

Aeroakustische Bewertung von Fanstufen im Rahmen des Vorentwurfs von Triebwerken

vorgelegt von
M. Sc.
Robert Meier zu Ummeln

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

Promotionsausschuss:

Vorsitzender:	Prof. Dr.-Ing. Ennes Sarradj
Gutachter:	Prof. Dr.-Ing. Dieter Peitsch
Gutachter:	Prof. Dr. rer. nat. Lars Enhardt

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 15. