei

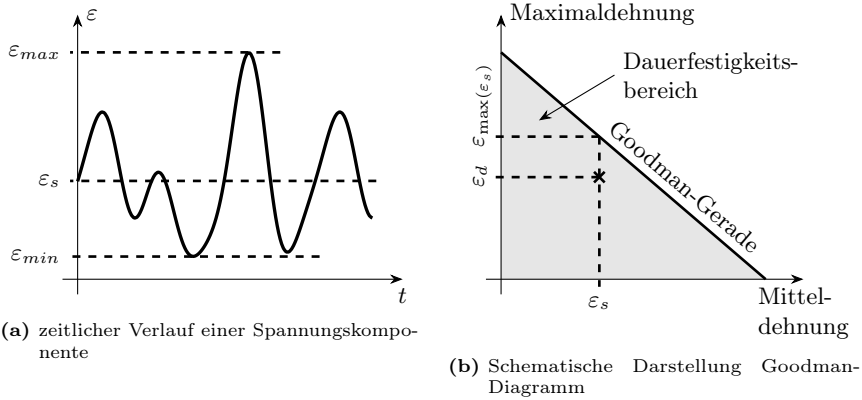


Abbildung 2.12.: Schematische Darstellung Goodman-Diagramm

gegebener statischen Last maximal möglichen dynamischen Last $\varepsilon_{\max(\varepsilon_s)}$ und der auftretenden dynamischen Belastung ε_d :

$$S = \frac{\varepsilon_{\max(\varepsilon_s)}}{\varepsilon_d}. \quad (2.66)$$

In dieser Arbeit wird der inverser Sicherheitsfaktor verwendet:

$$ISF = \frac{\varepsilon_d}{\varepsilon_{\max(\varepsilon_s)}}. \quad (2.67)$$

Liegt die Belastung oberhalb der Goodman-Gerade, so gilt $S < 1$ bzw. $ISF > 1$. Dann kann nicht mehr von einer Dauerfestigkeit ausgegangen werden, und höherwertige Bewertungsmethoden für die Lebensdauer werden notwendig.

Da über bekannte Materialgesetze ein Zusammenhang zwischen Dehnung und Spannung in einer Struktur besteht, kann das oben aufgezeigte Verfahren analog für eine Spannungsverteilung durchgeführt werden. Typischerweise erfolgt die Strukturbewertung für faserverstärkte Werkstoffe auf Basis von Dehnungen und für metallische Werkstoffe auf Basis von Spannungen.

Vorgehen

Die Berechnung des Antwortverhaltens basiert auf mehreren Teilschritten, die in Abbildung 3.1 zusammengefasst sind. Sie unterteilen sich primär im aerodynamischen und strukturellen Antwortverhalten.

Begonnen wird mit der Betrachtung des aerodynamischen Antwortverhaltens. Die Grundlage dafür ist die Berechnung der Strömungsbedingungen. Für jeden untersuchten Betriebspunkt wird zunächst eine stationäre, gefolgt von einer instationären Strömungssimulation durchgeführt. Beide CFD-Simulationen berücksichtigen die externe Störung in Form der Totaldruckstörung. Für die instationären Strömungssimulationen mit externer Störung wird das Harmonic-Balance-Verfahren verwendet. Aus dieser Simulation wird die Schaufeldruckverteilung als zeitliche Mittel extrahiert und für die Berechnung der stationären Strukturbeanspruchung sowie der modalen Eigenschaften (Eigenformen und Eigenfrequenzen) für den jeweiligen Betriebspunkt verwendet. Die ermittelten Eigenformen werden dabei sowohl als Verschiebungsvektoren als auch als Dehnungs- bzw. Spannungsverteilung in der Struktur für die anschließende Strukturbewertung gespeichert. Die Eigenformen in Form der Verschiebungsvektoren werden zusammen mit den jeweiligen Eigenfrequenzen für die Bestimmung der aerodynamischen Dämpfung verwendet. Diese werden mithilfe von instationären CFD-Simulationen mit erzwungener Schwingung (sogenannten *Forced-Motion-Simulationen*) berechnet. Als Basis für die Forced-Motion-Simulationen dient hier das zeitliche Mittel der instationären Strömungssimulation mit externer Störung.

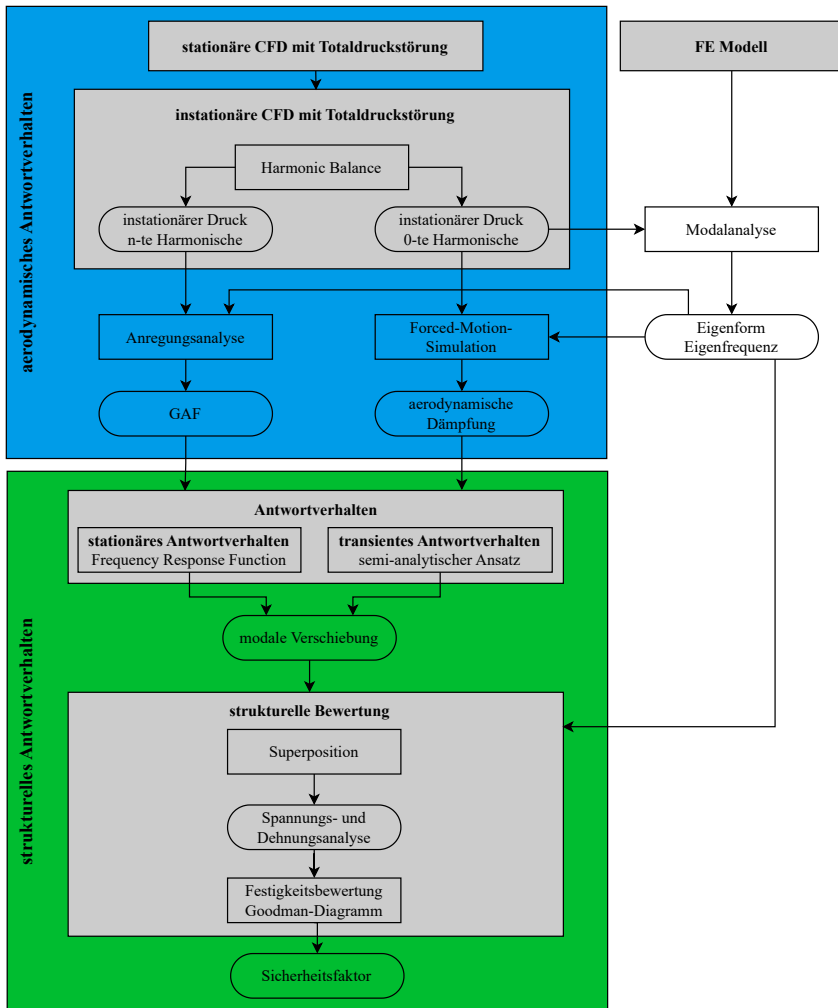


Abbildung 3.1.: Schematische Darstellung des Vorgehens bei der Bewertung des strukturellen Antwortverhaltens

Die aerodynamische Dämpfung werden für alle Eigenformen und Knotendurchmesser ermittelt, die in der Bewertung des Antwortverhaltens berücksichtigt werden. Des Weiteren gehen die Eigenformen in die Anregungsanalyse ein. Für alle berücksichtigten Eigenformen und Anregungsordnungen wird durch die Multiplikation mit der jeweiligen Harmonischen der instationären Druckverteilung die generalisierten Luftkräfte nach Gl. 2.37 berechnet.

Somit sind alle notwendigen Parameter aus der aerodynamischen Bewertung bekannt und es kann das strukturelle Antwortverhalten berechnet und analysiert werden. Im ersten Schritt werden dafür die Verschiebungen der generalisierten Koordinaten mit den Werten für Eigenfrequenz, generalisierte Luftkraft und aerodynamischer Dämpfung bestimmt. Dabei wird zwischen stationärem und transientem Antwortverhalten unterschieden. Die jeweiligen Gleichungen für das stationäre und transiente Antwortverhalten wurden mit Gl. 2.38 bzw. Gl. 2.53 bereits vorgestellt. Durch die Verrechnung der modalen Verschiebungen und der jeweiligen Eigenformen, entweder in Form der Verschiebungsvektoren oder der Dehnungs- bzw. Spannungsverteilungen, erhält man die physikalischen Verschiebungen bzw. die strukturelle Beanspruchung je Anregungsordnung und Eigenformen. Für jede Anregungsordnung werden zunächst die physikalischen Verschiebungen bzw. die strukturelle Beanspruchung aller berücksichtigten Eigenformen im Frequenzbereich überlagert. Anschließend erfolgt eine Transformation und der strukturellen Antwort pro Anregungsordnungen in den Zeitbereich. Nach der Superposition des strukturellen Antwortverhaltens im Zeitbereich wird der Zeitverlauf der maximalen Vergleichsdehnung bzw. -spannung berechnet. Zusammen mit der stationären Beanspruchung wird mittels des Goodman-Diagramms der inverse Sicherheitsfaktor entsprechend der Gl. 2.67 für jeden Betriebspunkt bestimmt.

Alle numerischen Strömungssimulationen wurden mit CFD-Löser TRACE (Turbo-machinery Research Aerodynamic Computational Environment) durchgeführt [77]. Die vom DLR-Institut für Antriebstechnik entwickelte Programmsuite für Strömungen innerhalb von Turbomaschinen umfasst neben dem CFD-Löser weitere Tools für die Vor- und Nachbereitung der Daten. Damit werden die kompressiblen dreidimensionalen Reynolds-gemittelten Navier-Stokes Gleichungen (RANS-Gleichungen) gelöst. Die untersuchten Konfigurationen können dabei mehrere Stufen und Passagen aufweisen. Außerdem stehen verschiedene Turbulenzmodelle zur Verfügung, für alle hier gezeigten Simulationen wurde das Wilcox $k-\omega$ Turbulenzmodell ver-

wendet. Innerhalb von TRACE ist die Verwendung von periodischen Rändern in Umfangsrichtung implementiert. Da es somit ausreichend ist, lediglich eine Passage zu simulieren, kann dadurch das numerische Modell deutlich reduziert werden. Diese Vereinfachung konnte für die durchgeführten Simulationen verwendet werden, da umfangsharmonische Phänomene untersucht wurden. Für die Behandlung von instationären Phänomenen stehen in TRACE verschiedene Module zur Verfügung. Die instationären Simulationen mit Einlaufstörung wurden im Frequenzbereich mithilfe der Harmonic-Balance-Methode (HB) durchgeführt [78, 79]. In [80] wurde die Anwendbarkeit auf eine solche Problematik gezeigt. Die berücksichtigten Anordnungsreihen werden in den HB-Simulationen über sogenannte *Harmonic Sets* definiert. Für alle durchgeführten instationären Simulationen wurde die Wirkung der ersten zehn Anordnungsreihen von der aufgeprägten Totaldruckstörung auf die erste Reihe sowie zwischen den beiden jeweiligen Reihen berücksichtigt. Als Schnittstellenbedingung zwischen den Reihen wurde daher eine instationäre Mixing Plane verwendet. Somit sind in den instationären Simulationen neben der Wirkung der Totaldruckstörung auf die Strömung auch die Interaktion zwischen der Totaldruckstörung und weiteren instationären aerodynamischen Effekte wie Nachlaufdübeln oder Potentialfelder berücksichtigt. Da sich in dieser Arbeit auf die Anregung durch eine Totaldruckstörung fokussiert wird, werden die aerodynamischen Anregungsmechanismen und das strukturelle Antwortverhalten für die Schaufelwechselwirkung hier nicht weiter berücksichtigt.

Aufgrund der hohen Anzahl an benötigten Dämpfungsanalysen wurde für die Forced-Motion-Simulationen der linearisierte Löser linearTRACE verwendet [81, 82]. Für alle durchgeführten Strömungssimulationen wurde TRACE Version 9.2 verwendet.

Als Strukturlöser wurde MSC Nastran (Version 2017) verwendet [83]. Das Programm bietet eine Vielzahl von Modulen zur Lösung von strukturmechanischen Problemen. Für diese Arbeit wurde die nichtlineare statische Verformungsberechnung sowie die Modalanalyse unter Berücksichtigung der statischen Vorlast verwendet.

Modelle und Testfall

4.1. Fankonzepte

Sowohl das stationäre als auch das transiente Antwortverhalten soll an zwei Strukturen demonstriert werden. Beide spiegeln jeweils einen Aspekt der aktuellen Entwicklung für Fans wider. Zum einen wird die sogenannte CRISPmulti-Konfiguration verwendet, ein ummantelter, gegenläufiger Fan mit aus kohlenstofffaserverstärktem Kunststoff gefertigten Schaufeln. Zum anderen wurde der UHBR-Rotor gewählt, da es sich hierbei um eine klassische Fan-Struktur handelt, welche in der Blisk-Bauweise realisiert wurde. Für beide Fankonzepte sind Systemparameter in Tabelle 4.1 gegenübergestellt.

4.1.1. Fankonzept mit gegenläufigen Rotoren: die CRISPmulti-Konfiguration

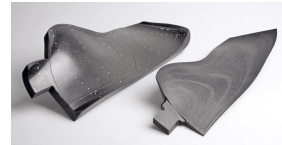
Bereits in den 1990er-Jahren haben das DLR und die MTU AeroEngines AG in Kooperation die Anwendung von gegenläufigen Fankonzepten im Projekt "CRISP" untersucht. In diesem Zusammenhang wurde der Versuchsträger CRISP-1m gefertigt und im M2V-Prüfstand des DLR-Instituts für Antriebstechnik ausführlich getestet. Außerdem wurden umfangreiche numerische Untersuchungen durchgeführt, unter anderem auch für das Forced Response Verhalten durch Schaufelwechselwirkung

		CRISPmulti	UHBR
Konfiguration		Rotor/Rotor	Rotor/Stator
Schaufelanzahl		10/12	22/38
Drehzahl	$[\text{min}^{-1}]$	-5044.73/3981.53	-7846/NA
Thrust	$[\text{kN}]$	3.9	3.7
Fan-radius	$[\text{m}]$	0.5	0.401
Hub to Tip ratio	$[-]$	0.241	0.273
Druckverhältnis ADP	$[-]$	1.32	1.42
Massenstrom ADP	$[\text{kg/s}]$	158.987	100.269

Tabelle 4.1.: Systemparameter der untersuchten Fankonzepte



(a)



(b) Schritte des Herstellungsprozesses

Abbildung 4.1.: CRISPmulti-Konfiguration

(siehe [29, 84]). Weitere Informationen zum CRISP-1m-Versuchsträger sind in der Literatur zu finden [85].

Auf diesem Versuchsträger aufbauend wurde eine Weiterentwicklung beschlossen, aus der die CRISPmulti-Konfiguration hervorging. Zum einen wurde dabei die Schaufelgeometrie weiter aerodynamisch optimiert, um eine höhere Effizienz zu erreichen. Zum anderen ermöglichte die Fertigung aus einem kohlenstofffaserverstärktem Kunststoff-Material eine Gewichtsreduktion im Vergleich zum CRISP-1m-Versuchsträger. Teil der Entwicklung war der Aufbau eines neuen Herstellungsverfahrens. Ausgangspunkt sind dabei sogenannte Organobleche, welche mit einer Heißpresse auf die Skelettlinie des Profils umgeformt und anschließend auf die end-

gültige Geometrie gefräst werden. Weiterführende Informationen zur CRISPMulti-Konfiguration sind in [86] zu finden.

Aufgrund der getroffenen Materialwahl weist die CRISPMulti-Konfiguration eine geringere Steifigkeit auf, was sie anfälliger gegenüber externen Schwingungsanregungen macht. Es wurden umfangreiche numerische und experimentelle Untersuchungen durchgeführt, wobei die Auswertung der experimentell ermittelten Daten noch am Anfang ist und somit nicht zur Verfügung stand. Eine Auswahl an numerischen Untersuchungen ist in [87–90] zu finden.

Kenndaten der CRISPMulti-Konfiguration sind in Tabelle 4.2 zusammengefasst. Für die numerischen Strömungssimulationen wurde ein blockstrukturiertes Netz mit mittlerer Auflösung verwendet. Innerhalb des Projekts wurde festgestellt, dass auch die instationären Druckverteilungen nur eine geringe Abhängigkeit von der Netzauflösung aufweisen (vgl. [91]). Daher wurde hier mit einer vergleichbaren Netzauflösung gearbeitet. Da für die Rotoren zyklische Symmetrien verwendet werden können, war es ausreichend, lediglich eine Passage pro Reihe zu simulieren. Die Reihen sind durch Mixing-Planes miteinander verbunden. Weitere Spezifikationen für die CRISPMulti-Konfiguration sind in Tabelle 4.2 zusammengefasst. In Abbildung 4.3 (a) ist eine S2m-Darstellung des Rechengebiets dargestellt.

Für die Berechnungen der strukturellen Eigenschaften wurde ein vereinfachtes Schalenmodell der Schaufel verwendet. Im Bereich der Schaufelfußverbindung wurde eine feste Einspannung angenommen. Für die durchgeführten Simulationen hat sich gezeigt, dass diese Modellierung ausreichend genaue Ergebnisse liefert, da die Schaufeln eine deutlich geringere Steifigkeit im Vergleich zur gesamten Schaufelfußkonstruktion aufweisen. Bei den strukturdynamischen Simulationen wurden neben der Rotationslast auch die Drucklast für jeden untersuchten Betriebspunkt berücksichtigt. Beispielhaft sind in Abbildung 4.2 die ersten vier Eigenformen dargestellt. Es wurde ebenfalls eine über alle Einzellagen verschmierte Dehnungsverteilung für jede Eigenform extrahiert und für die spätere Lebensdauerbewertung verwendet. Die berechneten Eigenfrequenzen sind im Campbell-Diagramm in Abbildung 4.4 dargestellt.

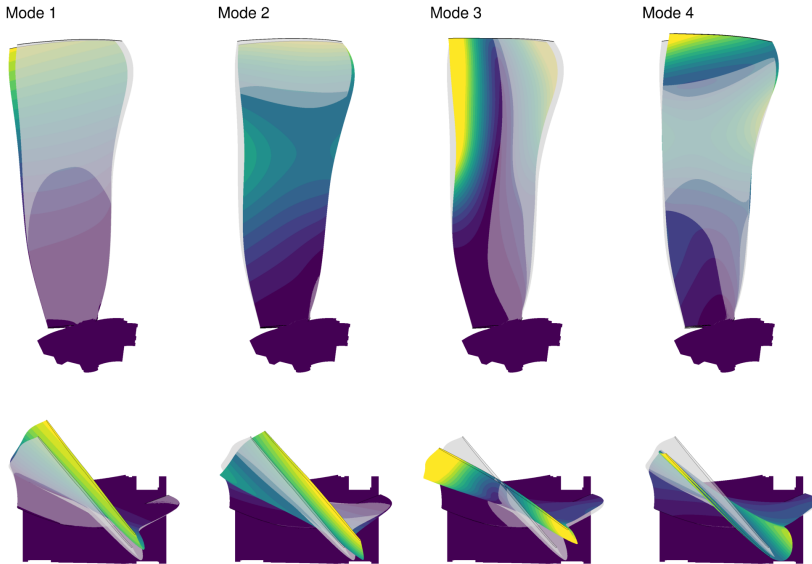


Abbildung 4.2.: Eigenformen der CRISPmulti-Konfiguration

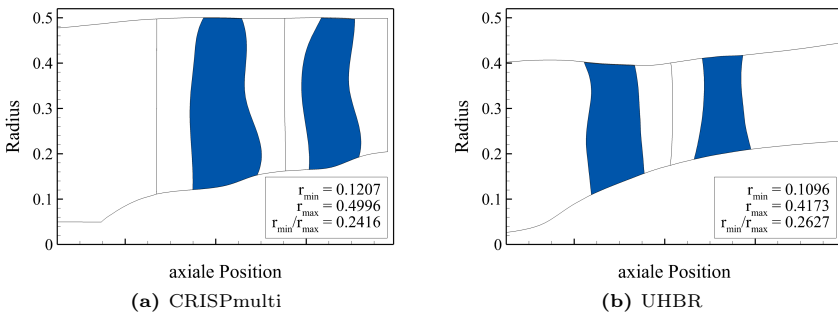


Abbildung 4.3.: S2m-Darstellung des Rechengebiets

	Einheit	Rotor 1	Rotor 2
Schaufelanzahl	[-]	10	12
Drehzahl	[min^{-1}]	-5044.73	3981.53
Schaufellänge	[mm]	ca. 380	ca. 345
Elementanzahl (CFD)	[-]	$\approx 790\,000$	$\approx 790\,000$
Netzauflösung d. Tip-Clearance	[-]	10	10
Elementanzahl (FEM)	[-]	$\approx 16\,560$	$\approx 16\,560$

Tabelle 4.2.: Parameter der CRISPmulti-Konfiguration

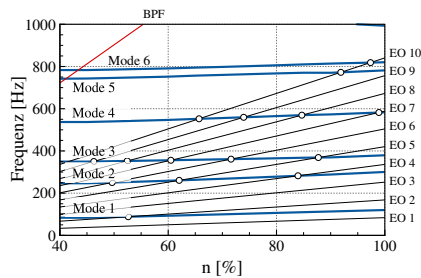


Abbildung 4.4.: Campbell-Diagramm für die CRISPmulti-Konfiguration

4.1.2. Fankonzept in BLISK-Bauweise: die UHBR-Konfiguration

Bei der UHBR-Konfiguration handelt es sich um einen Fan mit hohem Bypass-Verhältnis, welcher am DLR zusammen mit MTU AeroEngines AG konzipiert wurde. Die Hauptziele bei der Auslegung waren dabei die Reduzierung von Lärm und von Treibstoffverbrauch, was ein hohes Bypassverhältnis bei niedrigen Drehzahlen zur Folge hatte. Der Rotor besteht aus 22 Schaufeln und wurde in integraler Bauweise umgesetzt, als Material wurde Titan gewählt. Um eine Lärmreduzierung zu erreichen, wurde die Grenze für die Tip-Machzahl auf 1.05 gesetzt, welche dimensionierend für den Durchmesser und die Drehzahl ist. Innerhalb des Projekts wurde die aeroelastische Stabilität sowohl numerisch als auch experimentell untersucht, wobei das Hauptaugenmerk auf dem Flatterverhalten lag. Weiterführende Informationen sind in [92–95] zu finden.

Auch für die UHBR-Konfiguration wurde ein blockstrukturiertes Netz für die CFD-Simulationen verwendet. Aufgrund der Verwendung von zyklischen Randbedingungen war es ebenfalls ausreichend, lediglich eine Passage pro Reihe zu modellieren. Die

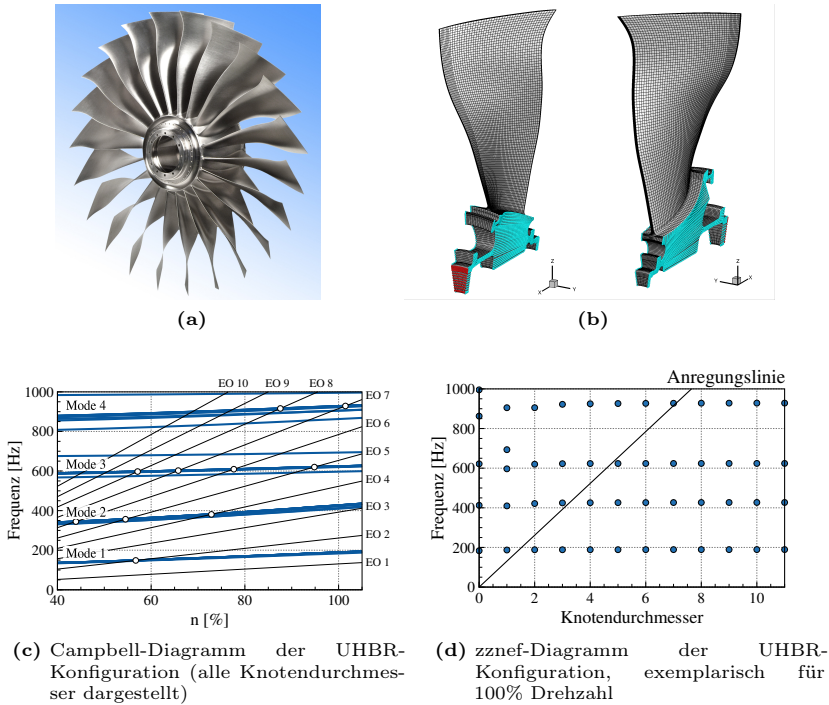


Abbildung 4.5.: UHBR-Konfiguration

	Einheit	Rotor 1	Stator 1
Schaufelanzahl	[-]	22	38
Drehzahl	$[\text{min}^{-1}]$	-7846	NA
Schaufellänge	[mm]	ca. 265	ca. 215
Elementanzahl (CFD)	[-]	$\approx 1\,600\,000$	$\approx 1\,170\,000$
Netzaufösung d. Tip-Clearance	[-]	14	NA
Elementanzahl (FEM)	[-]	$\approx 70\,000$	-

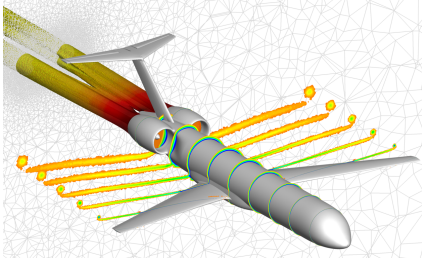
Tabelle 4.3.: Parameter der UHBR-Konfiguration

Reihen wurden mittels Mixing Planes miteinander verbunden. In Abbildung 4.3 (b) ist eine S2m-Darstellung des Rechengebiets dargestellt. Weitere Spezifikationen sind in Tabelle 4.3 zusammengefasst. Um hier eine gute Vorhersage des Strömungsfelds, insbesondere von der Struktur des Verdichtungsstoßes und der Strömung durch die Tip-Clearance, gewährleisten zu können, weist die UHBR-Konfiguration eine feinere Netzauflösung als die CRISPmulti-Konfiguration auf [93].

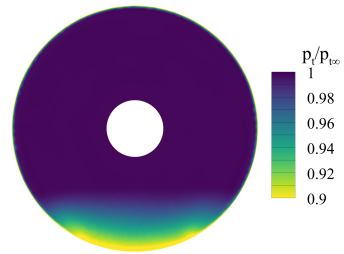
Für die FE-Modellierung wurde wegen der BLISK-Bauweise des Rotors ein Volumenmodell des Rotors verwendet, unter Berücksichtigung eines entsprechenden Segments des Schaufelfußes (siehe Abbildung 4.5 (b)). Für die Ränder des Schaufelfußes wurden zyklische Randbedingungen definiert, um so die Bestimmung der Knotendurchmesser gewährleisten zu können. In Abbildung 4.5 (c) ist das Campbell-Diagramm dargestellt. Dabei ist für jede Modefamilie jeder Knotendurchmesser gezeigt. Die Abhängigkeit der Eigenfrequenz vom Knotendurchmesser ist in Abbildung 4.5 (d) als zznf-Diagramm für 100% Drehzahl exemplarisch dargestellt.

4.2. Verwendete Totaldruckstörung und Testfall

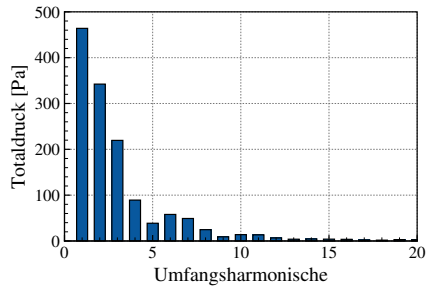
Die verwendete Totaldruckstörung ist in Abbildung 4.6 (b) dargestellt. Sie leitet sich von einer CFD-Simulation eines Flugzeugs mit am Heck eingebetteten Triebwerken ab (das Modell ist in Abbildung 4.6 (a) zu sehen). Genauere Erläuterungen zu diesen Simulationen sind in [96] zu finden. Sowohl der Flugzustand als auch die Einbettungstiefe der Triebwerke in den Rumpf bestimmt die Form der eingesaugten Grenzschicht. Durch die Form der Grenzschicht wird wiederum der energetische Inhalt für jede Harmonische bestimmt. In Abbildung 4.6 (c) sind die Umfangsharmonischen der verwendeten Totaldruckstörung über den Radius integriert dargestellt. Es ist ein linearer Abfall von der ersten bis zur fünften Umfangsharmonischen zu erkennen. Die weiteren Umfangsharmonischen befinden sich auf einem gleichbleibenden und niedrigen Niveau. Für die numerischen Strömungssimulationen wurden daher die ersten 10 Harmonischen berücksichtigt.



(a) CFD-Simulation für ein Flugzeug mit am Heck eingebetteten Triebwerken [96]



(b) Aus Flugzeugsimulation abgeleitete Einlaufstörung



(c) Umfangsharmonische des Totaldrucks der untersuchten Totaldruckstörung, über Radius aufintegriert, nur die ersten zehn Harmonischen dargestellt

Abbildung 4.6.: Zugrunde liegende Flugzeugkonfiguration und daraus abgeleitete Einlaufstörung

Aerodynamische Anregungsmechanismen

Das aerodynamische Antwortverhalten auf eine vorab definierte Totaldruckstörung wird für die CRISPMulti- und für die UHBR-Konfiguration analysiert. Dafür wird auf die Veränderungen der erzeugten axialen Schaufelkraft, des Anströmwinkels sowie des Wirbelsystems an der Schaufelspitze eingegangen.

5.1. Allgemeines aerodynamisches Verhalten

Zunächst soll die stationäre Strömung für beide Rotorkonfigurationen charakterisiert werden. In Abbildung 5.1 ist das Verdichter kennfeld für die CRISPMulti-Konfiguration in Schwarz und für die UHBR-Konfiguration in Blau für 50%, 75% und 100% relative Drehzahl dargestellt. Dort ist das Totaldruckverhältnis Π_t , nach

$$\Pi_t = \frac{p_{t,out}}{p_{t,in}}, \quad (5.1)$$

über den korrigierten Massenstrom \dot{m}_{cor} gezeigt, welcher sich durch

$$\dot{m}_{cor} = \dot{m} \cdot \frac{p_{ref}}{p_t} \sqrt{\frac{T_t}{T_{ref}}} \quad (5.2)$$

berechnet. Die CRISPMulti-Konfiguration weist einen höheren korrigierten Massenstrom in Verbindung mit kleineren Totaldruckverhältnissen auf als die UHBR-

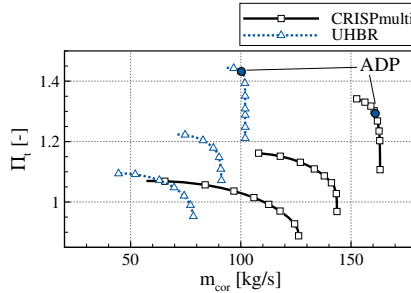


Abbildung 5.1.: Verdichterkennfeld

Konfiguration. Außerdem ist zu erkennen, dass die Drehzahllinien für die CRISPMulti-Konfiguration flacher sind als bei der UHBR-Konfiguration. Das ist charakteristisch für gegenläufige Rotorkonfigurationen, da diese eine höhere Lieferzahl (Verhältnis von axialer Geschwindigkeit zur Umfangsgeschwindigkeit) aufweisen.

In Abbildung 5.2 ist zudem die Machzahlverteilung für einen Schnitt auf 90% relativer Schaufelhöhe im jeweiligen aerodynamischen Designpunkt bei 100% relativer Drehzahl dargestellt. Für beide Konfigurationen ist ein transsonisches Strömungsfeld zu erkennen. Die CRISPMulti-Konfiguration weist einen Verdichtungsstoß bei ca. 70% Schaufeltiefe auf. Aufgrund des hohen Teilungsverhältnisses bei der CRISPMulti-Konfiguration liegt der Verdichtungsstoß weit stromauf von der Profilverdichtungsstelle der folgenden Schaufel. Bei der UHBR-Konfiguration befindet sich der Verdichtungsstoß bei ca. 45% Schaufeltiefe. Das Machzahlniveau vor dem Stoß ist deutlich höher als bei der CRISPMulti-Konfiguration, wodurch es zu einer höheren Belastung durch den Verdichtungsstoß kommt.

5.2. Aerodynamisches Verhalten unter Einfluss einer Totaldruckstörung

Um ein genaueres Bild der auftretenden Strömungsbedingungen bei vorhandener Totaldruckstörung zu erhalten, zeigen die Abbildungen 5.3 (CRISPMulti-Konfiguration) und 5.4 (UHBR-Konfiguration) die Machzahlverteilung und den Inzidenzwinkel für einen Zeitschritt der CFD-Simulation mit Totaldruckstörung. Die relative Drehzahl ist 100%, der Umfangsschnitt liegt bei 90% relativer Schaufelhöhe. Der dargestellte

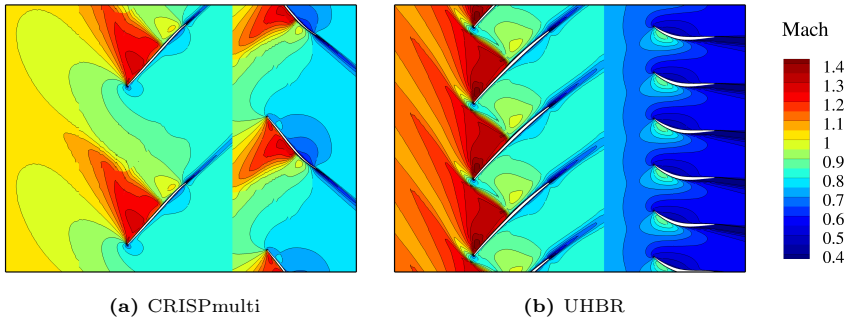


Abbildung 5.2.: stationäres Strömungsfeld

Inzidenzwinkel entspricht der Differenz des Anströmwinkels im Relativsystem zwischen der Zeitschrittlösung und dem zeitlichen Mittelwert für eine Umdrehung. Wie in Abschnitt 3 erläutert, werden in den instationären CFD-Simulationen durch die HB-Methode die Wechselwirkungen sowohl zwischen den Schaufelreihen untereinander als auch zwischen den instationären Effekten, welche durch die Totaldruckstörung und der Schaufelreiheninteraktion hervorgerufen werden, berücksichtigt. In der Analyse wird sich jedoch auf die Wirkung der Totaldruckstörung fokussiert.

In der Machzahlverteilung ist für beide Rotorkonfigurationen das Einlaufen der Störung im Bereich A und B zu erkennen. Für die CRISPMulti-Konfiguration ist eine vollständige Ausbreitung der Störung bis in den Bereich C zu erkennen. Durch die Störung wird für beide Rotorgeometrien eine positive Inzidenz hervorgerufen. An Position 1 ist die Änderung des Anströmwinkels für die UHBR-Konfiguration größer als für die CRISPMulti-Konfiguration. Im weiteren Verlauf baut sich die Störung vor dem Rotor jedoch ab, sodass nur eine kleine Inzidenzänderung an Position 2 zu beobachten ist. Im Gegensatz dazu verbleibt die Inzidenzänderung für die CRISPMulti-Konfiguration bis zur Position 2 fast unverändert. Die aufgebrachte Störung wird von der CRISPMulti-Konfiguration somit weder vor der Rotoreintrittsebene noch durch die vom Rotor in die Strömung eingebrachte Arbeit abgebaut. Dadurch wird eine stärkere Auswirkung der Störung auf das allgemeine Antwortverhalten der CRISPMulti-Konfiguration vermutet.

Die Wirkung einer Einlaufstörung lässt sich auf die Änderung des Inzidenzwinkels zurückführen, wie in Abschnitt 2.1.2 dargestellt wurde. Eine Veränderung des Inzi-

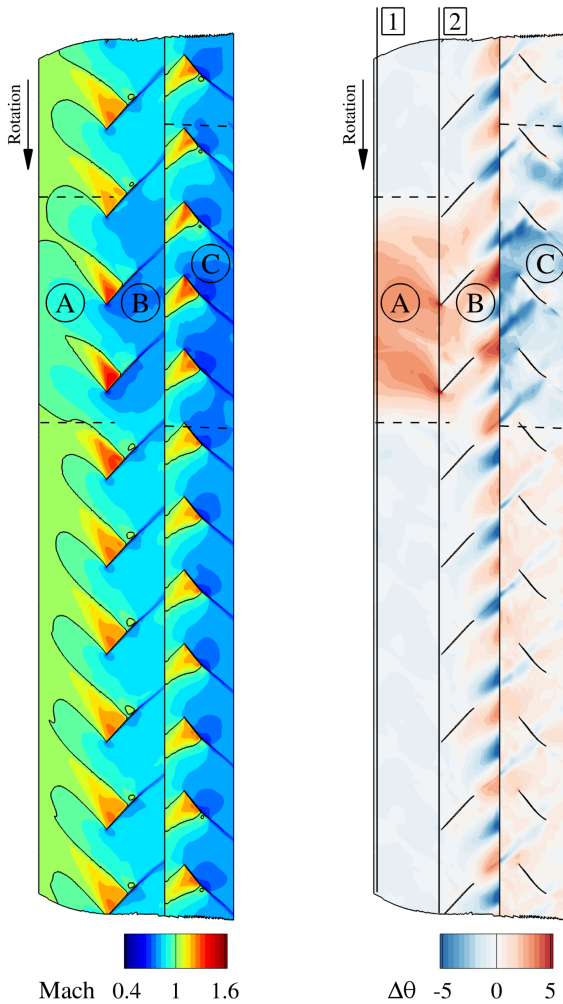


Abbildung 5.3.: Machzahl- und Inzidenzverteilung für Simulation mit Störung CRISPMulti-Konfiguration bei 100% relativer Drehzahl bei 90% relativer Schaufelhöhe

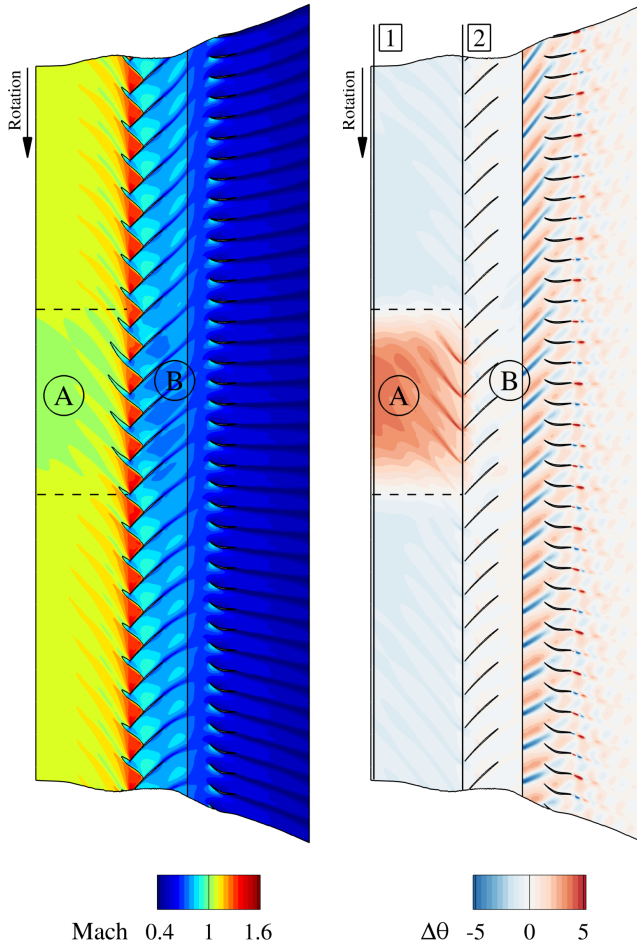


Abbildung 5.4.: Machzahl- und Inzidenzverteilung für Simulation mit Störung UHBR-Konfiguration bei 100% relativer Drehzahl bei 90% relativer Schaufelhöhe

denzwinkels bewirkt eine veränderte resultierende Schaufelkraft. In Abbildung 5.5 ist die momentane Schaufelkraft in axiale Richtung F_x relativ zur zeitlich gemittelten Schaufelkraft in axiale Richtung $F_{x,steady}$ über die Änderung des relativen Inzidenzwinkels für eine Umdrehung dargestellt.³ Die Änderung des relativen Inzidenzwinkels entspricht dem Verhältnis vom momentanen Inzidenzwinkel θ zum zeitlich gemittelten Inzidenzwinkel θ_{steady} . Es bilden sich sogenannte Kraftorbits, die bei jeder Umdrehung durchlaufen werden. Die durchgehende Linie bezieht sich auf die Stufeneintrittsebene (entspricht Position 1 in Abbildung 5.3), die gestrichelte Linie auf die Rotoreintrittsebene (entspricht Position 2 in Abbildung 5.3). Dargestellt sind die Kraftorbits für drei Drehzahlen: 50%, 75% und 100% relative Drehzahl. Aus den Kraftorbits ergibt sich zum einen die Variation der axialen Kraftkomponente und zum anderen die Veränderung der relativen Inzidenz zwischen den axialen Positionen. Diese sind für beide Rotor-Konfigurationen und die betrachteten Drehzahlen in Tabelle 5.1 zusammengefasst. Sie zeigt sowohl die absolute Variation der axialen Kraftkomponente als auch die Differenz zwischen der minimalen und maximalen relativen Inzidenz für beide Konfigurationen als Differenz zwischen Position 1 und Position 2.

Zunächst lässt sich feststellen, dass die Kraftorbits mit zunehmender Drehzahl kleiner werden. Das bedeutet, dass sowohl die Kraft- als auch die Inzidenzvariation zu höheren Drehzahlen hin abnimmt (vgl. Tabelle 5.1). Durch die Wechselwirkung mit der jeweiligen Rotorgeometrie ist in den Kraftorbits eine Veränderung der Inzidenz zu erkennen. Bei beiden Konfigurationen reduziert sich die Inzidenzänderung im Gegendralgebiet und erhöht sich im Mitdrallgebiet. Die Absenkung der Inzidenzänderung im Gegendralgebiet fällt dabei für die CRISPMulti-Konfiguration geringer aus als für die UHBR-Konfiguration. Am höchsten ist die Wechselwirkung bei der UHBR-Konfiguration bei 50% relativer Drehzahl zu erkennen. Für diesen Betriebspunkt fällt die Gesamtvariation des Inzidenzwinkels von 25% auf 12%.

Die aus der Inzidenzänderung entstehenden Änderungen der relativen Schaufelkraft pro Umdrehung sind für beide Rotorkonfigurationen in Tabelle 5.1 für die betrachteten Drehzahlen zusammengefasst. Diese ist für beide Rotorkonfigurationen bei 50% und 100% relativer Drehzahl annähernd gleich. Bei 75% relativer

3 Für die Vergleichbarkeit der Ergebnisse mit den Arbeiten von SCHÖNWERTZ wurde hier die Schaufelkraft in axialer Richtung verwendet. Für das strukturelle Antwortverhalten wird jedoch die Gesamtkraft berücksichtigt. Die entsprechenden Kraftorbits sind im Anhang in Abbildung A.1 dargestellt.

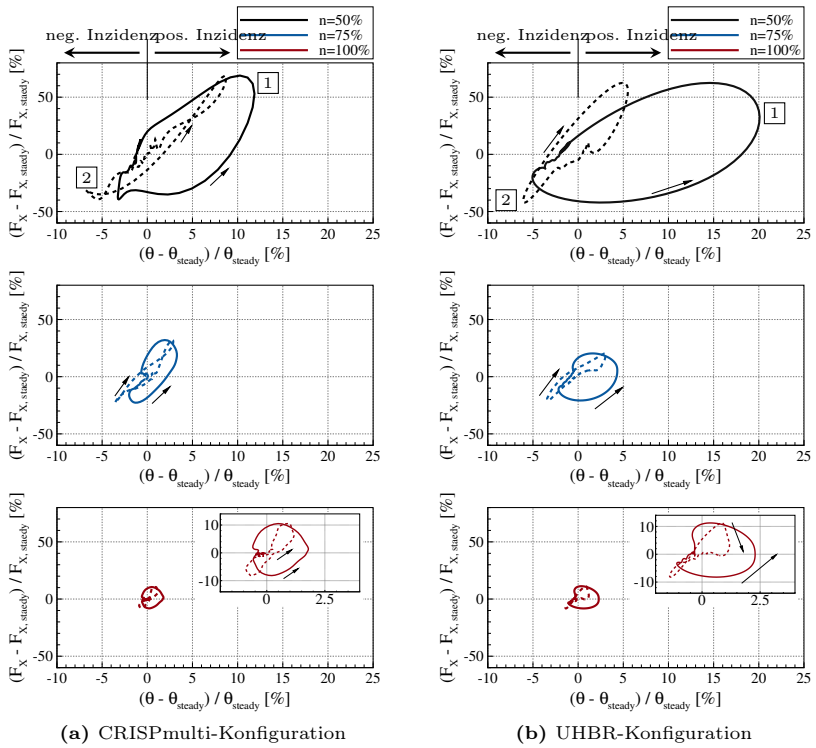


Abbildung 5.5.: Kraftorbit für 50%, 75% und 100% relative Drehzahl

relative Drehzahl	Variation der axialen Kraftkomponente		$\Delta_{axialePosition} (\Delta_{max,min} \bar{\theta})$	
	CRISPMulti	UHBR	CRISPMulti	UHBR
50%	108.3%	104.7%	0.30%	-13.46%
75%	54.8%	41.2%	1.10%	0.03%
100%	18.7%	19.5%	-0.32%	-0.80%

Tabelle 5.1.: Variation für axiale Kraftkomponente

Drehzahl erfährt die CRISPMulti-Konfiguration eine größere Kraftvariation als die UHBR-Konfiguration. Für beide Konfigurationen nimmt die Kraftvariation mit zunehmender Drehzahl ab. Da alle Betriebspunkte mit der gleichen Totaldruckstörung gerechnet wurden, bedeutet das jedoch für niedrige Drehzahlen qualitativ eine größere Störung, wodurch sich die größere Kraftvariation erklären lässt. Im Vergleich zur Studie von SCHÖNWEITZ ET AL. fallen die hier berechneten Kraftvariationen für den Auslegungspunkt ($n=100\%$) deutlich kleiner aus, als dort berichtet wurde (130%, vgl. Abbildung 2.3,[3]). Das ist in der Stärke der in der Studie aufgetragenen Störung begründet, die eine größere Totaldruckabsenkung aufweist. Jedoch wird in der genannten Untersuchung die unterschiedlich starke Kraftvariation infolge einer identischen Totaldruckstörung auf das Totaldruckverhältnis der jeweiligen Rotorkonfiguration zurückgeführt. Ein vergleichbares Verhalten konnte bei den hier untersuchten Konfigurationen nicht nachgewiesen werden. Eine Beurteilung einer Rotorkonfiguration auf der Grundlage des Totaldruckverhältnisses oder der Kraftvariation für eine Umdrehung erscheint somit als nicht zielführend.

5.2.1. Anregung durch Stoßwanderung

Durch die zeitliche Veränderung der Inzidenz für eine Umdrehung ergibt sich eine zeitlich veränderliche Verteilung des Druckbeiwerts auf der Schaufel. Der Druckbeiwert berechnet sich aus dem lokalen Druck p sowie dem statischen Druck und dem Totaldruck der Anströmung p_∞ bzw. $p_{t,\infty}$

$$C_p = \frac{p - p_\infty}{p_{t,\infty} - p_\infty}. \quad (5.3)$$

In Abbildung 5.6 ist dieser bei 90% relativer Schaufelhöhe gezeigt. Die graue Fläche zeigt den Bereich der durchlaufenen Verteilungen des Druckbeiwerts für eine Umdrehung. In Schwarz ist die zeitliche Mittelung der Druckbeiwertverteilung dargestellt. Für beide Rotorgeometrien wird durch die veränderte Inzidenz eine Stoßwanderung induziert, welche für beide Konfigurationen in ihrer Ausprägung unterschiedlich ist.

Für die CRISPMulti-Konfiguration erfolgt die Stoßwanderung über eine Länge von ca. 20% Schaufeltiefe. Es wird somit ein relativ großer Bereich überstrichen. Von GUNN UND HALL [62] wurden ähnliche Beobachtungen für transsonische Strömungsbedingungen gemacht. Die Stoßintensität, welche sich aus dem Niveau des

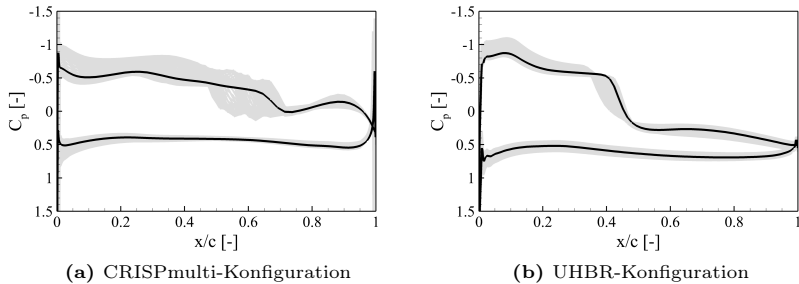


Abbildung 5.6.: Verteilung des Druckbeiwerts bei 90% relativer Schaufelhöhe für 100% relative Drehzahl, schwarz: stationäre Lösung, grau: zeitlicher Verlauf

Druckbeiwerts vor und hinter dem Stoß ableiten lässt, ist geringer als bei der UHBR-Konfiguration. Jedoch ist die Veränderung des Druckbeiwerts zwischen der Profilverderrkante und dem Stoß bei der CRISPMulti-Konfiguration im Vergleich zur UHBR-Konfiguration deutlich größer. Bei der UHBR-Konfiguration erfolgt die Stoßwanderung lediglich über 10% Schaufeltiefe, allerdings ist die Stoßstärke im Vergleich zur CRISPMulti-Konfiguration wesentlich größer. Die Veränderung des Druckbeiwerts im Bereich zwischen der Profilverderrkante und dem Stoß fällt kleiner aus als bei der CRISPMulti-Konfiguration. Bei der UHBR-Konfiguration ist die Schwankung des Druckbeiwerts auf der Druckseite gegenüber der CRISPMulti-Konfiguration leicht erhöht, sie hat jedoch für die Gesamtbelastung einen untergeordneten Einfluss. Die geringere Stoßstärke in Verbindung mit der größeren überstrichenen Fläche der CRISPMulti-Rotorgeometrie führt zu einer ähnlichen relativen Kraftveränderung wie bei der UHBR-Rotorgeometrie mit kleinerer überstrichener Fläche, aber höherer Stoßstärke. Aus dem Kraftverlauf und der Verteilung des Druckbeiwerts können daher keine eindeutigen Rückschlüsse auf das strukturelle Antwortverhalten gezogen werden.

5.2.2. Anregung durch Schaufelspitzenwirbel

Die bisher betrachtete Belastung durch eine Stoßwanderung stellt für die CRISPMulti-Konfiguration nicht den alleinigen Anregungsmechanismus dar. In Abbildung 5.7 ist die radiale Geschwindigkeitskomponente für einen Schnitt nahe der Schaufelspitze (bei 98% relative Schaufelhöhe) für drei explizite Zeitpunkte

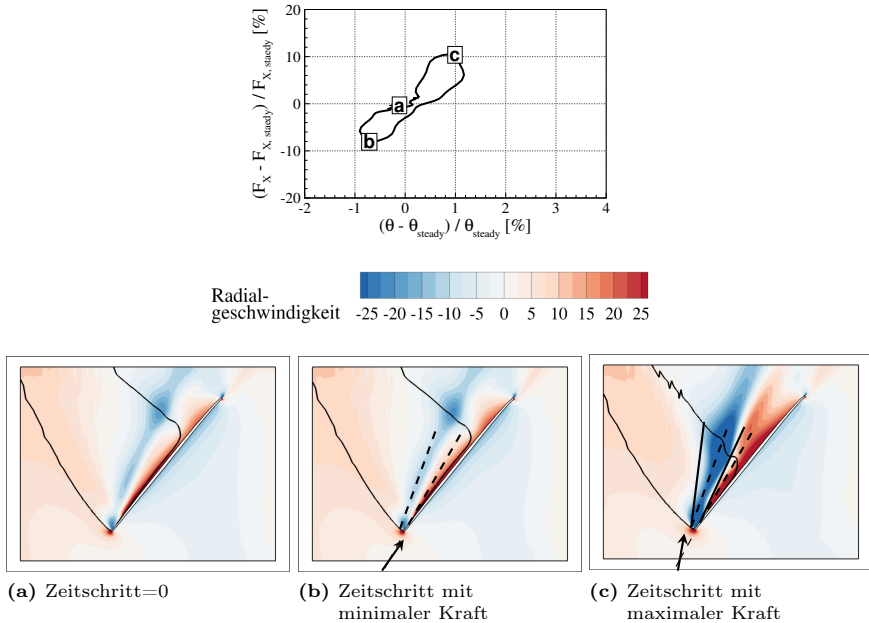


Abbildung 5.7.: Strömungsfeld von Rotor 1 des CRISP-multi-Rotors für $n=100\%$ bei 98% relativer Schaufelhöhe während einer Umdrehung (Änderung des Anströmwinkels um Faktor 4 überhöht dargestellt)

dargestellt: außerhalb der Störung, Zeitpunkt bei minimaler und Zeitpunkt bei maximaler Kraft. In Rot ist die positive radiale Geschwindigkeitskomponente (Strömung vom Schaufelfuß in Richtung Schaufelspitze) und in Blau die negative radiale Geschwindigkeitskomponente (Strömung von der Schaufelspitze in Richtung Schaufelfuß) dargestellt. Auf diese Weise kann der Spaltwirbel in der Ebene visualisiert werden. Der betrachtete Betriebspunkt ist der aerodynamische Designpunkt bei 100% relativer Drehzahl. Der in Abbildung 5.7 (a) gezeigte Schaufelspitzenwirbel stellt die ungestörte Referenz dar. Zum Zeitpunkt der minimalen Kraft liegt eine negative Inzidenz vor, welche eine geringe Auswirkung auf das Wirbelsystem hat. Beim weiteren Durchlaufen der Störung steigt die Inzidenz um 5° im Vergleich zum ungestörten Fall. Dadurch weitet sich der Wirbel deutlich auf, wodurch die Wirkung des Wirbels auf die Strömung der Gesamtschaukel zunimmt.

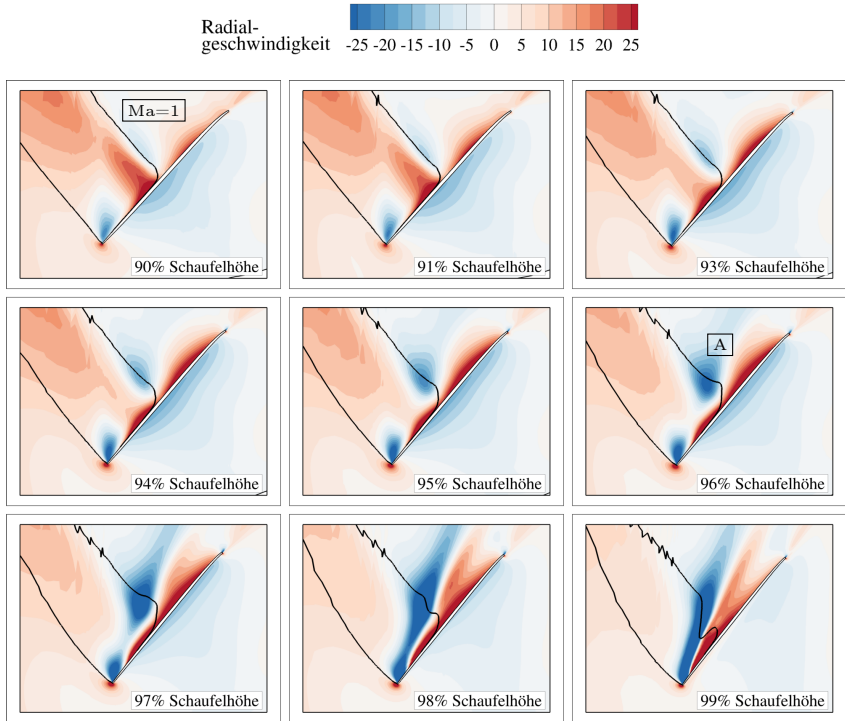


Abbildung 5.8.: Strömungsfeld bei Zeitschritt für maximale Kraft auf verschiedenen Schaufelhöhen

Abbildung 5.8 zeigt die Schaufelschnitte im Bereich von 90% bis 99% relativer Schaufelhöhe für den Zeitpunkt mit maximaler Kraft.⁴ Die Aufweitung des Spaltwirbels beim Eintritt in die Störung wirkt sich dabei auf die Strömungsbedingungen über einen Großteil der Schaufelhöhe aus. So ist bei 96% relativer Schaufelhöhe im Bereich des Verdichtungsstoßes (Punkt A) ein Gebiet mit negativer radialer Geschwindigkeitskomponente zu erkennen. In diesem Gebiet kommt es zu einer Sekundärströmung in der Passage von der Schaufelspitze in Richtung Schaufelfuß. Der Bereich mit negativer radialen Geschwindigkeitskomponente für die oberen 10% relativer Schaufelhöhe zu erkennen. Dadurch kommt es zu einem hohen Energieein-

⁴ Die gleiche Darstellung für den Zeitschritt *Null* und den Zeitschritt für minimale Kraft sind unter A.2 bzw. A.3 zu finden.

trag im Bereich der Schaufelvorderkante und der Schaufelspitze und somit zu einer Erhöhung der potenziell anregenden Schaufelkräfte.

5.2.3. Auswirkungen der Anregungsmechanismen auf die instationäre Druckverteilung

Aufgrund der aufgeprägten Totaldruckstörung kommt es durch die gezeigten aerodynamischen Effekte (Stoßwanderung und bei der CRISPMulti-Konfiguration periodische Aufweitung des Schaufelspitzenwirbels) zu einer periodischen und harmonischen Schwingung der resultierenden Schaufelkraft, wie sie zu Beginn beschrieben wurde. Eine solche zeitliche Änderung der Schaufelkraft kann in eine instationäre Druckverteilung auf der Schaufeloberfläche übersetzt werden. Auf die Charakteristika der instationären Druckverteilung, die durch eine Totaldruckstörung hervorgerufen wird, soll nun genauer eingegangen werden.

In Abbildung 5.9 ist der Betrag der ersten Harmonischen des instationären Drucks (erste Spalte) sowie der lokalen Anregung für die erste Biege- (zweite Spalte) und der ersten Torsionseigenform (dritte Spalte) dargestellt (vgl. Gl. 2.23). Für die CRISPMulti-Konfiguration sind die höchsten instationären Drücke an der Position des Verdichtungsstoßes aufgrund der Stoßwanderung zu beobachten. Weiterhin sind hohe instationäre Druckwerte im Schaufelspitzenbereich zu erkennen. Diese sind durch die periodische Aufweitung des Schaufelspitzenwirbels aufgrund der Inzidenzänderung, wie sie in Abschnitt 5.2.2 beschrieben wurden, begründet. Der höchste Energieeintrag für die erste Biegeeigenform erfolgt sowohl bei der Stoßposition als auch aufgrund der Entwicklung des Schaufelspitzenwirbels. Für die erste Torsions-eigenform erfolgt der Energieeintrag ausschließlich an der Vorderkante und an der Schaufelspitze aufgrund des Schaufelspitzenwirbels. An der Stoßposition hingegen ist nur ein geringer Energieeintrag zu erkennen. Da die Torsionsachse in diesem Fall unmittelbar vor der Stoßposition liegt, tritt nur eine geringe Deformation auf, wodurch die lokale Anregung klein ausfällt. Somit ist die resultierende Anregungskraft für die erste Torsionseigenform primär durch die transiente Veränderung des Schaufelspitzenwirbels geprägt. Indessen ist die resultierende Anregungskraft für die erste Biegeeigenform einerseits durch die transiente Veränderung des Schaufelspitzenwirbels, andererseits durch die Stoßwanderung durch die Störung beeinflusst.

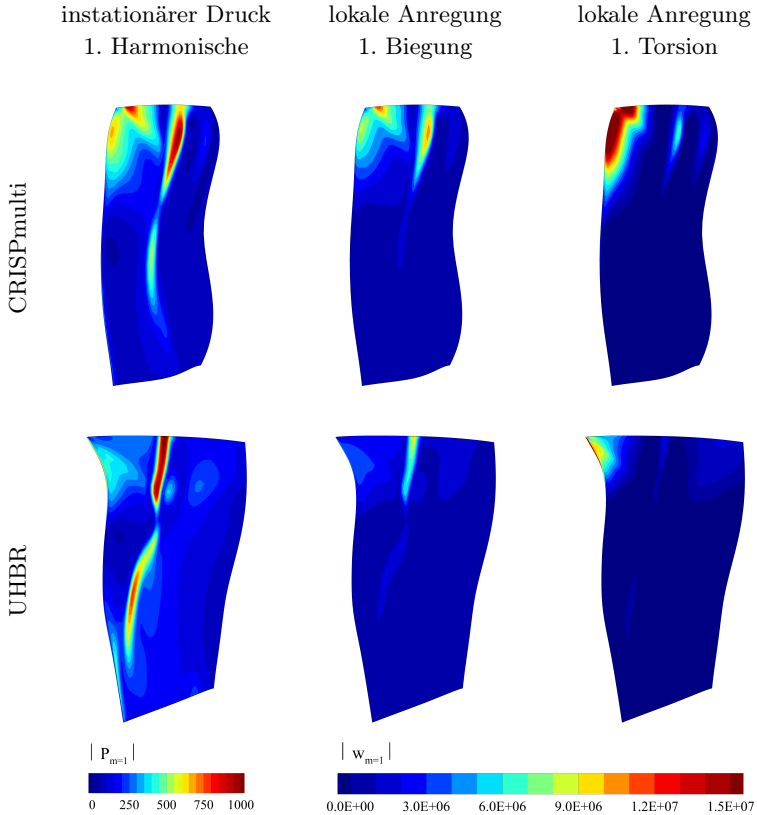


Abbildung 5.9.: Erste Harmonische des instationären Drucks und der daraus resultierenden lokalen Anregung für erste Biege- und Torsionseigenform für die CRISPMulti- (oben) und UHBR-Konfiguration (unten)

Auch bei der UHBR-Konfiguration treten die höchsten instationären Drücke an der Stoßposition auf, wodurch dort der größte Energieeintrag für die erste Biegeeigenform stattfindet. Für die erste Torsionseigenform ist an der Stoßposition analog zur CRISPMulti-Konfiguration kein Energieeintrag zu erkennen, da hier ebenfalls die Stoßposition und Torsionsachse nahezu identisch sind. Die Anregung erfolgt dabei lediglich durch den Bereich an der Schaufelvorderkante nahe der Schaufelspitze. Da für die UHBR-Konfiguration die instationäre Effekte im Schaufelspitzenbereich geringer ausfallen verglichen mit der CRISPMulti-Konfiguration, kann angenommen werden,

dass die Anregung für die erste Torsionseigenform für die UHBR-Konfiguration geringer ist als für die CRISPMulti-Konfiguration. Für die UHBR-Konfiguration sind die Anregungskräfte daher durch die Stoßwanderung dominiert.

Für beide Konfigurationen ist eine starke strukturelle Antwort aufgrund der großen Stoßwanderung primär für Biegeeigenformen zu erwarten. Für Eigenformen mit einem großen Torsionsanteil ist die Auswirkung vom Abstand zwischen dem Verdichtungsstoß und der Torsionsachse abhängig. Je größer die Stoßwanderung ausfällt, desto eher treten hohe instationäre Druckwerte abseits der Torsionsachse und somit zusammen mit höheren Deformationen auf, wodurch sich der Energieeintrag erhöht. In diesem Fall kann auch eine Torsionseigenform durch den größeren Abstand des Verdichtungsstoßes zur Torsionsachse in hohen Anregungskräften resultieren. Für die CRISPMulti-Konfiguration wird sich aufgrund des instationären Verhaltens des Schaufelspitzenwirbels die strukturelle Antwort für Eigenformen mit einem großen Torsionsanteil im Vergleich zur UHBR-Konfiguration erhöhen.

Strukturelles Antwortverhalten

Das strukturelle Antwortverhalten auf eine vorab definierte Totaldruckstörung wird für die CRISPMulti- und für die UHBR-Konfiguration analysiert. Dafür wird sowohl das stationäre als auch das transiente Antwortverhalten betrachtet. Außerdem wird der Einfluss des Betriebspunkts (Drehzahl und Massenstrom) und des gewählten Materials auf das strukturelle Antwortverhalten untersucht.

Allgemeine Anmerkungen für die folgenden Betrachtungen

Teile der hier gezeigten Untersuchungen wurden bereits in [97–99] veröffentlicht, werden innerhalb dieser Arbeit aber tiefergehend und detaillierter analysiert.

Die betrachteten Resonanzpunkte werden mit EO_x/My benannt. So wird z.B. der Resonanzpunkt der dritten Anregungsordnung mit der zweiten Eigenform mit “EO3/M2” beschrieben.

Die Darstellung der Frequenzgänge erfolgt “abschnittsweise”. Um eine gute Sichtbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten, wurden die Frequenzgänge nur im Intervall $+/- 0.5$ der jeweiligen Anregungsordnung dargestellt. Das bedeutet, dass etwa der Frequenzgang der zweiten Anregungsordnung im Bereich von $EO = 1.5$ bis $EO = 2.5$ dargestellt wird. Dadurch sind in den Diagrammen Sprünge zwischen den Kurven an den Übergangspunkten zu erkennen.

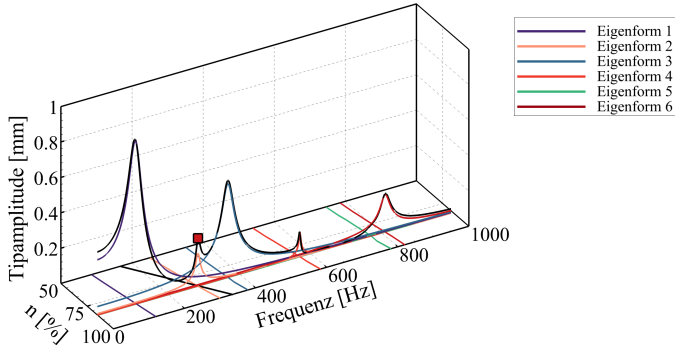
Für metallische Werkstoffe erfolgt die Bewertung der Beanspruchung auf Basis von Spannungsverteilungen, für kohlenstofffaserverstärkte Kunststoffe auf Basis von Dehnungsverteilungen.

Die Position der maximal auftretenden Beanspruchung auf der Schaufel variiert je nach Betriebspunkt. Für alle folgenden Analysen wurde stets die gesamte Struktur betrachtet. Um jedoch die Übersichtlichkeit in den Grafiken zu erhalten, wurde für die Darstellungen eine exemplarische Position auf der Schaufel ausgewählt, die für den betrachteten Betriebspunkt den höchsten inversen Sicherheitsfaktor aufweist. Die jeweiligen Analysepunkte auf der Schaufel sind in den Abbildungen markiert. Eine Übersicht der Goodman-Diagramme für die gesamte Schaufelstruktur ist im Anhang B zu finden.

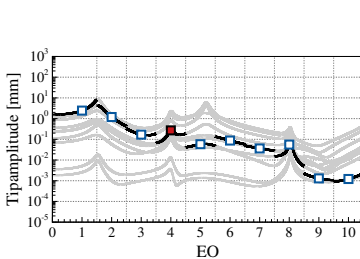
6.1. Stationäres Antwortverhalten

6.1.1. Vergleich der Fankonfigurationen

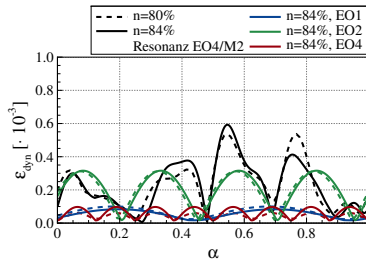
Zunächst wird die Strukturantwort für die **CRISPmulti-Konfiguration** für den Resonanzpunkt EO4/M2 betrachtet. Der Resonanzpunkt befindet sich bei ca. 84% relativer Drehzahl. Abbildung 6.1 (a) zeigt die Schaufelspitzenverschiebung (vgl. Abbildung 6.1 (d), blauer Punkt) sowohl der ersten sechs Eigenformen als auch der Superposition (schwarze Linie) dieser für die vierte Anregungsordnung. Es ist zu erkennen, wie sich die Tipamplitude für die Anregungsfrequenz, welche durch ein rotes Symbol gekennzeichnet ist, durch den Beitrag der dritten Eigenform (blaue Linie) erhöht. Die Schaufelspitzenverschiebung auf die ersten zehn Anregungsordnungen ist in Abbildung 6.1 (b) gezeigt. Dabei sind die Frequenzgänge für den gesamten Bereich der Anregungsfrequenz in Grau dargestellt. Sie entsprechen für die jeweilige Anregungsordnung der Superposition der Strukturantwort der ersten sechs Eigenformen. Um die Übersichtlichkeit in den Abbildungen zu wahren, werden die Frequenzgänge nur im Intervall ± 0.5 der jeweiligen Anregungsordnung in Schwarz dargestellt. Dadurch ergibt sich die "abschnittsweise" Darstellung der Frequenzgänge. Für die folgenden Abbildungen wird auf die Darstellung der Frequenzgänge für den gesamten Bereich der Anregungsfrequenz verzichtet und lediglich im Intervall ± 0.5 der jeweiligen Anregungsordnung erfolgen. Für die entsprechende Anregungsordnung ist die Verschiebung mit einem Quadrat gekennzeichnet. Die Resonanzanregungsordnung ist zusätzlich mit einem roten Quadrat markiert.



(a) Verschiebung der Schaufelspitze im Frequenzbereich für den Resonanzpunkt EO4/M2



(b) Verschiebung der Schaufelspitze im Frequenzbereich für den Resonanzpunkt EO4/M2



(c) dynamische Vergleichsdehnung im Zeitbereich

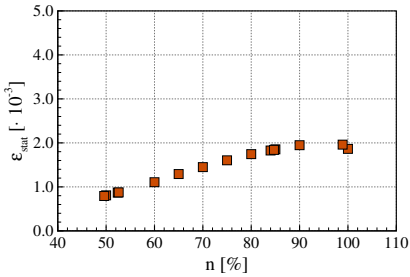
(d)

Abbildung 6.1.: Stationäres Antwortverhalten für die CRISPmulti-Konfiguration: Verschiebung und Beanspruchung

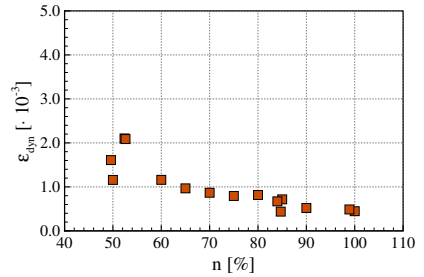
Aus der Frequenzgangdarstellung in Abbildung 6.1 (b) geht hervor, dass die Tipamplitude, die durch die Resonanzanregungsordnung (EO4) hervorgerufen wird, kleiner ist als die resultierenden Tipamplituden durch die erste und zweite Anregungsordnung. Die Deformation durch die erste Anregungsordnung ist um Faktor acht und durch die zweite Anregungsordnung um Faktor fünf größer als die Deformation der Resonanzanregungsordnung. Grund für die hohe Strukturantwort der ersten und zweiten Anregungsordnung ist der hohe Anteil der ersten Biegeeigenform an der Deformation. Somit wird die Verformung in diesem Fall nicht durch die Resonanzanregungsordnung dominiert.

Für die Betrachtung der strukturellen Beanspruchung ist eine Transformation in den Zeitbereich notwendig, da die Superposition der Anregungsordnungen betrachtet werden muss. Diese ist in Abbildung 6.1 (c) als dynamische Vergleichsdehnung für eine Position an der Vorderkante bei ca. 50% Schaufelhöhe (vgl. Abbildung 6.1 (d), orangefarbener Punkt) für eine Rotorumdrehung dargestellt. Hier ist zum einen in Schwarz die Superposition der ersten zehn Anregungsordnungen und zum anderen die Beanspruchung durch die erste, zweite und vierte Anregungsordnung in Blau, Grün bzw. Rot gezeigt. Die abgebildeten Strukturantworten pro Anregungsordnung stellen auch hier die Superposition der berücksichtigten Eigenformen dar. Aufgrund der Berücksichtigung der weiteren Anregungsordnungen durch die Superposition erhöht sich die Gesamtbeanspruchung um das Sechsfache. Dieser deutliche Einfluss der Off-Resonanz-Anregungsordnungen würde bei der Verwendung der klassischen Energiemethode vernachlässigt werden, wodurch die Beanspruchung der Struktur stark unterschätzt würde. Verglichen mit der Gesamtbeanspruchung bei einem resonanznahen Betriebspunkt (80% relativer Drehzahl, gestrichelte Linien) ist die Strukturbeanspruchung bei beiden Betriebspunkten für alle berücksichtigten Anregungsordnungen bis auf die Resonanzanregungsordnung annähernd identisch. Die Strukturbeanspruchung ist in diesem Drehzahlbereich generell hoch. Die Erhöhung der Gesamtbeanspruchung im Resonanzpunkt resultiert somit primär aus der erhöhten Strukturbeanspruchung durch die vierte Anregungsordnung.

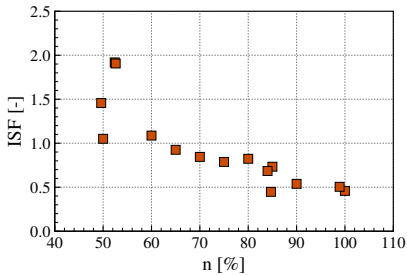
Die Strukturbewertung und dargelegte Analyse wurde für einen großen Drehzahlbereich durchgeführt. Dabei wurden die resultierenden statischen und dynamischen Vergleichsdehnungen für alle Punkte der Schaufel bestimmt und der inverse Sicherheitsfaktor entsprechend der Gleichung 2.67 berechnet. Für die weiteren Darstellungen wird sich auf eine Position auf der Schaufel konzentriert, welche für die meisten Betriebspunkte den maximalen inversen Sicherheitsfaktor aufweist. Die zugrunde liegenden Goodman-Diagramme für die gesamte Struktur sind im Anhang B zusammengefasst. Für einige Betriebspunkte kann es somit Punkte auf der Schaufel geben, die einen höheren inversen Sicherheitsfaktor als die hier dargestellten aufweisen. Die getroffenen Aussagen sind jedoch davon nicht beeinflusst und somit auch für diese Punkte gültig. Die ausgewählte Position ist in Abbildung 6.2 (d) markiert und befindet sich bei der CRISPMulti-Konfiguration an der Vorderkante bei ungefähr 50% der Schaufelhöhe. An dieser Position tritt eine hohe Strukturbeanspruchung auf, da die Schaufel dort nur eine geringe Materialdicke aufweist.



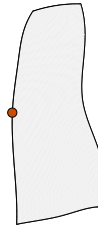
(a) statische Vergleichsdehnung



(b) dynamische Vergleichsdehnung



(c) inverser Sicherheitsfaktor



(d) Ausgewählte Analysepunkte für die Strukturbewertung

Abbildung 6.2.: Stationäres Antwortverhalten für die CRISPmulti-Konfiguration: Goodman-Diagramm

In Abbildung 6.2 (a) und Abbildung 6.2 (b) sind die statische und dynamische Vergleichsdehnung über die relative Drehzahl zusammengefasst. Wie in Abbildung 6.2 (a) zu sehen ist, steigt die statische Vergleichsdehnung mit zunehmender relativer Drehzahl. Das ist auf die zunehmende Zentrifugalkraft zurückzuführen. Die dynamische Beanspruchung ist für den niedrigen Drehzahlbereich zwischen 50% und 60% relativer Drehzahl hoch und fällt zu höheren Drehzahlen hin etwas ab. Erklären lässt sich das, durch eine Versteifung der Struktur aufgrund der größeren Zentrifugalkraft bei höheren Drehzahlen. Der Resonanzpunkt EO2/M1 (bei ca. $n = 52\%$) ist durch den großen Anstieg in der dynamischen Beanspruchung deutlich zu erkennen. Die große Strukturantwort der ersten Eigenform auf die zweite Anregungsordnung in diesem Bereich ist der Grund für die hohen dynamischen Vergleichsdehnungen. Betrachtet man jedoch den Bereich um 84% relativer Drehzahl,

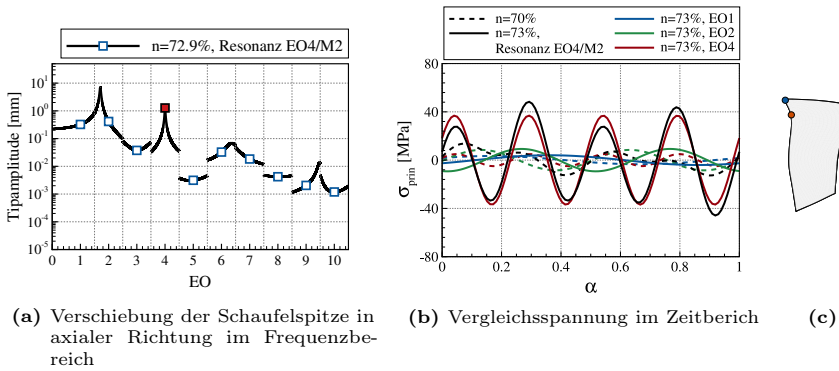
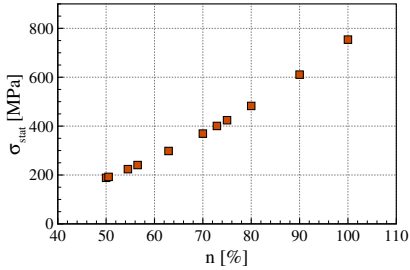


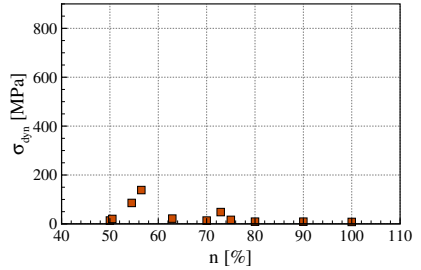
Abbildung 6.3.: Stationäres Antwortverhalten für die UHBR-Konfiguration

so ist dort nur ein schwacher Anstieg der dynamischen Beanspruchung infolge der Resonanz EO4/M2 festzustellen. Das ist auf den hohen Einfluss der Off-Resonanz-Anregungsordnungen zurückzuführen, welcher weiter oben bereits detailliert erörtert wurde. Abbildung 6.2 (c) zeigt den resultierenden inversen Sicherheitsfaktor über die relative Drehzahl. Für den Drehzahlbereich zwischen 50% und 60% relativer Drehzahl liegen die inverse Sicherheitsfaktoren oberhalb von 1 und somit im nicht zulässigen Bereich. Die große strukturelle Beanspruchung in diesem Drehzahlbereich ist zum einen auf die Resonanz EO2/M1 bei 52% relativer Drehzahl und zum anderen auf die starke Strukturantwort auf die erste Anregungsordnung zurückzuführen. Mit steigender Drehzahl sinkt der inverse Sicherheitsfaktor, analog zur dynamischen Vergleichsdehnung, von ca. 1 auf 0.5. Im Bereich $n = 84\%$ ist auch für den inversen Sicherheitsfaktor keine signifikante Erhöhung aufgrund der Resonanz EO4/M2 zu erkennen. Das liegt in dem hohen Einfluss der Off-Resonanz-Anregungsordnung begründet, der bereits oben beschrieben wurde.

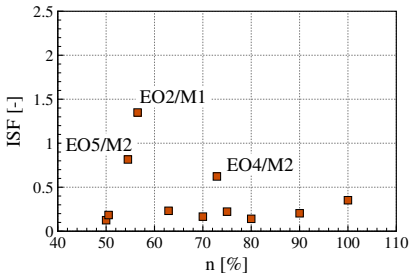
Um einen direkten Vergleich zur stationären Strukturantwort der CRISPMulti-Konfiguration ziehen zu können, wird für die **UHBR-Konfiguration** ebenfalls der Resonanzpunkt EO4/M2 betrachtet. Dafür sind für diesen Resonanzpunkt in Abbildung 6.3 (a) die Blattspitzenverschiebungen (vgl. Abbildung 6.3 (c), blauer Punkt) im Frequenzbereich dargestellt. Für die UHBR-Konfiguration wird das strukturelle Antwortverhalten von der Resonanzamplitude dominiert. Weitere größere Anteile liefern die erste und zweite Anregungsordnung.



(a) statische Vergleichsspannung



(b) dynamische Vergleichsspannung



(c) inverser Sicherheitsfaktor



(d) Ausgewählte Analysepunkte für die Strukturbewertung

Abbildung 6.4.: Stationäres Antwortverhalten für die UHBR-Konfiguration: Goodman-Diagramm

Die dynamische Vergleichsspannung im Zeitbereich ist in Abbildung 6.3 (b) für einen Punkt an der Vorderkante bei ca. 85% Schaufelhöhe (vgl. Abbildung 6.3 (c), orange-farbener Punkt) für eine Umdrehung gezeigt. Auch hier ist sowohl die Beanspruchung aufgrund der Superposition der berücksichtigten Eigenformen für die erste, zweite und vierte Anregungsordnung (in Blau, Grün bzw. Rot) als auch die Superposition der berücksichtigten Eigenformen und der ersten zehn Anregungsordnungen (in Schwarz) dargestellt. Aus dem Verlauf der Vergleichsspannung wird ersichtlich, dass sich die Gesamtbeanspruchung durch die Off-Resonanz-Anregungsordnungen um ca. 30% erhöht. Verglichen mit der Gesamtbeanspruchung bei einem resonanznahen Betriebspunkt bei 70% relativer Drehzahl (gestrichelte schwarze Linie in Abbildung 6.3 (b)) hat sich die Gesamtbeanspruchung um den Faktor 2.7 erhöht.

Auch für diese Konfiguration wurde die Analyse für einen weiten Drehzahlbereich durchgeführt. Die Ergebnisse für die statische Vergleichsspannung sind in Abbildung 6.4 (a), die dynamische Vergleichsspannung in Abbildung 6.4 (b) und den resultierenden inversen Sicherheitsfaktor ist in Abbildung 6.4 (c) für den gleichen exemplarischen Punkt auf der Schaufel zusammengefasst. Die Position des Analysepunkts ist der Abbildung 6.4 (d) zu entnehmen. Die Reduzierung in der Darstellung auf einen Analysepunkt dient lediglich der Übersichtlichkeit, die getroffenen Aussagen sind davon nicht beeinflusst. Die zugrundeliegenden Goodman-Diagramme sind im Anhang B.2 zu finden.

Auch bei der UHBR-Konfiguration ist eine steigende statische Beanspruchung bei zunehmender Drehzahl zu erkennen. Die dynamische Beanspruchung ist für die meisten betrachteten Betriebspunkte gering. Die Resonanzpunkte sind in der dynamischen Beanspruchung durch einen Anstieg der dynamischen Vergleichsspannung deutlich zu identifizieren. Das gleiche Bild ergibt sich daher auch für den berechneten inversen Sicherheitsfaktors in Abbildung 6.4 (c). Der inverse Sicherheitsfaktor für die betrachteten Resonanzpunkte beträgt maximal 1.4 und somit im nicht zulässigen Bereich. Für Betriebspunkte außerhalb von Resonanzpunkten beträgt der inverse Sicherheitsfaktor ca. 0.25. Bis auf den Resonanzpunkt EO2/M1 liegt der inverse Sicherheitsfaktor somit im restlichen Betriebsbereich im zulässigen Bereich.

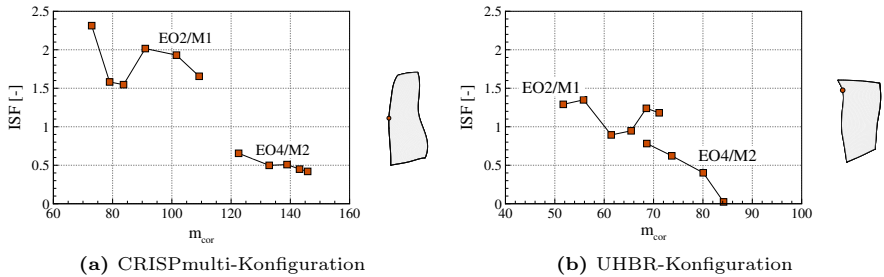


Abbildung 6.5.: Einfluss des Massenstroms: Vergleich zwischen den Konfigurationen

6.1.2. Einfluss des Massenstroms auf das stationäre Antwortverhalten

Die bisherigen Untersuchungen wurden für Betriebspunkte mit maximaler Effizienz, welche daher mit der Arbeitslinie des Fans assoziiert sind, durchgeführt. Für den realen Betrieb werden jedoch weitere Betriebspunkte abseits der Arbeitslinie angefahren. Im Betrieb treten daher veränderte Belastungen für die Schaufeln auf, wodurch sich auch das strukturelle Antwortverhalten abhängig vom gewählten Betriebspunkt ändert.

Die Abbildungen 6.5 (a) und 6.5 (b) zeigen für die CRISPMulti- bzw. für die UHBR-Konfiguration den Verlauf des inversen Sicherheitsfaktors über den Massenstrom für die Resonanzpunkte EO2/M1 und EO4/M2. Auch hier ist der inverse Sicherheitsfaktor lediglich für eine Position auf der Schaufel gezeigt. Eine Übersicht der Goodman-Diagramme für die gesamte Schaufelstruktur ist im Anhang B zu finden. Für den Resonanzpunkt EO4/M2 ist für beide Konfigurationen ein stetiger Anstieg des inversen Sicherheitsfaktors zu niedrigeren Massenströmen hin festzustellen. Die strukturelle Auslastung nimmt somit in Richtung Pumpgrenze zu. Für beide Konfigurationen zeigt sich für den Resonanzpunkt EO2/M1 im Verlauf des inversen Sicherheitsfaktors von hohen zu kleinen Massenströmen zunächst ein Anstieg des inversen Sicherheitsfaktors. Es folgt jedoch für weiter abfallende Massenströme ein Einbruch der Beanspruchung, gefolgt von einem starken Anstieg für Punkte nahe der Pumpgrenze.

6.1.2.1. CRISPmulti-Konfiguration

Der bisher betrachtete inverse Sicherheitsfaktor basierte auf der Superposition der Strukturantworten durch die berücksichtigten Anregungsordnungen und Eigenformen. Für ein genaueres Verständnis der Zusammensetzung der strukturellen Beanspruchung bezüglich der berücksichtigten Anregungsordnungen kann der inverse Sicherheitsfaktor aus den individuellen Strukturantworten auf die einzelnen Anregungsordnungen betrachtet werden. In Abbildung 6.6 (a) ist für die CRISPmulti-Konfiguration zusätzlich zum inversen Sicherheitsfaktor aus der Superposition der ersten zehn Anregungsordnungen auch der inverse Sicherheitsfaktor aus den beiden Anregungsordnungen dargestellt, die den größten Anteil am Gesamt-ISF aufweisen.

Für den Resonanzpunkt EO4/M2 setzt sich die Beanspruchung hauptsächlich aus der Strukturantwort auf die zweite und vierte Anregungsordnung zusammen. Weiterhin ist erkennbar, dass für viele Betriebspunkte der Anteil der zweiten Anregungsordnung am Gesamt-ISF größer ist als der Anteil der Resonanz-Anregungsordnung. Dies wurde bereits in Abschnitt 6.1.1 diskutiert. Obwohl der Einfluss der zweiten Anregungsordnung mit abnehmendem Massenstrom kleiner wird, bleibt er dennoch größer als der Anteil der vierten Anregungsordnung. Wie aus dem Campbell-Diagramm in Abbildung 6.6 (a) hervorgeht, liegt dies an der Nähe der zweiten Anregungsordnung zur ersten Eigenfrequenz.

Für den Resonanzpunkt EO2/M1 setzt sich die Strukturbeanspruchung hauptsächlich aus der zweiten und achten Anregungsordnung zusammen. Wie aus Abbildung 6.6 (a) hervorgeht, befindet sich der Resonanzpunkt EO8/M3 unmittelbar in der Nähe zur betrachteten Drehzahl. Die Gesamtstrukturbeanspruchung nimmt mit abnehmendem Massenstrom von Betriebspunkt (1) zu Betriebspunkt (2) (vgl. Abbildung 6.6 (b)) ab. Dies lässt sich durch den Rückgang der Beanspruchung aufgrund der zweiten Anregungsordnung erklären. Ab Betriebspunkt (2) nimmt der Einfluss der achten Anregungsordnung deutlich zu, sodass er knapp oberhalb der Beanspruchung durch die Resonanzanregungsordnung liegt. Mit weiterer Reduzierung des Massenstroms (Betriebspunkt (3)) nimmt die Strukturantwort aufgrund der zweiten Anregungsordnung ab, während die Strukturantwort aufgrund der achten Anregungsordnung deutlich zunimmt. Der Anstieg des Gesamt-ISF von Betriebspunkt (2) zu Betriebspunkt (3) ist daher auf die erhöhte Beanspruchung durch die achte Anregungsordnung zurückzuführen. Abbildung 6.6 (c) zeigt die Kraftverläufe über die Änderung des Inzidenzwinkels für die drei ausgewählten Be-

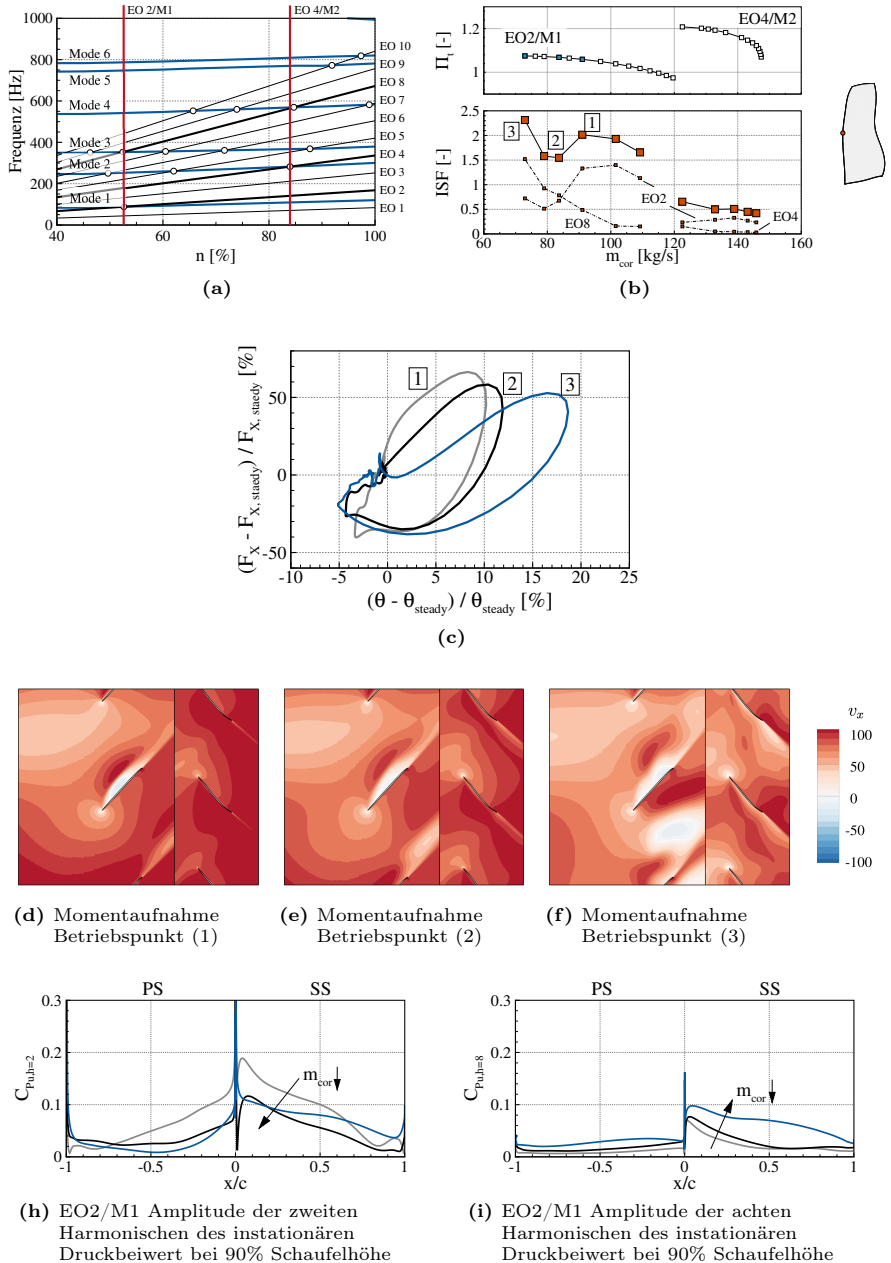


Abbildung 6.6.: Einfluss des Massenstroms: CRISPMulti-Konfiguration

triebspunkte (vgl. Abbildung 6.6 (b)). Es ist erkennbar, dass die Inzidenzänderung für abnehmende Massenströme zunimmt. Im Gegensatz dazu nimmt die Variation der axialen Kraftkomponente für die drei Betriebspunkte in Richtung Pumpgrenze leicht ab. In den Abbildungen 6.6 (d) bis 6.6 (f) ist das Strömungsfeld für die drei Betriebspunkte bei 90% Schaufelhöhe für den Zeitpunkt kurz nach maximaler Kraft dargestellt. Durch die höhere Inzidenzänderung ist eine größere Ablösung von links nach rechts zu erkennen. Die Regeneration des Strömungszustands führt zu einer Verschiebung der instationären Drücke von den ersten beiden Harmonischen hin zu höheren Harmonischen. Die Verteilung der instationären Druckbeiwerte ist in Abbildung 6.6 (h) und Abbildung 6.6 (i) für den Schnitt bei 90% Schaufelhöhe für die drei ausgewählten Betriebspunkte dargestellt (vgl. Abbildung 6.7 (a)). Dabei ist die Verteilung des instationären Druckbeiwerts für Betriebspunkt (1) in Grau, für Betriebspunkt (2) in Schwarz und für Betriebspunkt (3) in Blau dargestellt. Abbildung 6.6 (h) zeigt den Betrag der zweiten Harmonischen des instationären Druckbeiwerts. Der erste betrachtete Betriebspunkt weist hier die höchsten Werte sowohl auf der Druck- als auch auf der Saugseite auf. Mit der Reduzierung des Massenstroms sinken die instationären Druckbeiwerte. Bei weiterer Absenkung des Massenstroms steigt der instationäre Druckbeiwert auf der Saugseite wieder an, was die erhöhte Strukturantwort durch die zweite Anregungsordnung für diesen Betriebspunkt erklärt. Der Betrag der achten Harmonischen des instationären Druckbeiwerts ist in Abbildung 6.6 (i) gezeigt. Hier ist ein deutlicher und kontinuierlicher Anstieg des instationären Druckbeiwerts sowohl auf der Druck- als auch auf der Saugseite bei Reduzierung des Massenstroms zu erkennen.

6.1.2.2. UHBR-Konfiguration

Die Abbildung 6.7 (a) bietet für die UHBR-Konfiguration eine genauere Aufschlüsselung des inversen Sicherheitsfaktors nach Anregungsordnungen. In Bezug auf den Resonanzpunkt EO2/M1 zeigt sich auch für die UHBR-Konfiguration ein anfänglicher Abfall und anschließender Anstieg des inversen Sicherheitsfaktors bei sinkenden Massenströmen. Wie bereits im Abschnitt 6.1.1 erläutert, sind die Off-Resonanz-Anregungsordnungen für diese Konfiguration vernachlässigbar. Es genügt daher, die Auswirkungen des Betriebspunktes auf das Antwortverhalten mithilfe der zweiten Anregungsordnung und somit der Verteilung der zweiten Harmonischen des instationären Druckbeiwerts zu betrachten. Diese Verteilung ist in Abbildung 6.7 (c) für

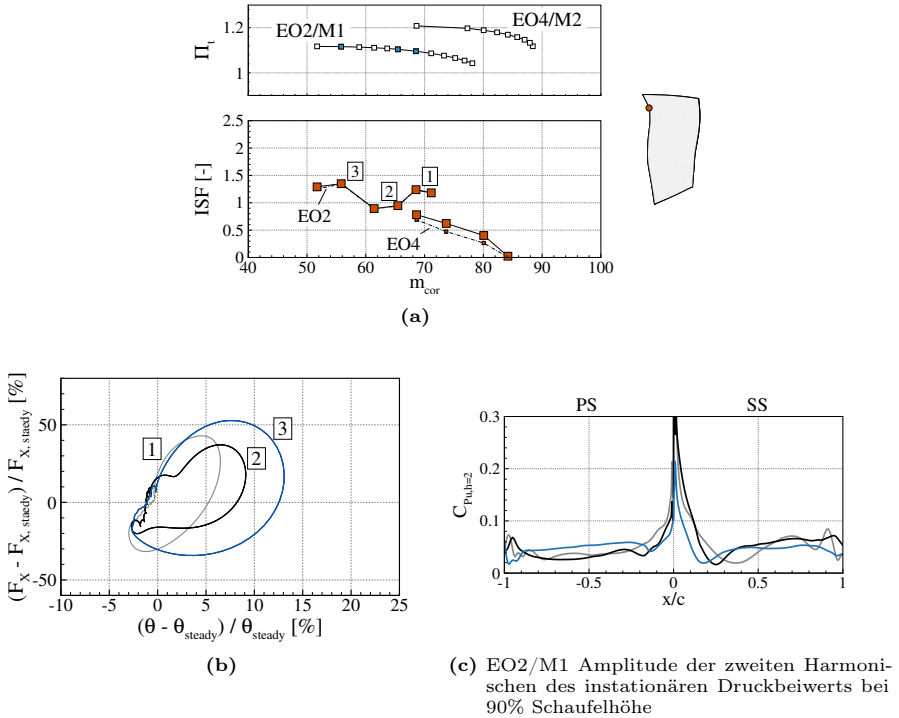


Abbildung 6.7.: Einfluss des Massenstroms: UHBR-Konfiguration

den Schnitt bei 90% Schaufelhöhe für drei ausgewählte Betriebspunkte dargestellt (vgl. Abbildung 6.7 (a)). Dabei ist die Verteilung des instationären Druckbeiwerts für Betriebspunkt (1) in Grau, für Betriebspunkt (2) in Schwarz und für Betriebspunkt (3) in Blau dargestellt. Die Amplitude des instationären Druckbeiwerts vor dem Stoß steigt von Betriebspunkt (1) zu (2) zunächst an, fällt dann jedoch deutlich für Betriebspunkt (3) ab. Die höheren instationären Drücke auf der Druckseite für Betriebspunkt (3) führen zu einer höheren Anregungskraft in diesen Betriebspunkt.

In Abbildung 6.7 (b) sind die Kraftverläufe für die drei ausgewählten Betriebspunkte dargestellt. Auch hier ist für die UHBR-Konfiguration erkennbar, dass die Inzidenzänderung mit sinkenden Massenströmen zunimmt. Des Weiteren lassen sich die beschriebenen Verhältnisse der Anregungskräfte zwischen den ausgewählten Betriebspunkten ablesen. Betriebspunkt (2), mit dem kleinsten inversen Sicherheitsfaktor,

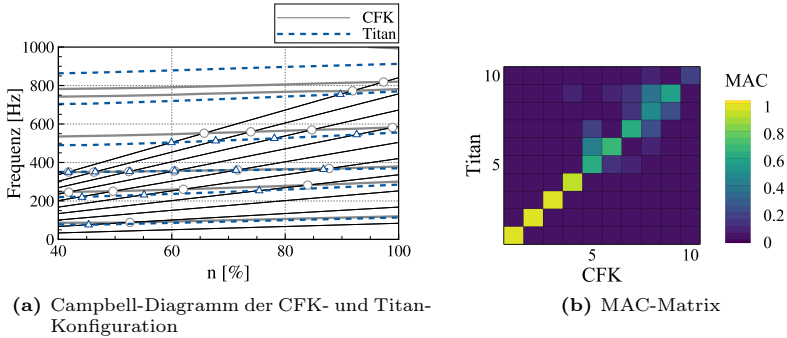


Abbildung 6.8.: Materialeinfluss für die CRISPMulti-Konfiguration: Veränderung der modalen Eigenschaften

zeigt die geringste Variation der Kraft, während Betriebspunkt (3) mit dem höchsten inversen Sicherheitsfaktor die größte Kraftvariation aufweist.

6.1.3. Einfluss der Materialwahl auf das stationäre Antwortverhalten

Die gewählten Konfigurationen unterscheiden sich durch zwei Aspekte: die aerodynamische Auslegung und das Material. Beide haben einen Einfluss auf das strukturelle Antwortverhalten. Um zu untersuchen, welcher der beiden Aspekte maßgeblich hierfür verantwortlich ist, wird im Folgenden der Einfluss der Materialeigenschaften untersucht. Dafür wurden die Analysen mit den Materialeigenschaften der jeweils anderen Konfiguration durchgeführt.

6.1.3.1. CRISPMulti-Konfiguration

Durch das modifizierte Material ändern sich die modalen Eigenschaften des Systems. Um dennoch sicherzustellen, dass eine Vergleichbarkeit zwischen den Konfigurationen vorliegt, ist in Abbildung 6.8 (a) der Vergleich zwischen den Eigenfrequenzen für Schaufeln aus CFK-Material (in Grau) und Titan (in Blau) in Form des Campbell-Diagramms dargestellt. Die Abweichungen der unteren fünf Eigenfrequenzen betragen 5%. Die höchste Abweichung zeigt sich im betrachteten Bereich für die sechste Eigenfrequenz mit 11%. Für den Vergleich der Eigenformen zwischen CFK- und

Titan-Konfiguration wird das Modal Assurance Kriterium (MAC) verwendet. Die Einträge der MAC-Matrix werden durch

$$MAC(\vec{\Phi}_r, \vec{\Phi}_q) = \frac{|\vec{\Phi}_r^H \vec{\Phi}_q|^2}{\left(\vec{\Phi}_r^H \vec{\Phi}_r\right) \left(\vec{\Phi}_q^H \vec{\Phi}_q\right)} \quad (6.1)$$

berechnet, wobei $\vec{\Phi}_r$ bzw. $\vec{\Phi}_q$ die Eigenformen der CFK- bzw. Titan-Konfiguration sind. Das Ergebnis ist in Abbildung 6.8 (b) gezeigt. Für MAC-Werte größer 0.9 kann von einer guten Übereinstimmung der Eigenformen ausgegangen werden [100]. Bis zur vierten Eigenform ist eine gute Übereinstimmung zu beobachten (min. MAC-Wert = 0.947). Danach nimmt die Übereinstimmung deutlich ab, und es ist keine eindeutige Zuordnung zwischen den Konfigurationen mehr möglich (MAC-Werte < 0.9).

Betrachtet wird der Resonanzpunkt EO4/M2. In Abbildung 6.9 (a) ist die Schaufelspitzenverschiebung für die CFK- und Titan-Konfiguration (Schwarz bzw. Blau) im Frequenzbereich für die ersten zehn Anregungsordnungen dargestellt. Die jeweilige Resonanzamplitude ist mit einem roten Symbol markiert. Die Resonanzamplitude der Titan-Konfiguration ist doppelt so groß wie die der CFK-Konfiguration. Jedoch zeigt die Titan-Konfiguration im Vergleich zur CFK-Konfiguration eine geringere Beteiligung der Off-Resonanz-Anregungsordnungen. Dies liegt an der höheren Steifigkeit des Titanmaterials, wodurch die Eigenformen bei gleicher modalen Masse kleinere Amplituden haben. Bei einer gleichbleibenden Verteilung der instationären Drücke führt dies zu einer verringerten Anregungskraft. Trotz höheren generalisierten Verschiebungen für das Titan-Set-up führt dies zu kleineren physikalischen Schaufelspitzenverschiebungen und somit zu einer verminderten strukturellen Antwort. Die Schaufelspitzenverschiebung im Zeitbereich ist für beide Materialkonfigurationen in Abbildung 6.9 (b) dargestellt. Auch hier ist die CFK-Konfiguration in Schwarz und die Titan-Konfiguration in Blau gezeigt. Zusätzlich ist die Verschiebung durch die Resonanzanregungsordnung und Resonanzeigenform als Strich-Punkt-Linie dargestellt. Für diese spezifischen Betriebspunkte zeigt sich durch die veränderte Materialwahl eine Absenkung der maximalen Gesamtverschiebung von 8%. Obwohl sich die Resonanzamplitude für die Titan-Konfiguration deutlich erhöht hat, weist die CFK-Konfiguration aufgrund des starken Einflusses der Off-Resonanz-Anregungsordnungen somit eine höhere Gesamtverschiebung auf.

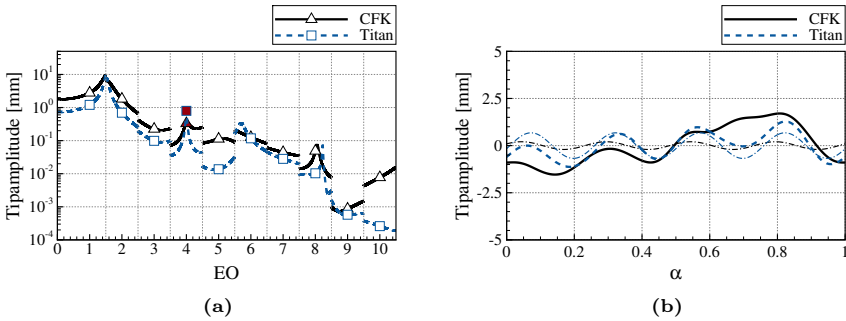
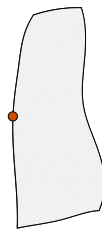
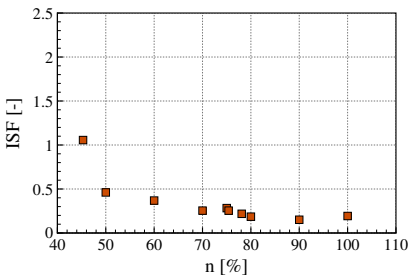
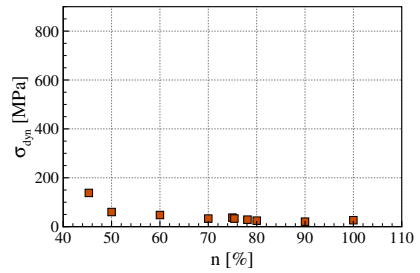
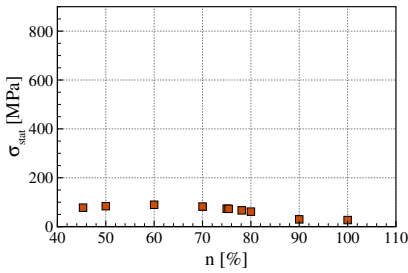


Abbildung 6.9.: Materialeinfluss für die CRISPmulti-Konfiguration: Verschiebung für Resonanz EO4/M2



(d) Ausgewählte Analysepunkte für die Strukturbewertung

Abbildung 6.10.: Materialeinfluss für die CRISPmulti-Konfiguration: Goodman-Diagramm für die Titan-Konfiguration

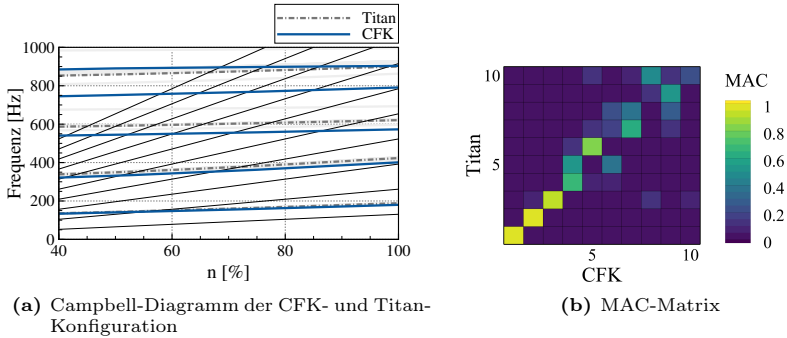


Abbildung 6.11.: Materialeinfluss für die UHBR-Konfiguration: Veränderung der modalen Eigenschaften

Betrachtet man den gesamten Drehzahlbereich, zeigt sich für die Titan-Konfiguration eine hohe dynamische Beanspruchung über den gesamten Betriebsbereich (vgl. Abbildung 6.10 (b)). Auch hier ist etwa der Resonanzpunkt EO4/M2 (nun bei $n = 75.4\%$) nicht als eindeutiger Peak zu identifizieren. Für die CRISPmulti-Konfiguration ist für beide Materialkonfigurationen ein hoher Einfluss der Off-Resonanz-Anregungsordnungen auf die Gesamtstrukturantwort zu beobachten. Der Einfluss der Off-Resonanz-Anregungsordnungen ist somit für die CRISPmulti-Konfiguration nicht durch die Materialwahl beeinflusst.

6.1.3.2. UHBR-Konfiguration

Für die UHBR-Konfiguration sind die Veränderungen der modalen Eigenschaften durch die Änderung des Materials in Abbildung 6.11 zusammengefasst. Abbildung 6.11 (a) zeigt den Vergleich der Eigenfrequenzen für beide Materialkonfigurationen. Dabei sind in dieser Abbildung die Eigenfrequenzen der Titan-Konfiguration (in Blau) als Mittelwert über alle Knotendurchmesser dargestellt sind, und die Übersichtlichkeit zu verbessern. Die Linien der Eigenfrequenzen für verschiedene Eigenformen und Knotendurchmesser sind in Hellgrau eingezeichnet. Ähnlich zur CRISPmulti-Konfiguration liegen die Unterschiede bei der UHBR-Konfiguration unter 10%, wobei für die ersten beiden Eigenfrequenzen eine Abweichung von weniger als 3% festzustellen ist. Die Veränderungen in den Eigenformen beim Wechsel des Materials sind in Abbildung 6.11 (b) in Form der MAC-Matrix dargestellt. Für die

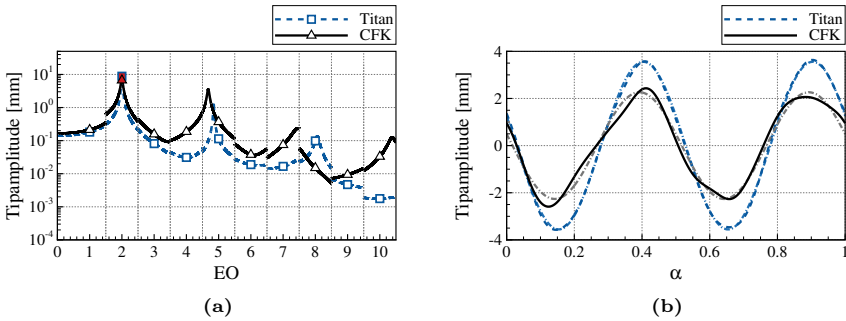
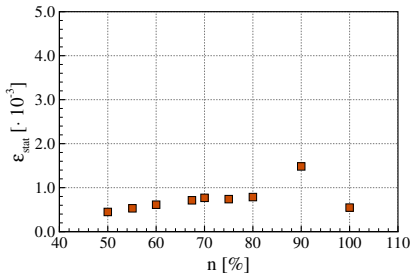
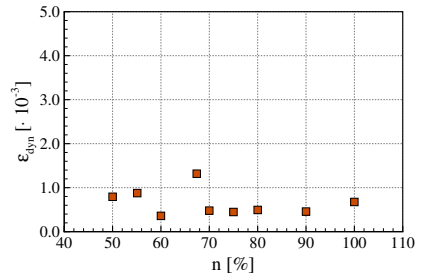


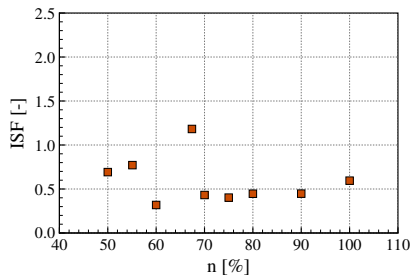
Abbildung 6.12.: Materialeinfluss für die UHBR-Konfiguration: Verschiebung für Resonanzpunkt EO2/M1



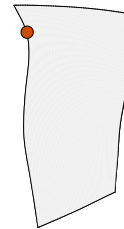
(a) statische Vergleichsdehnung



(b) dynamische Vergleichsdehnung



(c) inverser Sicherheitsfaktor



(d) Ausgewählte Analysepunkte für die Strukturbewertung

Abbildung 6.13.: Materialeinfluss für die UHBR-Konfiguration: Goodman-Diagramm für die CFK-Konfiguration

UHBR-Konfiguration zeigt sich bis zur dritten Eigenform eine gute Übereinstimmung zwischen der Titan- und CFK-Konfiguration. Danach nimmt die Übereinstimmung deutlich ab, und es ist keine eindeutige Zuordnung zwischen den Konfigurationen mehr möglich.

Abbildung 6.12 (a) zeigt die physikalische Blattspitzenverschiebung für den Resonanzpunkt EO2/M1 sowohl für die Titan-Konfiguration (in Blau) als auch für die CFK-Konfiguration (in Schwarz) für die ersten zehn Anregungsordnungen als Superposition der ersten sechs Eigenformen. Im Vergleich zur Titan-Konfiguration reduziert sich die Resonanzamplitude für die CFK-Konfiguration um 25%. Zurückzuführen ist das auf eine, im Vergleich zur Titan-Konfiguration, höhere aerodynamische Dämpfung für die erste Eigenform der CFK-Konfiguration. Zudem ist für die CFK-Konfiguration ein erhöhter Beitrag der Off-Resonanz-Anregungsordnungen zur Gesamtverformung zu erkennen. Dieser wird auch in Abbildung 6.12 (b) deutlich, in der die axiale Schaufelspitzenamplitude für eine Umdrehung dargestellt ist.

In Abbildung 6.13 ist die Strukturantwort der CFK-Konfiguration für einen breiten Drehzahlbereich zusammengefasst. Im Vergleich zur Titan-Konfiguration zeigt sich für die dynamische Beanspruchung der CFK-Konfiguration in Abbildung 6.13 (b) über alle Betriebspunkte hinweg eine höhere dynamische Beanspruchung. Die Gesamtbeanspruchung für die Off-Resonanz-Betriebspunkte hat sich für die CFK-Konfiguration erhöht. So zeigt sich über den gesamten Drehzahlbereich ein inverser Sicherheitsfaktor von mindestens 0.5. Für den Resonanzpunkt EO2/M1 bei ca. 55% relativer Drehzahl ist für die CFK-Konfiguration kein Anstieg der strukturellen Beanspruchung zu erkennen. Jedoch liegt der Resonanzpunkt EO4/M2 bei ca. 67% relativer Drehzahl oberhalb der kritischen Grenze und weist den höchsten inversen Sicherheitsfaktor auf. Es zeigt sich, dass der Einfluss der Off-Resonanz-Anregungsordnungen für die UHBR-Konfiguration durch den Materialwechsel zwar gestiegen ist, jedoch immer noch deutlich unter dem Niveau der CRISPMulti-Konfiguration liegt.

6.1.4. Schlussfolgerungen für das stationäre Antwortverhalten

Zunächst wurde das stationäre Antwortverhalten der CRISPMulti- und der UHBR-Konfiguration für verschiedene Betriebspunkte untersucht. Für die CRISPMulti-Konfiguration zeigte sich dabei ein hoher Einfluss der Off-Resonanz-

Anregungsordnungen, wodurch sich über den gesamten Drehzahlbereich eine hohe Strukturbeanspruchung einstellte.

Weiterhin wurden für beide Konfigurationen das stationäre Antwortverhalten einerseits mit einem klassischen Titan-Material, andererseits mit einem CFK-Material untersucht. Für beide Materialien zeigte sich in der CRISPmulti-Konfiguration ein hoher Einfluss der Off-Resonanz-Anregungsordnungen, wobei dieser Einfluss bei Verwendung von CFK-Material am größten ist. Für die UHBR-Konfiguration hingegen wurde beim Einsatz von Titan-Material nur ein sehr geringer Einfluss der Off-Resonanz-Anregungsordnungen festgestellt. Infolgedessen war die Materialbeanspruchung über den gesamten Betriebsbereich außerhalb der Resonanzpunkte sehr gering. Durch den Wechsel zum CFK-Material stieg die Materialbeanspruchung an, jedoch blieb der Einfluss der Off-Resonanz-Anregungsordnungen immer noch unter dem Niveau der CRISPmulti-Konfiguration.

Es ist daher festzuhalten, dass die Materialwahl nicht der primäre entscheidende Faktor für den Einfluss der Off-Resonanz-Anregungsordnungen ist. Durch die Materialwahl ändern sich

- die Eigenfrequenzen,
- die Eigenformen und
- die aerodynamische Dämpfungen.

Von der Materialwahl unbeeinflusst sind hingegen die aerodynamischen Anregungsmechanismen. Die aerodynamische Auslegung, sprich die Sensitivität des Rotors gegenüber einer Störung, ist hingegen ein maßgeblicher Faktor für das stationäre Antwortverhalten. Ein gutes Indiz hierfür kann etwa die Lieferzahl sein.

In Abschnitt 6.2 wird der Einfluss der Off-Resonanz-Anregungsordnungen auf das transiente Antwortverhalten der Struktur genauer betrachtet.

6.2. Transientes Antwortverhalten

Klassischerweise wird bei hohen Resonanzamplituden die Annahme getroffen, dass diese während des Betriebs nicht auftreten, solange die Resonanzpunkte schnell genug durchfahren werden. Das bedeutet, dass bei einer ausreichend hohen Hochfahrgeschwindigkeit die zu erwartenden Schwingungsamplituden unterhalb der Amplituden liegen, welche für ein stationäres Verharren in der Resonanz berechnet wurden. Dieses Verhalten ist jedoch nur für Strukturen gültig, deren Eigenfrequenzen einen hohen Abstand aufweisen. Daher soll in diesem Abschnitt untersucht werden, inwiefern sich das transiente Antwortverhalten ändert, wenn moderne Leichtbaustrukturen, bei denen die Eigenfrequenzen nahe beieinander liegen, eine Anregung mit niedrigen Anregungsordnungen erfahren.

6.2.1. Effekte durch Überlagerung der Eigenformen für die CRISPMulti-Konfiguration

Betrachtet wird die CRISPMulti-Konfiguration für einen Hochfahrvorgang durch den Resonanzpunkt EO4/M2 mit verschiedenen Hochfahrgeschwindigkeiten. Abbildung 6.14 zeigt die Schaufelspitzenverschiebung für das stationäre (schwarze Linie) und transiente Antwortverhalten (grüne Linien) auf die vierte Anregungsordnung als Superposition über die ersten sechs Eigenformen. Außerdem ist sowohl das stationäre (gestrichelte schwarze Linie) als auch transiente (orangefarbene Linien) Antwortverhalten der zweiten Eigenform sowie das transiente Antwortverhalten der dritten Eigenform auf die vierte Anregungsordnung dargestellt. Wird lediglich das Antwortverhalten der zweiten Eigenform betrachtet, so wird die Schwingungsamplitude bei zunehmender Hochfahrgeschwindigkeit kleiner. Durch die Superposition mit weiteren Eigenformen, hier insbesondere der dritten Eigenform, fällt das transiente Antwortverhalten geringfügig höher als bzw. identisch mit dem stationären Antwortverhalten aus. Aufgrund der hohen aerodynamischen Dämpfung der dritten Eigenform ist der folgende Resonanzpeak EO4/M3 sehr breit. In Kombination mit dem geringen Frequenzabstand der zweiten zur dritten Eigenfrequenz kommt es im betrachteten Bereich der Anregungsfrequenz zu einem Amplitudenanstieg der dritten Eigenform, der den Amplitudenabfall der zweiten Eigenform durch höhere Hochfahrgeschwindigkeiten ausgleicht oder sogar umkehrt.

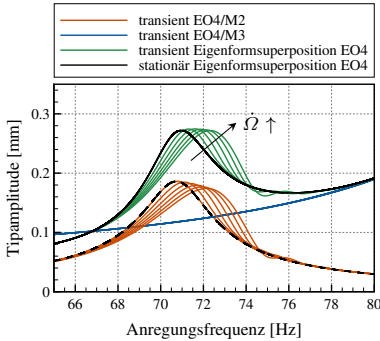


Abbildung 6.14.: transientes Antwortverhalten der CRISPMulti-Konfiguration bei EO4/M2

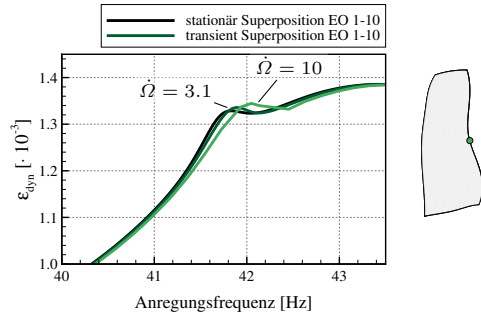


Abbildung 6.15.: transientes Antwortverhalten der CRISPMulti-Konfiguration bei EO6/M2

6.2.2. Effekte durch Überlagerung der Anregungsordnungen für die CRISPMulti-Konfiguration

Im Abschnitt 6.2.1 wurde für das transiente Antwortverhalten eine isolierte Anregungsordnung betrachtet. Wie allerdings im vorangegangenen Abschnitt 6.1 zu sehen war, ist der Einfluss der unterschiedlichen Anregungsordnungen insbesondere für die CRISPMulti-Konfiguration unter BLI-Einfluss nicht zu vernachlässigen. Daraus leitet sich die Fragestellung ab, welchen Einfluss die Superposition der Anregungsordnungen auf das transiente Antwortverhalten hat.

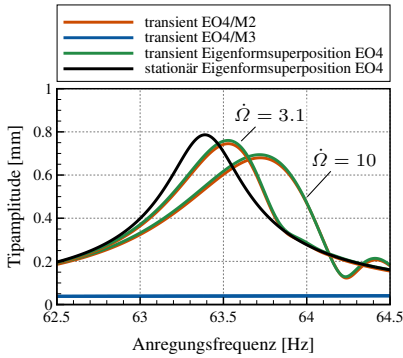
In Abbildung 6.15 ist eine solche Überlagerung für den Resonanzpunkt EO6/M2 dargestellt. In Schwarz ist die Einhüllende der Vergleichsdehnung für die stationäre Strukturantwort gezeigt. Außerdem sind in Grün die Einhüllenden für die transiente Strukturantwort für zwei Hochfahrgeschwindigkeiten abgebildet. Der Abfall der Strukturantwort aufgrund des transienten Durchfahrens ist für den betrachteten Resonanzpunkt sehr gering. Im betrachteten Bereich der Anregungsfrequenz befindet sich zusätzlich zum untersuchten Resonanzpunkt der Resonanzpunkt EO2/M1 (vgl. Abbildung 4.4). Dieser weist aufgrund einer hohen aerodynamischen Dämpfung einen breiten Resonanzpeak auf, wodurch sich der Anstieg der Strukturantwort auf die zweite Anregungsordnung mit der nicht abfallenden Strukturantwort auf die sechste Anregungsordnung überlagert. In der Superposition ergibt sich somit

eine höhere Strukturbelastung, als wenn die Resonanzanregungsordnung isoliert betrachtet wird.

6.2.3. Einfluss der Materialwahl auf das transiente Antwortverhalten für die CRISPMulti-Konfiguration

In Abschnitt 6.1.3.1 wurde der Einfluss der Materialwahl auf das stationäre Antwortverhalten untersucht. Analog dazu soll nun der Einfluss der Materialwahl auf das transiente Antwortverhalten betrachtet werden. Abbildung 6.16 (a) zeigt dazu die Schaufelspitzenverschiebung (vgl. Abbildung 6.16 (b) blauer Punkt) für das transiente Durchfahren der Resonanz EO4/M2 für die CFK- und Titan-Konfiguration. Hier ist das stationäre (Schwarz) und transiente (Grün) Antwortverhalten auf die vierte Anregungsordnung als Superposition der ersten sechs Eigenformen sowie das transiente Antwortverhalten der zweiten und dritten Eigenform auf die vierte Anregungsordnung dargestellt. Für das transiente Antwortverhalten zeigen sich kleinere Amplituden als bei einer stationären Betrachtungsweise. Zum einen ist der generelle Einfluss der dritten Eigenform auf die Gesamtamplitude für das Titan-Set-up kleiner. Zum anderen sind die Flanken des Resonanzpeaks aufgrund der geringeren aerodynamischen Dämpfung weniger steil, wodurch es zu keiner transienten Überhöhung der Gesamtamplitude kommt.

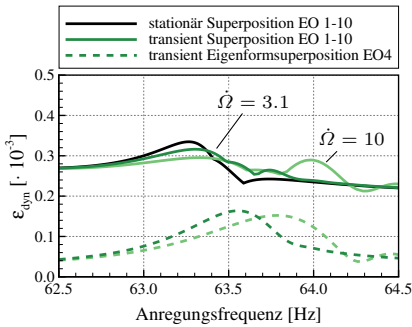
Abbildung 6.16 (c) und 6.16 (d) zeigt den Verlauf der Vergleichsdehnung ebenfalls für den Resonanzpunkt EO4/M2 für zwei Punkte auf der Schaufel (vgl. Abbildung 6.16 (b) grüner bzw. orangefarbener Punkt). Betrachtet werden das stationäre Antwortverhalten (Schwarz) sowie zwei Hochfahrgeschwindigkeiten als Superposition der ersten 10 Anregungsordnungen (Grün bzw. orangefarben). Für Punkt 1 auf der Schaufel (grüner Punkt) zeigt sich in Abbildung 6.16 (c) zwar keine Überhöhung der stationären Belastung. Jedoch kommt es hier aufgrund des Einflusses der höheren Anregungsordnungen zu einem komplexen Dehnungsverlauf. Für Punkt 2 (orangefarbener Punkt) ist in Abbildung 6.16 (d) ein vergleichbares Verhalten wie bei der CFK-Konfiguration zu erkennen. Hier kommt es bei einer transienten Betrachtung durch den Einfluss der weiteren Anregungsordnungen zu einer höheren Belastung als bei einer stationären Betrachtung.



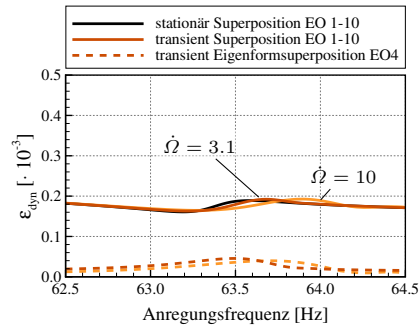
(a) Schaufelspitzenverschiebung (blauer Punkt) durch vierte Anregungsordnung



(b) Ausgewählte Analysepunkte für die Strukturbewertung



(c) dynamische Vergleichsdehnung für grünen Punkt, Superposition der ersten zehn Anregungsordnungen



(d) dynamische Vergleichsdehnung für orangefarbenen Punkt, Superposition der ersten zehn Anregungsordnungen

Abbildung 6.16.: Transientes Antwortverhalten der CRISPMulti-Titan-Konfiguration für den Resonanzpunkt EO4/M2

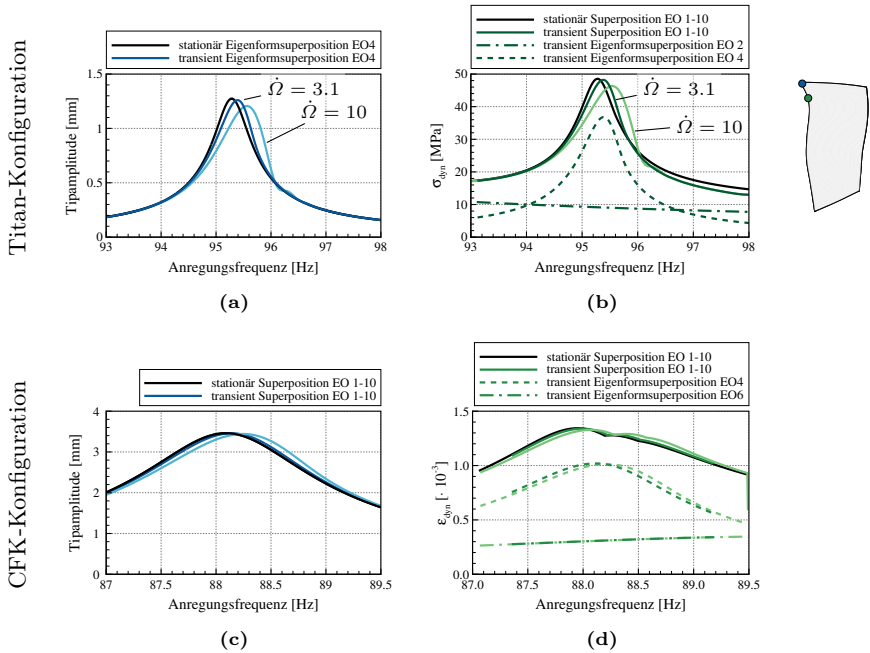


Abbildung 6.17.: Transientes Antwortverhalten der UHBR-Konfiguration für EO4/M2

6.2.4. Transientes Antwortverhalten der UHBR-Konfiguration

Für die UHBR-Konfiguration ist das transiente Antwortverhalten für den Resonanzpunkt EO4/M2 in Abbildung 6.17 sowohl für die Titan- als auch die CFK-Konfiguration zusammengefasst. Zum einen ist die Blattspitzenverschiebung für die vierte Anregungsordnung und zum anderen der Spannungs- bzw. Dehnungsverteilung für die Superposition der ersten zehn Anregungsordnungen dargestellt. Abbildung 6.17 (a) zeigt für die Titan-Konfiguration die Blattspitzenverschiebung für die vierte Anregungsordnung. Das stationäre Antwortverhalten ist in Schwarz und das transiente Antwortverhalten in Blau gezeigt. Es ist zu erkennen, dass es für diesen Fall zu keiner Amplitudenüberhöhung aufgrund von der Berücksichtigung weiterer Freiheitsgrade kommt. Die Überlagerung der Anregungsordnungen ist in Abbildung 6.17 (b) gezeigt. Da die Dämpfungswerte für diese Konfiguration klein sind, weisen die Resonanzpeaks an den Flanken einen großen Gradienten

auf. Somit kommt es durch die Überlagerung der Anregungsordnungen zu keiner Amplitudenüberhöhung.

Für die CFK-Konfiguration sind die Ergebnisse in Abbildung 6.17 (c) und 6.17 (d) gezeigt. Auch hier kommt es für die Schaufelspitzenverschiebung zu keiner Amplitudenüberhöhung aufgrund der Berücksichtigung weiterer Freiheitsgrade. In Abbildung 6.17 (d) ist die Strukturantwort als Überlagerung der berücksichtigten Anregungsordnungen dargestellt. Im Vergleich zur Titan-Konfiguration sind die Dämpfungswerte höher, was zu breiteren Resonanzpeaks führt. Da im betrachteten Frequenzbereich bereits die ansteigende Strukturantwort aufgrund der Resonanz EO6/M3 sichtbar wird, erhöht sich die Gesamtantwort durch die Überlagerung der Anregungsordnungen beim transienten Durchfahren des Resonanzpunkts. Der Effekt, der ebenfalls bei der CRISPmulti-Konfiguration beobachtet werden konnte, ist somit auch durch die Materialwahl bedingt.

6.2.5. Schlussfolgerungen für das transiente Antwortverhalten

Es wurde das transiente Antwortverhalten der CRISPmulti- und UHBR-Konfiguration mit CFK- und Titanmaterial untersucht. Für das Set-up mit CFK-Material wurde eine Überhöhung der stationären Belastung beobachtet, sowohl für die Betrachtung einer isolierten Anregungsordnung als auch bei der Superposition der Anregungsordnungen. Grund hierfür sind zum einen die hohen Dämpfungswerte und daraus resultierende breite Resonanzpeaks sowie der geringe Abstand der Eigenfrequenzen. Weiterhin wurde auch mit Titanmaterial (und den daraus resultierenden niedrigeren Dämpfungswerten) eine transiente Überhöhung der Belastung bei der Überlagerung der Anregungsordnungen festgestellt. Somit ist auch für die Komplexität des transienten Antwortverhaltens die Sensitivität des Rotors gegenüber einer externen Störung bestimmend.

Zusammenfassung und Ausblick

7.1. Zusammenfassung

Um den Herausforderungen der notwendigen Emissionsreduzierung im zukünftigen Luftverkehr gerecht zu werden, beinhalten die Entwicklungen sowohl neue Flugzeug- als auch Antriebskonzepte. Dadurch verändern sich die Anforderungen, die an die Triebwerksentwicklung gestellt werden. Diese Arbeit fokussierte sich auf die Auswirkungen von BLI-Flugzeugkonzepten auf den Fan des Triebwerks. Eine solche eingesaugte Totaldruckstörung stellt eine umfangsharmonische Anregung für die Fanschaufeln dar. Analysiert wurden:

- das aerodynamische Antwortverhalten
- das strukturelle Antwortverhalten bei konstanter Anregungsfrequenz
- das strukturelle Antwortverhalten bei variabler Anregungsfrequenz (Resonanzdurchfahrt)

Die Untersuchungen wurden unter vier Gesichtspunkten durchgeführt:

- Vergleich zwischen Rotoren mit unterschiedlicher Lieferzahl (CRISPmulti- vs. UHBR-Rotor)
- aerodynamisches und strukturelles Antwortverhalten über Drehzahl (bei maximaler Effizienz)

- aerodynamisches und strukturelles Antwortverhalten über Druckverhältnis
- strukturelles Antwortverhalten bei unterschiedlicher Materialwahl (Titan- vs. CFK-Bauweise)

Eine Zusammenfassung der durchgeführten Analysen und hauptsächlichen Ergebnisse ist in Tabelle 7.1 zu finden.

Aerodynamisches Antwortverhalten

Die Untersuchung des aerodynamischen Antwortverhaltens zeigte den Einfluss der aerodynamischen Auslegung, wie z.B. der Lieferzahl, auf die Empfindlichkeit des Rotors gegenüber einer externen Störung. So wird bei höherer Lieferzahlen die Störung vor den Rotoren homogenisiert, wodurch die Wirkung der Störung auf den Rotor geringer ausfällt. Sowohl die CRISPMulti- als auch die UHBR-Konfiguration wird durch die Stoßwanderung angeregt, welche durch die Inzidenzänderung hervorgerufen wird. Für kleine Lieferzahlen, wie bei der CRISPMulti-Konfiguration, kommt zusätzlich eine Aufweitung des Tipwirbels hinzu. Für Betriebspunkte, bei denen die Schaufel bereits ohne Störung stark belastet ist, ist die Anregung aufgrund des Tipwirbels größer als die Anregung durch die Stoßwanderung. Unter anderem gilt das für Betriebspunkte nahe der Pumpgrenze.

Stationäres strukturelles Antwortverhalten

Die Analyse des stationären strukturellen Antwortverhaltens umfasste drei Bereiche

1. die Bewertung des ursprünglichen Rotordesigns (Lieferzahl) über einen weiten Drehzahlbereich
2. die Bewertung des Einflusses der Materialwahl auf das Antwortverhalten der Rotoren
3. die Bewertung des Antwortverhaltens bei konstanter Drehzahl mit veränderlichem Massenstrom

Die Strömung im CRISPMulti-Rotor reagiert aufgrund der kleinen Lieferzahl träger auf eine Störung, wodurch sich die Störung auf eine höhere Anzahl von Harmonischen des instationären Drucks auswirkt. Dadurch setzt sich die Strukturantwort im Resonanzfall neben der Antwortamplitude auf die Resonanzanregungsordnung zusätzlich aus weiteren Anregungsordnungen zusammen, die sich nicht in Resonanz befinden. Somit ist die resultierende Belastung der Schaufel durch die Störung größer

als bei einer isolierten Betrachtung der Resonanzanregungsordnung. Für das Design mit kleiner Lieferzahl (UHBR-Rotor) konnte dieser Effekt nicht im gleichen Maße beobachtet werden.

Als weiterer Einflussparameter auf den Anteil der Off-Resonanz-Anregungsordnungen auf die Gesamtantwort kommt neben der aerodynamischen Auslegung auch das gewählte Material infrage. Bei der Konfiguration des CRISPMulti-Konfiguration mit Titan konnte ein großer Einfluss der Off-Resonanz-Anregungsordnungen festgestellt werden. Für den UHBR-Rotor mit CFK-Schaufeln war zwar eine höhere Materialauslastung über den gesamten Drehzahlbereich zu beobachten, im Vergleich zur CRISPMulti-Konfiguration war jedoch der Einfluss der Off-Resonanz-Anregungsordnungen in den Resonanzpunkten weiterhin deutlich kleiner. Es ist somit festzuhalten, dass hier der Haupteinflussparameter die Lieferzahl ist und nicht das Material.

Das strukturelle Antwortverhalten ist weiterhin vom gewählten Betriebspunkt abhängig. Dieser ist nicht nur durch die Drehzahl, sondern auch durch einen geforderten Massenstrom definiert. Für beide Rotorkonfigurationen konnte für den Resonanzpunkt EO2/M1 ein kurzzeitiger Abfall des Sicherheitsfaktors in Richtung Pumpgrenze festgestellt werden. Für beide Konfigurationen nimmt mit abnehmendem Massenstrom die Druckschwankung der zweiten Anregungsordnung ab, wodurch die Strukturantwort verringert wird. Es bleibt zu klären, ob es sich hierbei um einen allgemeingültigen Punkt handelt.

Transientes strukturelles Antwortverhalten

Zusätzlich wurde das strukturelle Antwortverhalten bei veränderlicher Anregungsfrequenz untersucht. Klassischerweise gilt die Annahme, dass die Strukturantwort beim Durchfahren eines Resonanzpunkts kleiner ausfällt als beim stationären Verhalten im Resonanzpunkt. Die Untersuchungen von BONHAGE haben jedoch gezeigt, dass eine transiente Amplitudenüberhöhung bei verstimmtten Strukturen auftreten kann. Das dort gezeigte Verfahren wurde auf den hier vorgestellten realen Anwendungsfall übertragen. Für den idealen Fall eines gestimmten Systems zeigte sich eine Überhöhung der stationären Belastung beim transienten Durchfahren des Resonanzpunktes. Der Grund dafür ist die Kombination von hoher Dämpfung und geringem Abstand der Eigenfrequenzen für die CRISPMulti-Konfiguration. Des Weiteren zeigte sich eine Überhöhung der stationären Belastung aufgrund der Überlagerung von mehreren Anregungsordnungen. Diese liegt in dem hohen Einfluss der

Off-Resonanz-Anregungsordnungen für die CRISPmulti-Konfiguration begründet. Dieses Verhalten liegt auch bei veränderten Materialdaten vor. Das bedeutet, dass für die Komplexität des transienten Antwortverhaltens von der Sensitivität des Rotors gegenüber einer Störung bestimmt wird. Insbesondere für Rotorkonfigurationen mit einer hohen Lieferzahl, ist die Annahme, dass die Schwingungsamplitude beim transienten Durchfahren der Resonanzpunkte kleiner ist als beim stationären Verharren in dieser, nicht zulässig.

7.2. Ausblick

Die vorgestellten Ergebnisse bieten eine Vielzahl von unterschiedlichen Anknüpfungspunkten für weiterführende Studien. Die Untersuchungen über die Wechselwirkungen zwischen Totaldruckstörung und Fangeometrie basierten auf der Annahme, dass sich die aufgeprägte Störung nicht verändert. In der Realität wird es jedoch zu einer Interaktion zwischen Triebwerk und Flugzeug kommen, welche durch eine gekoppelte Betrachtung von Flugzeugkonfiguration und integriertem Antrieb berücksichtigt werden kann. Dafür muss ein umfangreiches numerisches Modell entwickelt werden, welches sowohl die Flugzeuggeometrie als auch die Antriebskomponenten ausreichend genau darstellen kann.

Des Weiteren kann eine sogenannte akustische Resonanz auftreten. Dabei wird durch eine schwingende Schaufel eine Störung induziert, welche stromauf wandert und an der Struktur reflektiert wird. Diese reflektierte Störung trifft wiederum auf die Schaufel, auf welcher eine instationäre Druckverteilung induziert wird. Aufgrund des Zusammenspiels zwischen Schwingungsfrequenz, Lauflänge des Strömungskanals und Störungsfrequenz kann sich dadurch die Schwingungsamplitude der Schaufel erhöhen. Daher sollte eine mögliche Interaktion zwischen Fan und Einlaufgeometrie mit Hinblick auf akustische Resonanz genauer untersucht werden.

Durch vorhandene Totaldruckstörungen infolge einer eingesaugten Rumpfgrenzschicht kommt es zu einer komplexen Druckverteilung auf der Schaufeloberfläche. Eine exakte Berechnung dieser instationären Druckverteilung ist zwingend notwendig für eine realistische Bewertung der Interaktion zwischen Totaldruckstörung und Schaufel. Daher sollte eine experimentelle Validierung der numerischen Ergebnisse für einen vereinfachten Fall bei einer multifrequenten aerodynamischen Anregung durchgeführt werden.

	aerodynamisches Antwortverhalten	bei konstanter Anregungsfrequenz	strukturelles Antwortverhalten bei variabler Anregungsfrequenz
aerodynamische Auslegung	Anregung durch Schaufelspitzenwirbel übersteigt Anregung durch Stoßwanderung	hoher Beitrag von Off-Resonanz- Anregungsordnungen auf Gesamtstrukturantwort bei Rotor mit hoher Lieferzahl	komplexes transienten Antwortverhalten bei Rotor mit hoher Lieferzahl durch hohen Beitrag von Off-Resonanz- Anregungsordnungen auf Gesamtstrukturantwort
Drehzahl	-	hohe strukturellen Beanspruchung über den gesamten Drehzahlbereich für Rotor mit hoher Lieferzahl	-
Druckverhältnis	-	Anstieg der strukturellen Beanspruchung in Richtung Pumpgrenze	-
Materialwahl	-	nur geringer Einfluss auf Beitrag von Off-Resonanz- Anregungsordnungen	lediglich geringer Einfluss auf Beitrag von Off-Resonanz- Anregungsordnungen

Tabelle 7.1.: Zusammenfassung der Ergebnisse

Bei den hier ausgeführten Bewertungen wurde für die Berechnung der aerodynamischen Dämpfung eine stationäre Grundströmung zugrundegelegt. Für Untersuchungen des Flatterverhaltens existieren unterschiedliche Methoden, die die veränderliche Grundströmung unterschiedlich stark berücksichtigen [101]. Eine Anwendung dieser Methoden auf eine Fankonfiguration mit Einlaufstörung kann zeigen, inwieweit die Dämpfungsanalyse mit quasi-stationärer Grundströmung für eine solche Konfiguration gültig ist.

Literaturverzeichnis

- [1] A. R. COLLAR. The Expanding Domain of Aeroelasticity. In: *The Journal of the Royal Aeronautical Society*, 50(428):613-636. Cambridge University Press, Aug. 1946. DOI:10.1017/S0368393100120358.
- [2] W. J. G. BRÄUNLING. *Flugzeugtriebwerke*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2009. ISBN: 978-3-540-76370-3. DOI:10.1007/978-3-540-76370-3.
- [3] D. SCHÖNWEITZ, M. THEUNE, AND R. SCHNELL. Inlet Distortion Sensitivity of Fans with Different Pressure Ratios. In: *Proceedings of 22nd ISABE Conference*, Phoenix, USA, Okt. 2015. ISABE-2015-20095.
- [4] J. P. LONGLEY AND E. M. GREITZER. Inlet Distortion Effects in Aircraft Propulsion System Integration. In: *Steady and Transient Performance Prediction of Gas Turbine Engines*, AGARD Lecture Series No. 183, chapter 6. NATO AGARD (Advisory Group for Aerospace Research and Development), Mai 1992. ISBN: 92-835-0674-X.
- [5] M. A. MAYORCA. *Numerical Methods for Turbomachinery Aeromechanical Predictions*. Dissertation, Royal Institute of Technology Stockholm (KTH), 2011. ISBN: 978-91-7501-135-6.
- [6] S. MOFFATT, W. NING, Y. LI, R. G. WELLS, AND L. HE. Blade Forced Response Prediction for Industrial Gas Turbines. In: *Journal of Propulsion and Power*, 21(4):707-714, Jul. 2005. ISSN: 1533-3876. DOI:10.2514/1.6126.

-
- [7] STATISTISCHES BUNDESAMT. Europäischer Green Deal: Klimaneutralität bis 2050, 09. Jun. 2023. abgerufen am 15. Sep. 2023. URL: <https://www.destatis.de/Europa/DE/Thema/GreenDeal/GreenDeal.html>.
- [8] EUROPÄISCHES PARLAMENT. CO₂-Emissionen des Luft- und Schiffsverkehrs: Zahlen und Fakten (Infografik), 14. Jun. 2022. abgerufen am 15. Sep. 2023. URL: <https://www.europarl.europa.eu/news/de/headlines/society/20191129ST067756/co2-emissionen-des-luft-und-schiffsverkehrs-zahlen-und-fakten-infografik>.
- [9] GENERAL ELECTRIC: RICK KENNEDY. The GE90: GE Aviation's Greatest Comeback Story?, 02. Dez. 2019. abgerufen am 11. Okt. 2023. URL: <https://blog.geaerospace.com/people/the-ge90-ge-aviations-greatest-comeback-story/>.
- [10] GENERAL ELECTRIC: TOMAS KELLNER. The Art of Engineering: The World's Largest Jet Engine Shows Off Composite Curves, 28. Apr. 2016. abgerufen am 15. Sep. 2023. URL: <https://www.ge.com/news/taxonomy/term/1463>.
- [11] NASA. Single-aisle Turboelectric Aircraft with Aft Boundary-Layer Propulsion, 11. Apr. 2022. abgerufen am 1. Sep. 2022. URL: <https://sacd.larc.nasa.gov/asab/asab-projects-2/starac-abl/>.
- [12] AIRBUS. ZEROe - Towards the world's first hydrogen-powered commercial aircraft, Jun. 2021. abgerufen am 11. Apr. 2022. URL: <https://www.airbus.com/en/innovation/zero-emission/hydrogen/zeroe>.
- [13] L. MENEGOZZO AND E. BENINI. Boundary Layer Ingestion Propulsion: A Review on Numerical Modeling. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 142(12), Dez. 2020. ISSN: 0742-4795. DOI:10.1115/1.4048174.
- [14] H. KIM. Distributed propulsion vehicles. In: *Proceedings of 27th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences (ICAS)*, 1:55-65, Jan. 2010.
- [15] D. DEBNEY. Turbo-Electric Boundary Layer Ingestion. In: *Electric & Hybrid Aerospace Technology Symposium*, 2017. Köln.
- [16] J. WELSTEAD AND J. L. FELDER. Conceptual Design of a Single-Aisle Turboelectric Commercial Transport with Fuselage Boundary Layer Ingestion. In:

- Proceedings of 54th AIAA Aerospace Sciences Meeting*, San Diego, California, USA, 2016. DOI:10.2514/6.2016-1027.
- [17] A. SEITZ, A. L. HABERMANN, F. PETER, F. TROELTSCH, A. CASTILLO PARDO, B. DELLA CORTE, M. VAN SLUIS, Z. GORAJ, M. KOWALSKI, X. ZHAO, T. GRÖNSTEDT, J. BIJEWITZ, AND G. WORTMANN. Proof of Concept Study for Fuselage Boundary Layer Ingesting Propulsion. In: *Aerospace*, 8(1):16, 2021. ISSN: 2226-4310. DOI:10.3390/aerospace8010016.
- [18] W. H. M. ANDY KO, J. A. SCHETZ. Assessment of the Potential Advantages of Distributed-Propulsion for Aircraft. In: *Proceedings of ISABE Conference*, ISABE-2003-1094, Jan. 2003.
- [19] L. LEIFSSON. *Multidisciplinary Design Optimization of Low-Noise Transport Aircraft*. Dissertation, Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University, 2005.
- [20] D. SILBERHORN, C. HOLLMANN, M. MENNICKEN, F. WOLTERS, F. EICHNER, AND M. STAGGAT. Overall Design and Assessment of Aircraft Concepts with Boundary Layer Ingesting Engines. In: *Proceedings of Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress*, Darmstadt, Deutschland, Sep. 2019. URL: <https://elib.dlr.de/129644/>.
- [21] D. SILBERHORN, M. J. ARZBERGER, F. WOLTERS, C. HOLLMANN, M. MENNICKEN, AND M. IWANIZKI. Multidisciplinary Investigation of Partially Turboelectric, Boundary Layer Ingesting Aircraft Concepts. In: *Proceedings of AIAA Scitech 2020 Forum*, Orlando, USA, 2020. DOI:10.2514/6.2020-0504.
- [22] M. STAGGAT. *Modellierung und Prognose des Grenzschicht-Rotor-Interaktionsschalls für integrierte Triebwerke*. Dissertation, Technische Universität Berlin, Institut für Strömungsmechanik und Technische Akustik, 2021. DOI:10.14279/depositonce-12673.
- [23] J. MARSHALL AND M. IMREGUN. A Review of Aeroelasticity Methods with Emphasis on Turbomachinery Applications. In: *Journal of Fluids and Structures*, 10(3):237-267, Apr. 1996. ISSN: 0889-9746. DOI:10.1006/jf1s.1996.0015.

- [24] S. MOFFATT AND L. HE. On Decoupled and Fully-Coupled Methods for Blade Forced Response Prediction. In: *Journal of Fluids and Structures*, 20(2):217-234, Jan. 2005. ISSN: 0889-9746. DOI:10.1016/j.jfluidstructs.2004.10.012.
- [25] M. CASONI AND E. BENINI. A Review of Computational Methods and Reduced Order Models for Flutter Prediction in Turbomachinery. In: *Aerospace*, 8(9), 242, 2021. ISSN: 2226-4310. DOI:10.3390/aerospace8090242.
- [26] F. LANE. System Mode Shapes in the Flutter of Compressor Blade Rows. In: *Journal of the Aeronautical Sciences*, 23(2):54-66, Jan. 1956. DOI:10.2514/8.3502.
- [27] F. O. CARTA. Coupled Blade-Disk-Shroud Flutter Instabilities in Turbojet Engine Rotors. In: *Journal of Engineering for Power*, 89(3):419-426, Jul. 1967. ISSN: 0022-0825. DOI:10.1115/1.3616708.
- [28] H. D. LI AND L. HE. Single-Passage Analysis of Unsteady Flows Around Vibrating Blades of a Transonic Fan Under Inlet Distortion. In: *Journal of Turbomachinery*, 124(2), Seiten 285–292, Apr. 2002. ISSN: 0889-504X. DOI:10.1115/1.1450567.
- [29] S. SCHMITT. *Simulation von Flattern und aerodynamischer Zwangserregung in Turbomaschinenbeschaufelungen*. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum / Institut für Aeroelastik, 2003. DLR-FB-2003-22.
- [30] M. SCHUFF AND V. A. CHENAUX. Coupled Mode Flutter Analysis of Turbomachinery Blades Using an Adaptation of the p-k Method. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 143(2), Feb. 2021. ISSN: 0742-4795. DOI:10.1115/1.4048986.
- [31] S. MOFFAT. *Forced response prediction for industrial gas turbine blades*. Dissertation, University of Durham, School of Engineering, November 2006. URL: <http://etheses.dur.ac.uk/2692/>.
- [32] H.-W. D. CHIANG AND R. E. KIELB. An Analysis System for Blade Forced Response. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo*, Jun. 1992. V005T14A024. DOI:10.1115/92-GT-172.

- [33] C. CHAHINE, T. VERSTRAETE, AND L. HE. A comparative study of coupled and decoupled fan flutter prediction methods under variation of mass ratio and blade stiffness. In: *Journal of Fluids and Structures*, 85, Seiten 110–125, 2019. ISSN: 0889-9746. DOI:<https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2018.12.009>.
- [34] M. SCHUFF AND V. A. CHENAUX. Coupled Mode Flutter Analysis of Turbomachinery Blades Using an Adaptation of the P-K Method. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo*, Volume 10A: Structures and Dynamics, Virtual, Online, Sep. 2020. ISBN: 978-0-7918-8421-8. DOI:10.1115/GT2020-14105.
- [35] M. SCHUFF AND V. CHENAUX. Coupled Mode Flutter of a Linear Compressor Cascade in Subsonic and Transonic Flow Conditions. In: *Proceedings of 18th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC18)*, 1909.1, Seite 012033, Virtual, Online, Mai 2021. DOI:10.1088/1742-6596/1909/1/012033.
- [36] M. SCHUFF. *Coupled Mode Flutter of Turbomachinery Blades*. Dissertation, Technische Universität Berlin, Institut für Luft- und Raumfahrt, Köln, 2023. ISBN: 1434-8454. DOI:<https://doi.org/10.57676/k1d4-mk17>.
- [37] A. SAYMA, M. VAHDATI, AND M. IMREGUN. An Integrated Nonlinear Approach for Turbomachinery Forced Response Prediction. Part I: Formulation. In: *Journal of Fluids and Structures*, 14(1):87-101, 2000. ISSN: 0889-9746. DOI:<https://doi.org/10.1006/jfls.1999.0253>.
- [38] C. BRÉARD, M. VAHDATI, A. I. SAYMA, AND M. IMREGUN. An Integrated Time-Domain Aeroelasticity Model for the Prediction of Fan Forced Response Due to Inlet Distortion. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo*, 2000-GT-0373, Berlin, Germany, Mai. 2020. ISBN: 978-0-7918-7857-6. DOI:10.1115/2000-GT-0373.
- [39] T. PÖSCHL. Das Anlaufen eines einfachen Schwingers. In: *Ingenieur-Archiv*, 4, Seiten 98–102. Springer, 1933.
- [40] E. GOLOSKOKOW AND A. FILIPPOW. *Instationäre Schwingungen mechanischer Systeme*. Akademie-Verlag, Berlin, 1971.

- [41] R. MARKERT AND H. PFÜTZNER. An-und Auslaufvorgänge einfacher Schwinger. In: *Forschung im Ingenieurwesen A*, 47(4):117-125. Springer, 1981.
- [42] R. MARKERT. An-und Auslaufvorgänge einfacher Schwinger im Kriechgrenzfall $D=1$. In: *Forschung im Ingenieurwesen A*, 48(1):11-14. Springer, 1982.
- [43] F. LEUL. *Zum transienten Schwingungsverhalten beim Resonanzdurchgang linearer Systeme mit langsam veränderlichen Parametern*. Dissertation, Universität Kassel, 1994.
- [44] J. P. AYERS, D. M. FEINER, AND J. H. GRIFFIN. A Reduced-Order Model for Transient Analysis of Bladed Disk Forced Response. In: *Journal of Turbomachinery*, 128(3), Seiten 466–473, Feb. 2005. ISSN: 0889-504X. DOI:10.1115/1.2185675.
- [45] M. BONHAGE, L. PANNING-VON SCHEIDT, J. WALLASCHEK, AND C. RICHTER. Transient Resonance Passage With Respect to Friction. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo*, Seiten 1227–1237, Copenhagen, Denmark, Jun. 2012. GT2012-68986. DOI:10.1115/GT2012-68986.
- [46] M. BONHAGE, L. PANNING-VON SCHEIDT, AND J. WALLASCHEK. Resonance Passage of Cyclic Symmetric Structures. In: *11th International Conference on Vibration Problems*, Lisbon, Portugal, 2013.
- [47] M. BONHAGE, O. HENTSCHEL, L. PANNING-VON SCHEIDT, AND J. WALLASCHEK. Transient amplification of maximum vibration amplitudes. In: *PAMM*, 15, Seiten 47–48, Okt. 2015. DOI:10.1002/pamm.201510014.
- [48] M. BONHAGE, L. POHLE, L. PANNING-VON SCHEIDT, AND J. WALLASCHEK. Transient Amplitude Amplification of Mistuned Blisks. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 137(11), Nov. 2015. 112502, ISSN: 0742-4795. DOI:10.1115/1.4030278.
- [49] M. BONHAGE. *Transiente Amplitudenüberhöhung bei verstimmten Turbinenbeschleunigungen*. PhD thesis, Universität Hannover, Institut für Dynamik und Schwingungen, Garbsen, 2017. ISBN: 978-3-959-00138-0.
- [50] M. BONHAGE, J. T. ADLER, C. KOLHOFF, O. HENTSCHEL, K.-D. SCHLESIER, L. P. VON SCHEIDT, AND J. WALLASCHEK. Transient amplitude amplification

- of mistuned structures: An experimental validation. In: *Journal of Sound and Vibration*, 436:236 - 252, 2018. ISSN: 0022-460X. DOI:<https://doi.org/10.1016/j.jsv.2018.07.031>.
- [51] T. HEINZE, L. PANNING-VON SCHEIDT, J. WALLASCHEK, AND A. HARTUNG. A Taylor Series Expansion Approach for Nonlinear Blade Forced Response Prediction Considering Variable Rotational Speed. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 139(6): 062503, Jan. 2017. ISSN: 0742-4795. DOI:10.1115/1.4035286.
- [52] S. WILLEKE, L. PANNING-VON SCHEIDT, AND J. WALLASCHEK. Reduced Order Modeling of Mistuned Bladed Disks under Rotation. Seiten 314–325. Otto von Guericke University Library, Magdeburg, Germany, 2017. ISSN: 2199-9244. DOI:10.24352/UB.OVGU-2017-107.
- [53] K.-D. SCHLESIER, L. PANNING-VON SCHEIDT, AND J. WALLASCHEK. Investigations on Transient Amplitude Amplification by Applying Intentional Mistuning. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo*, Jun. 2018. GT2018-75514. DOI:10.1115/GT2018-75514.
- [54] J. TONG, C. ZANG, AND E. PETROV. High Fidelity Transient Forced Response Analysis of Mistuned Bladed Disks Under Complex Excitation and Variable Rotation Speeds. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo*, Sep. 2020. GT2020-15223, V011T30A023. DOI:10.1115/GT2020-15223.
- [55] J. TONG, C. ZANG, AND E. P. PETROV. Accurate Interpolation of the Dependency of Modal Properties on the Rotation Speed for the Transient Response Analysis of Bladed Disks. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 144(2), Dez. 2021. ISSN: 0742-4795. DOI:10.1115/1.4052501.
- [56] C. E. DANFORTH. Distortion-Induced Vibration in Fan and Compressor Blading. In: *Journal of Aircraft*, 12(4), Seiten 216–225, 1975. DOI:10.2514/3.59819.
- [57] V. J. FIDALGO, C. A. HALL, AND Y. COLIN. A Study of Fan-Distortion Interaction Within the NASA Rotor 67 Transonic Stage. In: *Journal of Turbomachinery*, 134(5): 051011, Mai 2012. ISSN: 0889-504X. DOI:10.1115/1.4003850.

- [58] D. RABE, A. BOLCS, AND P. RUSSLER. Influence of inlet distortion on transonic compressor blade loading. In: *Proceedings of 31st Joint Propulsion Conference and Exhibit*, San Diego, CA, USA, Jul. 1995. AIAA-95-2461. DOI:10.2514/6.1995-2461.
- [59] S. R. MANWARING, D. C. RABE, C. B. LORENCE, AND A. R. WADIA. Inlet Distortion Generated Forced Response of a Low Aspect Ratio Transonic Fan. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo*, Birmingham, UK, Jun. 1996. 96-GT-376, V005T14A039. DOI:10.1115/96-GT-376.
- [60] C. HAH, D. C. RABE, T. J. SULLIVAN, AND A. R. WADIA. Effects of Inlet Distortion on the Flow Field in a Transonic Compressor Rotor. In: *Journal of Turbomachinery*, 120(2):233-246, Apr. 1998. ISSN: 0889-504X. DOI:10.1115/1.2841398.
- [61] J. A. KENYON, D. C. RABE, AND S. FLEETER. Aerodynamic Effects on Blade Vibratory Stress Variations. In: *Journal of Propulsion and Power*, 15(5):675-680, 1999. DOI:10.2514/2.5492.
- [62] E. J. GUNN AND C. A. HALL. Aerodynamics of Boundary Layer Ingesting Fans. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo*, Jun. 2014. GT2014-26142, V01AT01A024. DOI:10.1115/GT2014-26142.
- [63] W. T. COUSINS, D. VOYTOVYCH, G. TILLMAN, AND E. GRAY. Design of a Distortion-Tolerant Fan for a Boundary-Layer Ingesting Embedded Engine Application. In: *Proceedings of 53rd AIAA/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference*, Atlanta, Georgia, USA, Jul. 2017. AIAA-2017-5042. DOI:10.2514/6.2017-5042.
- [64] M. J. L.-D. MARK L. CELESTINA. Large-scale Boundary Layer Ingesting Propulsor Research. In: *Proceedings of 24th ISABE Conference*, Canberra, Australia, Sep. 2019. ISABE-2019-24264.
- [65] M. BAKHLE, T. REDDY, G. HERRICK, A. SHABIR, AND R. FLOREA. Aeromechanics Analysis of a Boundary Layer Ingesting Fan. In: *Proceedings of 48th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference*, Atlanta, Georgia, USA, Jul. 2012. AIAA 2012-3995. DOI:10.2514/6.2012-3995.

-
- [66] M. A. BAKHLE, T. S. REDDY, AND R. M. CORONEOS. Forced Response Analysis of a Fan with Boundary Layer Inlet Distortion. In: *Proceedings of 50th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference*, Cleveland, Ohio, USA, Jul. 2014. AIAA 2014-3734. DOI:10.2514/6.2014-3734.
- [67] M. A. BAKHLE, T. S. REDDY, R. CORONEOS, J. B. MIN, A. J. PROVENZA, K. P. DUFFY, G. L. STEFKO, AND G. HEINLEIN. Aeromechanics Analysis of a Distortion-Tolerant Fan with Boundary Layer Ingestion. In: *Proceedings of 2018 AIAA Aerospace Sciences Meeting*, Kissimmee, Florida, USA, Jan. 2018. AIAA 2018-1891. DOI:10.2514/6.2018-1891.
- [68] J. B. MIN, T. S. REDDY, M. A. BAKHLE, R. M. CORONEOS, G. L. STEFKO, A. J. PROVENZA, AND K. P. DUFFY. Cyclic Symmetry Finite Element Forced Response Analysis of a Distortion Tolerant Fan with Boundary Layer Ingestion. In: *Proceedings of 2018 AIAA Aerospace Sciences Meeting*, Kissimmee, Florida, USA, Jan. 2018. AIAA 2018-1890. DOI:10.2514/6.2018-1890.
- [69] D. J. AREND, J. D. WOLTER, S. M. HIRT, J. A. GAZZANIGA, W. T. COUSINS, L. W. HARDIN, D. M. VOYTOVYCH, AND O. P. SHARMA. Experimental Investigation of an Ultra-High Bypass Ratio Embedded Boundary Layer Ingesting Propulsor for Subsonic Cruise Aircraft. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo*, Virtual, Online, Sep. 2020. GT2020-15695, V02AT32A059. DOI:10.1115/GT2020-15695.
- [70] A. J. PROVENZA, K. P. DUFFY, AND M. A. BAKHLE. Aeromechanical Response of a Distortion-Tolerant Boundary Layer Ingesting Fan. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 141(1):011011, Sep. 2018. ISSN: 0742-4795. DOI:10.1115/1.4040739.
- [71] K. P. DUFFY, A. J. PROVENZA, M. BAKHLE, J. B. MIN, AND A. ABDUL-AZIZ. Laser Displacement Measurements of Fan Blades in Resonance and Flutter During the Boundary Layer Ingesting Inlet and Distortion-Tolerant Fan Test. In: *Proceedings of 2018 AIAA Aerospace Sciences Meeting*, Kissimmee, Florida, USA, Jan. 2018. AIAA 2018-1892. DOI:10.2514/6.2018-1892.
- [72] G. S. HEINLEIN, M. A. BAKHLE, AND J. P. CHEN. Aeromechanic Response of a Coupled Inlet-Fan Boundary Layer Ingesting Distortion-Tolerant Fan.

- In: *Proceedings of ASME Turbo Expo*, Phoenix, Arizona, USA, Jun. 2019. GT2019-91866, V02BT42A007. DOI:10.1115/GT2019-91866.
- [73] W. J. BRÄUNLING. *Flugzeugtriebwerke - Grundlagen, Aero-Thermodynamik, ideale und reale Kreisprozesse, Thermische Turbomaschinen, Komponenten, Emissionen und Systeme*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2015. ISBN: 978-3-642-34539-5.
- [74] W. CAMPBELL. The Protection of Steam-Turbine Disk Wheels from Axial Vibration. In: *Transactions of the ASME - Spring Meeting*, 46:31-160, Cleveland, Ohio, USA, Mai 1924. The American Society of Mechanical Engineers (ASME). No. 1920.
- [75] L. MALZACHER, C. SCHWARZE, V. MOTTA, AND D. PEITSCH. Experimental Investigation of an Aerodynamically Mistuned Oscillating Compressor Cascade. In: *Journal of Turbomachinery*, 141(7):071012, Jul: 2019. ISSN: 0889-504X. DOI:10.1115/1.4043474.
- [76] A. STERNCHÜSS. *Multi-level parametric reduced models of rotating bladed disk assemblies*. Dissertation, Ecole Centrale Paris, Jan. 2009. URL: <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00366252>.
- [77] D. NÜRNBERGER, F. EULITZ, S. SCHMITT, AND A. ZACHCIAL. Recent Progress in the Numerical Simulation of Unsteady Viscous Multistage Turbomachinery Flow. In: *Proceedings of the 15th International Symposium on Air Breathing Engines (ISABE)*, Bangalore, India, Sep. 2001. ISABE 2001-1081. URL: <https://elib.dlr.de/49428/>.
- [78] G. ASHCROFT, C. FREY, AND H.-P. KERSKEN. On the Development of a Harmonic Balance Method for Aeroelastic Analysis. In: *Proceedings of 11th World Congress on Computational Mechanics (WCCM XI) / 5th European Conference on Computational Mechanics (ECCM V) / 6th European Conference on Computational Fluid Dynamics (ECFD VI)*, Seiten 5885–5896, Barcelona, Spain, Jul. 2014.
- [79] C. FREY, G. ASHCROFT, H.-P. KERSKEN, AND C. VOIGT. A Harmonic Balance Technique for Multistage Turbomachinery Applications. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo*, Düsseldorf, Germany, Jun. 2014. GT2014-25230, ISBN: 978-0-7918-4561-5. DOI:10.1115/GT2014-25230.

- [80] C. FREY, G. ASHCROFT, H.-P. KERSKEN, D. SCHÖNWEITZ, AND M. MEN-
NICKEN. Simulation of Indexing and Clacking with Harmonic Balance. In:
International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power, 3(1), 1, 2018.
ISSN: 2504-186X. DOI:10.3390/ijtp3010001.
- [81] H.-P. KERSKEN, G. ASHCROFT, C. FREY, O. PÜTZ, H. STÜER, AND
S. SCHMITT. Validation of a Linearized Navier-Stokes Based Flutter Prediction
Tool: Part 1 - Numerical Methods. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo*,
Seiten 1355–1363, Copenhagen, Denmark, Jun. 2012. GT2012-68018, ISBN:
978-0-7918-4473-1. DOI:10.1115/GT2012-68018.
- [82] M. MAY AND B. GRÜBER. Reliability of Time-Linearized Flutter Predictions
Near the Surge Line. In: *Proceedings of 9th European Conference on Turbo-
machinery, Fluid Dynamics and Thermodynamics (ETC 9)*, Istanbul, Turkey,
Mär. 2011.
- [83] HEXAGON. MSC Nastran Product Website., 28. Apr. 2016. abgerufen am 19.
Sep. 2023. URL: <https://www.mscsoftware.com/product/msc-nastran>.
- [84] S. SCHMITT, D. NÜRNBERGER, AND V. CARSTENS. Evaluation of the Principle
of Aerodynamic Superposition in Forced Response Calculations. In: K. C.
HALL, R. E. KIELB, AND J. P. THOMAS, editors, *Unsteady Aerodynamics,
Aeroacoustics and Aeroelasticity of Turbomachines*, Seiten 133–144, Durham
NC, USA, 2006. Springer Netherlands, Dordrecht. ISBN: 978-1-4020-4605-6.
DOI:10.1007/1-4020-4605-7_11.
- [85] P. SCHIMMING, L. ENGHARDT, W. NEISE, G. SCHEWE, S. SCHMITT,
R. SCHNELL, L. WALLSCHEID, AND Y. ZHANG. Experimentelle Untersuchun-
gen zur Aeroakustik, -elastik und -dynamik am CRISP-1m-Modell. Technical
report, BMBF, 2000. URL: <https://elib.dlr.de/666/>.
- [86] F. KOCIAN AND D. GÖRKE. Rotorblatt und Verfahren zur Herstellung eines
Rotorblatts. Technical report, 2013. Patent Nr. 10 2013 102 558.
- [87] D. GÖRKE, A.-L. L. DENMAT, T. SCHMIDT, F. KOCIAN, AND E. NICKE.
Aerodynamic and Mechanical Optimization of CF/PEEK Blades of a Counter
Rotating Fan. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo*, Seiten 21–33, Copenhagen,
Denmark, Jun. 2012. DOI:10.1115/GT2012-68797.

- [88] A.-L. AULICH, D. GOERKE, M. BLOCHER, E. NICKE, AND F. KOCIAN. Multidisciplinary Automated Optimization Strategy on a Counter Rotating Fan. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo*, San Antonio, Texas, USA, Jun. 2013. GT2013-94259, 978-0-7918-5523-2. DOI:10.1115/GT2013-94259.
- [89] M. BLOCHER AND A.-L. AULICH. Flutter Susceptibility Approximation via Curve Fitting and MAC-Analysis in an Automated Optimization Design Process. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo*, San Antonio, Texas, USA, Jun. 2013. GT2013-94577, ISBN: 978-0-7918-5527-0. DOI:10.1115/GT2013-94577.
- [90] T. LENGYEL-KAMPMANN, C. VOSS, E. NICKE, K.-P. RÜD, AND R. SCHABER. Generalized optimization of counter-rotating and single-rotating fans. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo*, Düsseldorf, Germany, 2014. GT2014-26008.
- [91] M. BLOCHER. *Investigations into Rapid Aeroelastic Stability Estimation in Turbomachines for Preliminary Design*. Dissertation, Technische Universität Berlin, Institut für Luft- und Raumfahrt, 2023. DOI:10.14279/depositonce-18707.
- [92] B. KAPLAN, E. NICKE, AND C. VOSS. Design of a Highly Efficient Low-Noise Fan for Ultra-High Bypass Engines. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo*, Seiten 185–194, Barcelona, Spain, Mai 2006. GT2006-90363. DOI: 10.1115/GT2006-90363.
- [93] B. KAPLAN. *Design of an Advanced Fan Stage With Ultra High Bypass Ratio and Comparison with Experimental Results*. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, Fakultät für Maschinenbau, Apr. 2010.
- [94] V. PLEVNIK, F. KOCIAN, AND T. SCHMIDT. Auslegung des UHBR Fan-Rigs. DLR-Interner Bericht. DLR-IB 435-2007/24. 60 S. (vertraulich), Dez. 2007. URL: <https://elib.dlr.de/52288/>.
- [95] A. GIEBMANN AND R. SCHNELL. *Beurteilung experimenteller Kennfelduntersuchungen eines UHBR-Fans und numerische Analyse des aerodynamischen Verhaltens*. Diplomarbeit, RWTH Aachen, Aug. 2008. gleichzeitig DLR IB 325-09-08. URL: <https://elib.dlr.de/55006/>.
- [96] A. VINZ AND A. RAICHLE. Investigation of the Effects of BLI Engine Integration on Aircraft Thrust Requirement. In: *Proceedings of Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress*, Dresden, Deutschland, Sep. 2022.

-
- [97] F. EICHNER AND J. BELZ. Application of the Modal Approach for Prediction of Forced Response Amplitudes for Fan Blades. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo*, Oslo, Norway, Jun. 2018. GT2018-75239. DOI:10.1115/GT2018-75239.
- [98] F. EICHNER AND J. BELZ. Application of the Modal Approach for Prediction of Forced Response Amplitudes for Fan Blades. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 141(3):031019, Mär. 2019. ISSN: 0742-4795. DOI:10.1115/1.4041453.
- [99] F. EICHNER, J. BELZ, P. WINKELMANN, R. SCHNELL, AND T. LENGYEL. Prediction of Aerodynamically Induced Fan Blade Vibration due to Boundary Layer Ingestion. In: *Proceedings of 13th European Turbomachinery Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics (ETC)*, 2019.
- [100] M. PASTOR, M. BINDA, AND T. HARČARIK. Modal Assurance Criterion. In: *Procedia Engineering*, 48:543-548, 2012. ISSN: 1877-7058. DOI:<https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.09.551>.
- [101] C. REIBER, V. A. CHENAUX, AND J. BELZ. Aerodynamic Damping Predictions During Compressor Surge: A Numerical Comparison Between a Half and Full Transient Approach. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 145(2):021019, Nov. 2022. GTP-22-1438, ISSN: 0742-4795. DOI:10.1115/1.4055883.



Aerodynamische Anregungsmechanismen

A.1. Kraftvariation unter Einfluss einer Totaldruckstörung

In Abbildung A.1 ist die momentane Schaufelgesamtkraft F_{Amp} relativ zur zeitlich gemittelten Schaufelgesamtkraft $F_{Amp,steady}$ über die Änderung des relativen Inzidenzwinkels für eine Umdrehung dargestellt. Die Kraftorbits sind für die drei relativen Drehzahlen 50%, 75% und 100% gezeigt. Die Kraftorbits werden mit zunehmender Drehzahl kleiner. Bei beiden Konfigurationen nimmt die Kraftvariation mit zunehmender Drehzahl ab. Für 50% und 100% relative Drehzahl erfährt die UHBR-Konfiguration gegenüber der CRISPMulti-Konfiguration eine höhere Kraftvariation, wohingegen bei 75% relativer Drehzahl bei der CRISPMulti-Konfiguration eine höhere Kraftvariation als bei der UHBR-Konfiguration erkennbar ist.

A.2. Verhalten des Schaufelspitzenwirbel unter Einfluss einer Totaldruckstörung

In Abbildung A.2 und Abbildung A.3 ist die radiale Geschwindigkeitskomponente für Schaufelschnitte im Bereich von 90% bis 99% relativer Schaufelhöhe für den Zeitschritt *Null* (Zeitschritt (a)) und den Zeitschritt mit minimaler Kraft (Zeitschritt (b)) dargestellt. Die Darstellung für den Zeitschritt *Null* dient als Referenz, da hier keine Veränderung der Inzidenz vorliegt. Der Einfluss der negativen Inzidenz bei

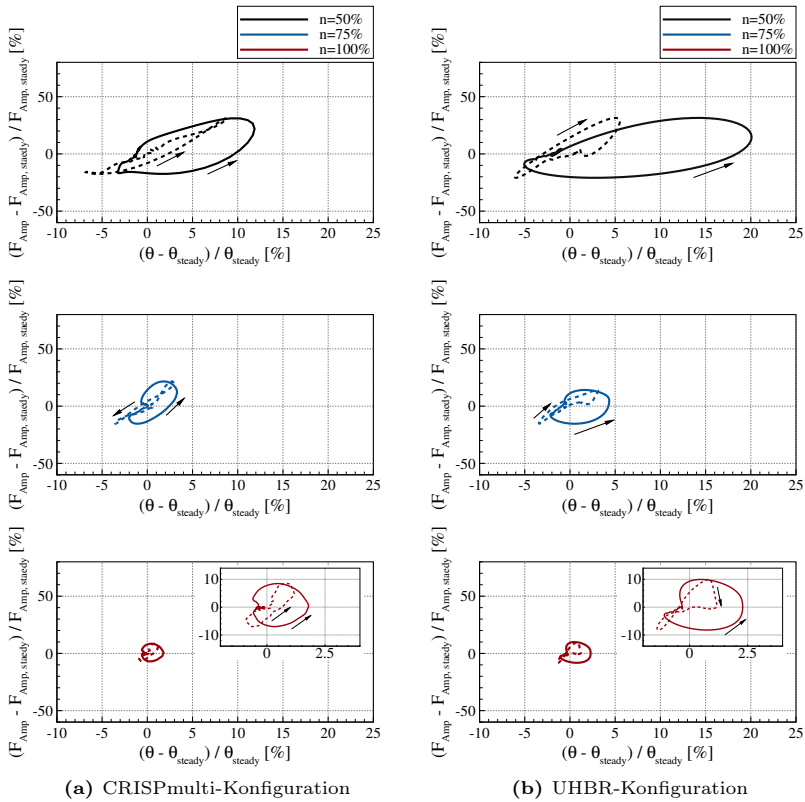


Abbildung A.1.: Kraftorbit für 50%, 75% und 100% relative Drehzahl

relative Drehzahl	Variation der Gesamtkraft		$\Delta_{axialePosition} (\Delta_{max,min}\bar{\theta})$	
	CRISPMulti	UHBR	CRISPMulti	UHBR
50%	48.5%	52.3%	0.30%	-13.46%
75%	37.0%	29.5%	1.10%	0.03%
100%	15.5%	18.2%	-0.32%	-0.80%

Tabelle A.1.: Variation für axiale Kraftkomponente

dem Zeitschritt (b) auf den Schaufelspitzenwirbel ist marginal. Es ist lediglich eine Wanderung des Stoßes in Richtung Schaufelspitze zu erkennen.

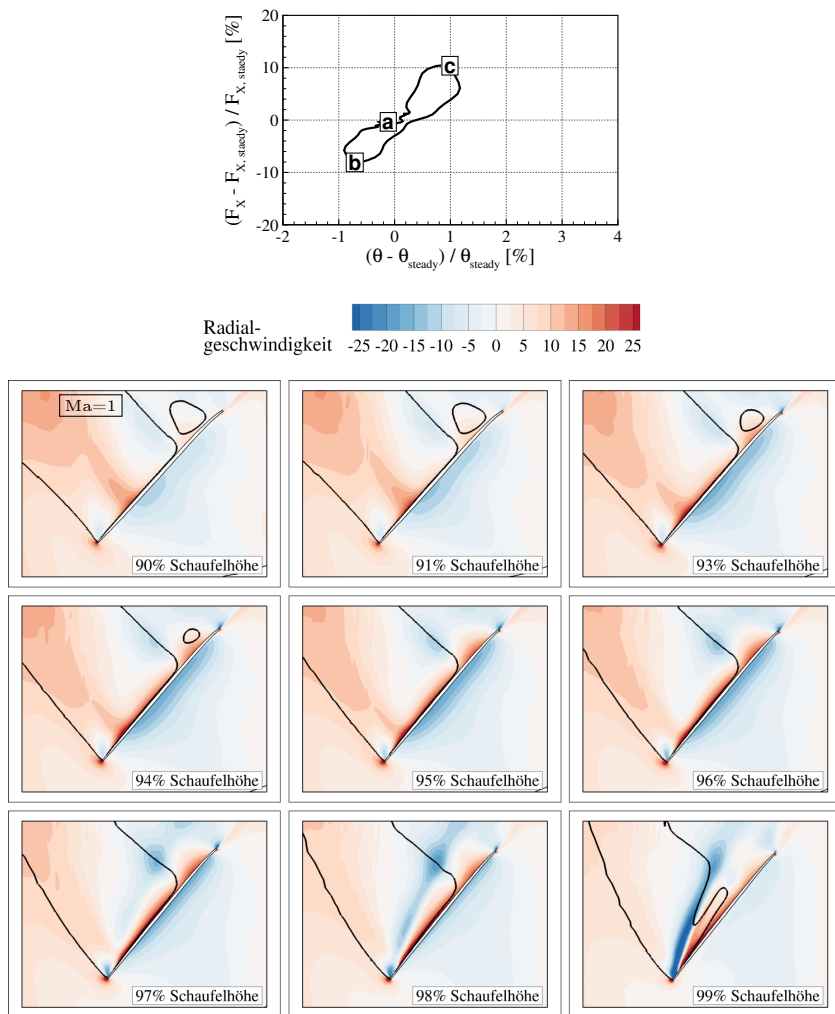


Abbildung A.2.: Strömungsfeld für Zeitschritt (a)

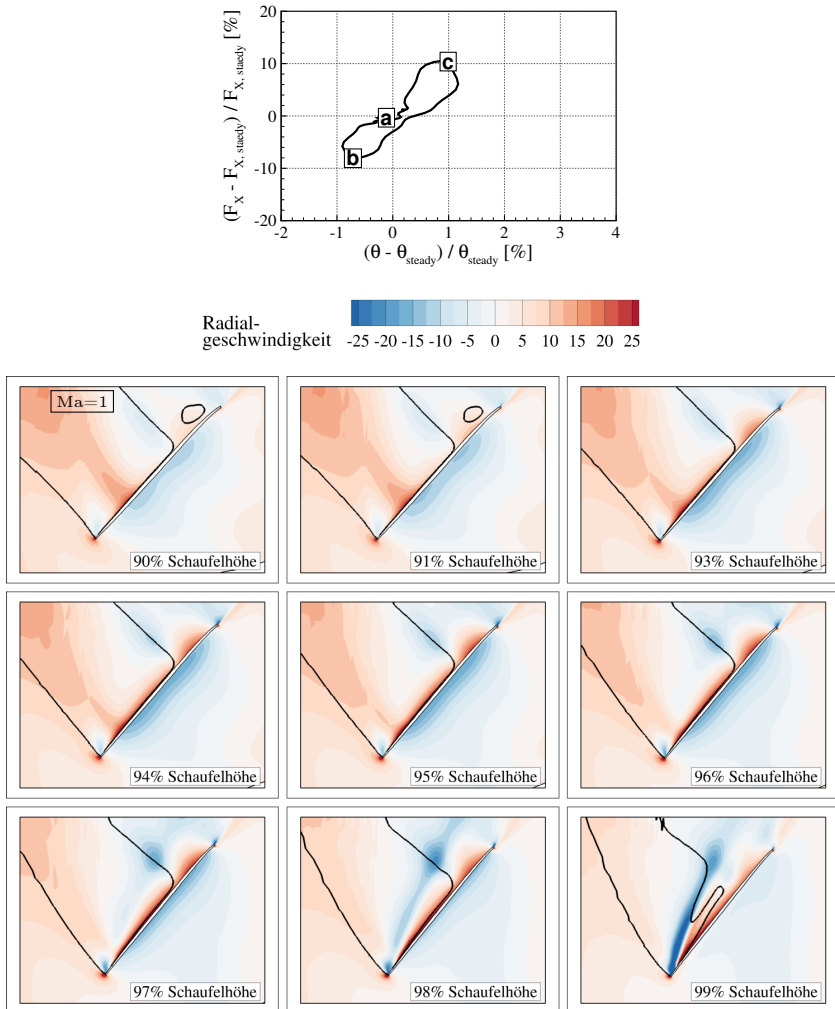


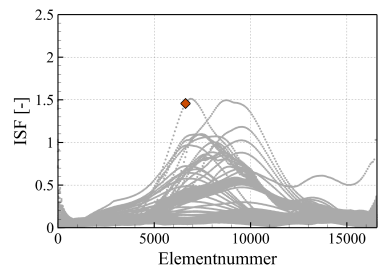
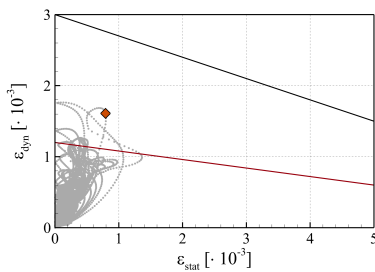
Abbildung A.3.: Strömungsfeld für Zeitschritt (b)

Strukturelles Antwortverhalten

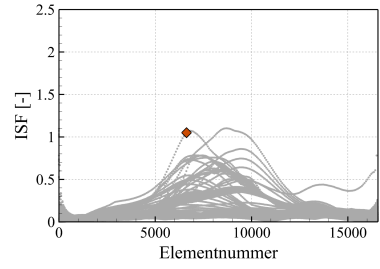
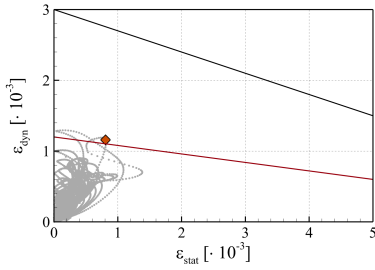
B.1. Goodman-Diagramme für die CRISPMulti-Konfiguration

Hier sind die Goodman-Diagramme für die CRISPMulti-Konfiguration, die die Grundlage für die Abbildung 6.2 bilden, zusammengefasst. In der linken Abbildung ist die dynamische über die statische Vergleichsdehnung für die gesamte Schaufelstruktur dargestellt. Es sind ebenfalls die Grenzwerte für das Material in Schwarz sowie die mittels eines Sicherheitsfaktors abgesenkten Materialgrenzwerte in Rot eingezeichnet. In der rechten Abbildung ist der inverse Sicherheitsfaktor (ISF) für alle Elemente der Schaufelgeometrie gezeigt. Die in Abbildung 6.2 gezeigte Beanspruchung ist mit einer orangefarbenen Raute gekennzeichnet.

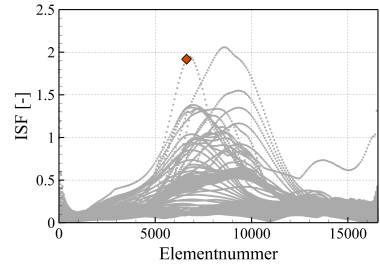
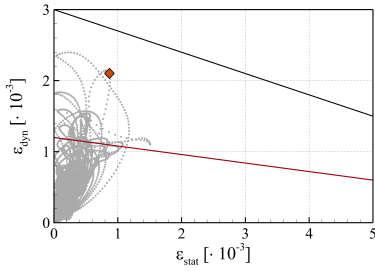
49% rel. Drehzahl (EO6/M2)



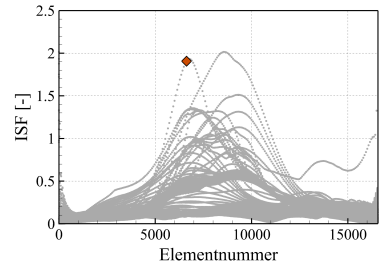
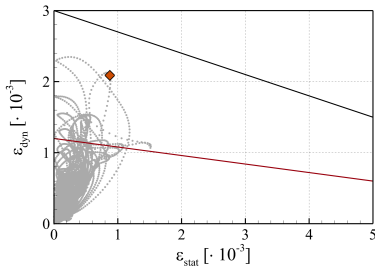
50% rel. Drehzahl



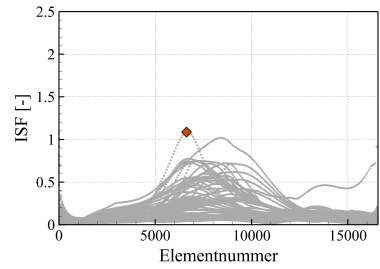
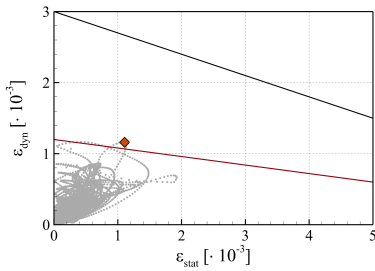
52% rel. Drehzahl



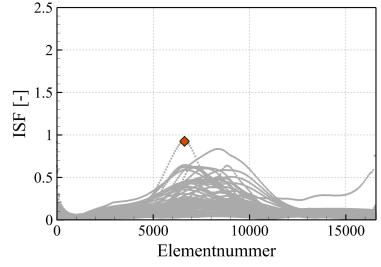
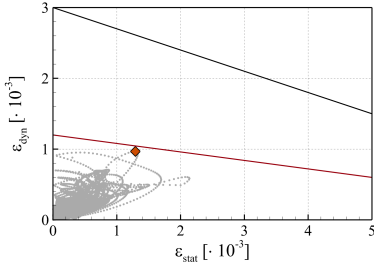
52.6% rel. Drehzahl (EO2/M1)



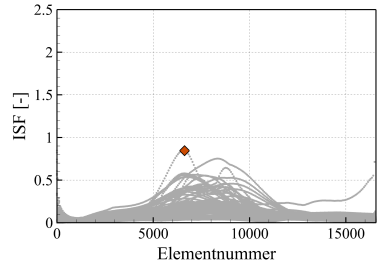
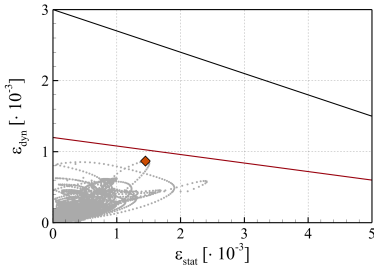
60% rel. Drehzahl



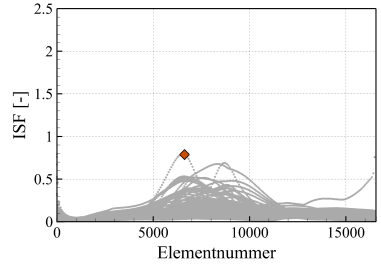
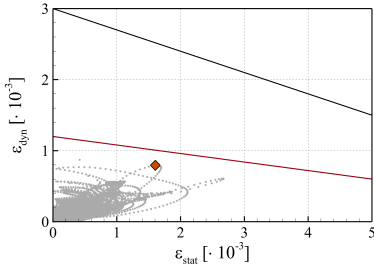
65% rel. Drehzahl



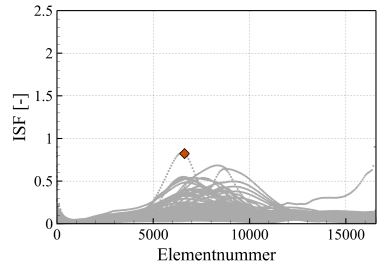
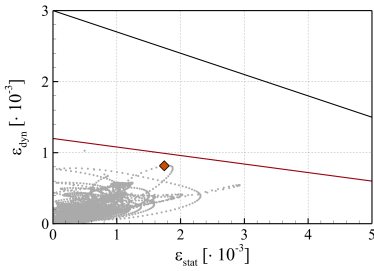
70% rel. Drehzahl



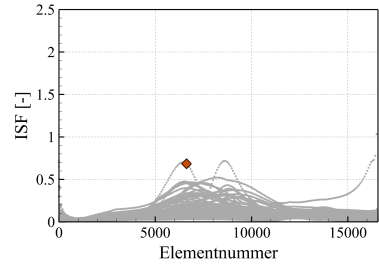
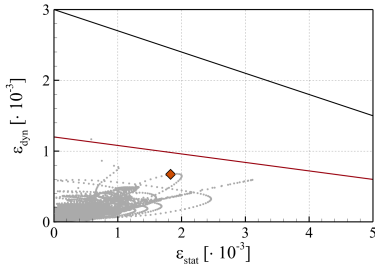
75% rel. Drehzahl



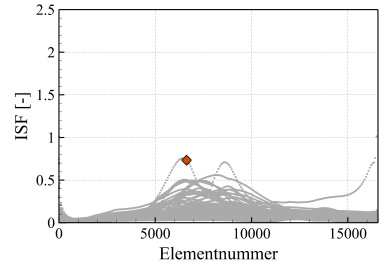
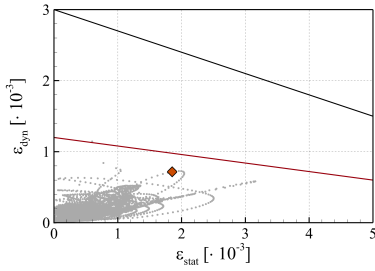
80% rel. Drehzahl



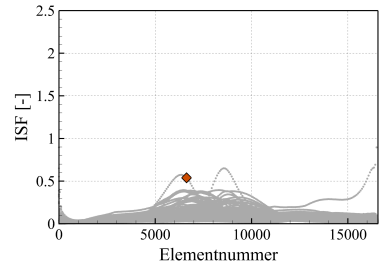
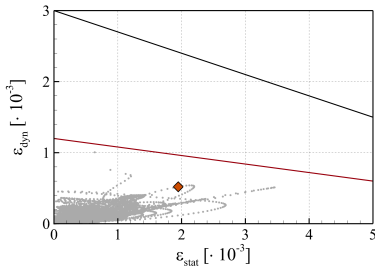
84% rel. Drehzahl



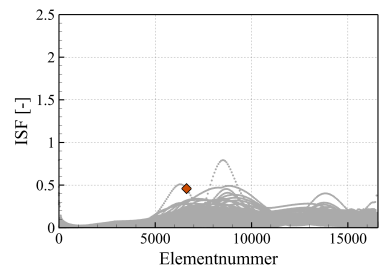
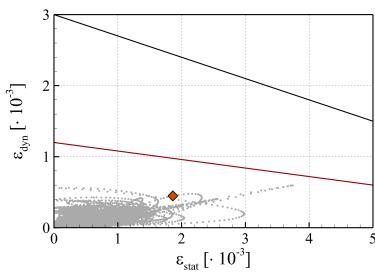
85% rel. Drehzahl (EO4/M2)



90% rel. Drehzahl

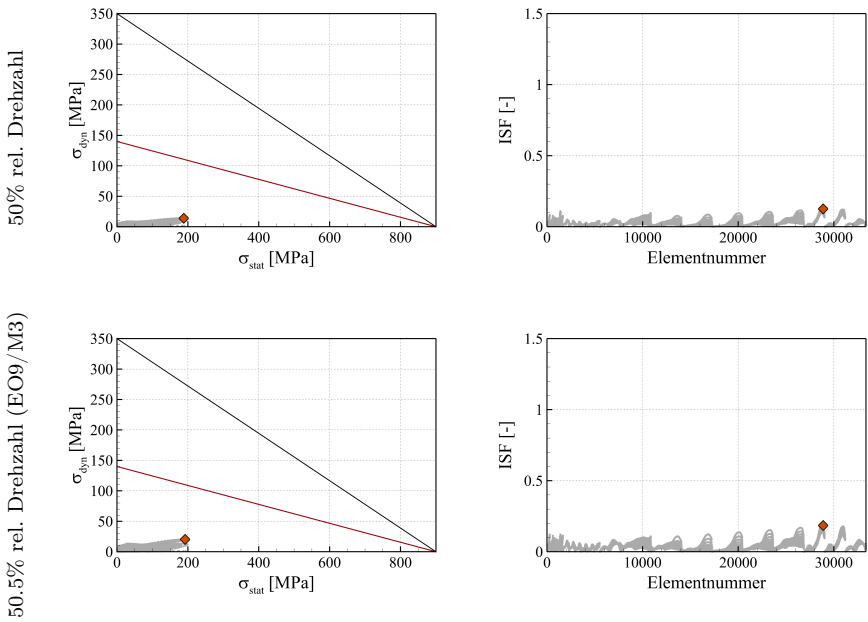


100% rel. Drehzahl

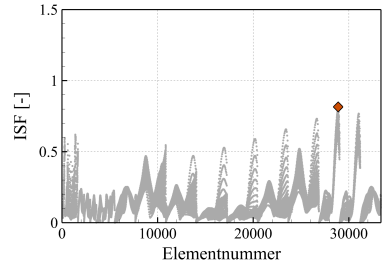
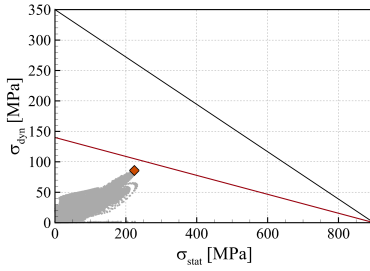


B.2. Goodman-Diagramme für die UHBR-Konfiguration

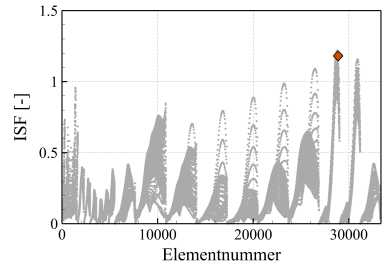
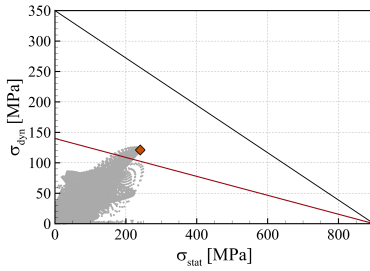
Hier sind die Goodman-Diagramme für die CRISPmulti-Konfiguration, die die Grundlage für die Abbildung 6.4 bilden, zusammengefasst. In der linken Abbildung ist die dynamische über die statische Vergleichsdehnung für die gesamte Schaufelstruktur dargestellt. Es sind ebenfalls die Grenzwerte für das Material in Schwarz sowie die mittels eines Sicherheitsfaktors abgesenkten Materialgrenzwerte in Rot eingezeichnet. In der rechten Abbildung ist der inverse Sicherheitsfaktor (ISF) für alle Elemente der Schaufelgeometrie gezeigt. Die in Abbildung 6.4 gezeigte Beanspruchung ist mit einer orangefarbenen Raute gekennzeichnet.



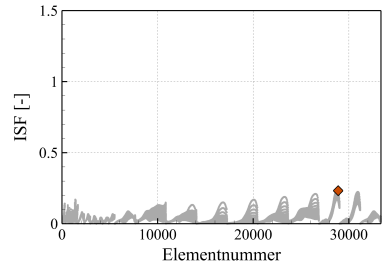
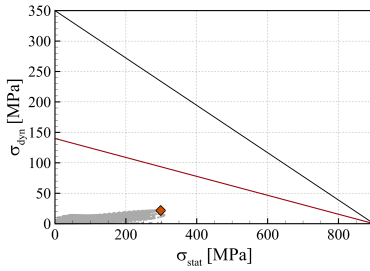
54.5% rel. Drehzahl (EO5/M2)



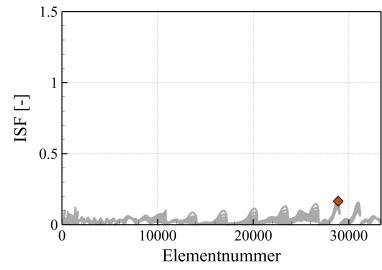
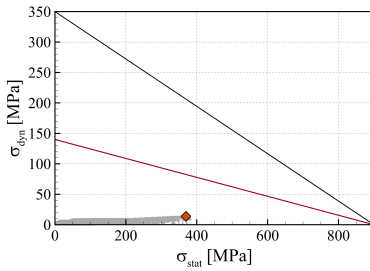
56.5% rel. Drehzahl (EO2/M1)



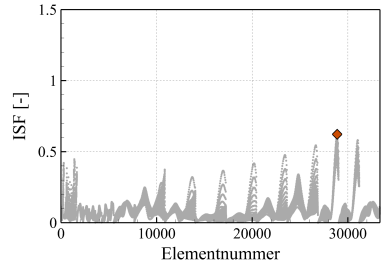
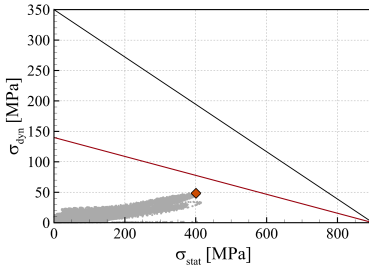
63% rel. Drehzahl



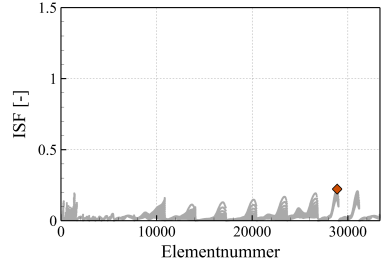
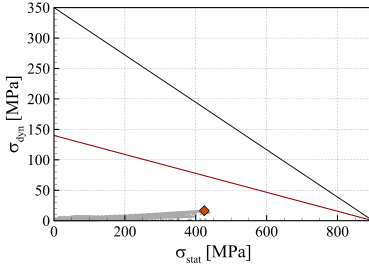
70% rel. Drehzahl



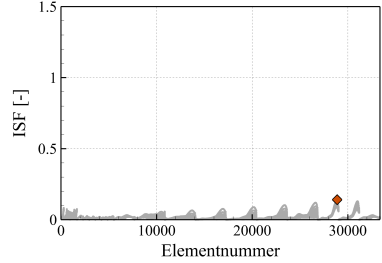
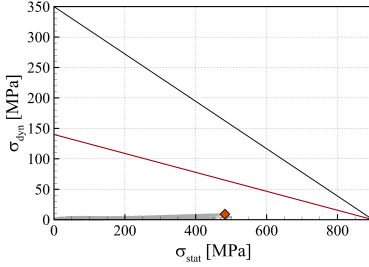
72.9% rel. Drehzahl (EO4/Mf2)



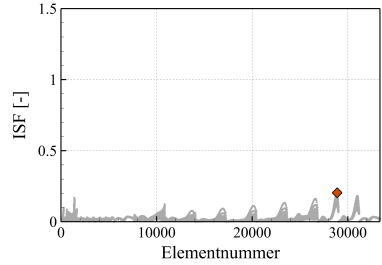
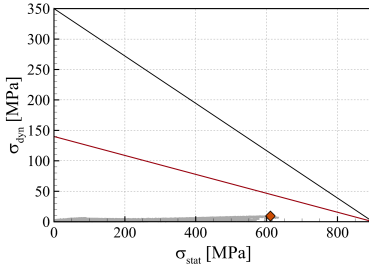
75% rel. Drehzahl



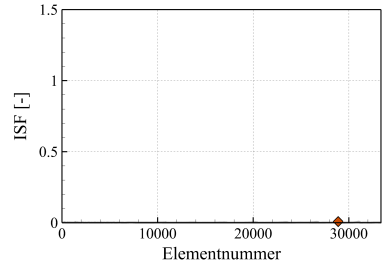
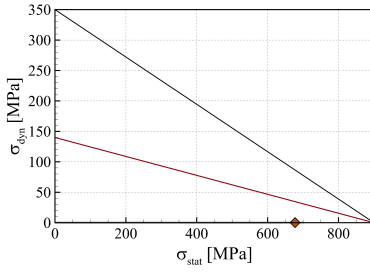
80% rel. Drehzahl



90% rel. Drehzahl



94.8% rel. Drehzahl (EO5/M3)



100% rel. Drehzahl

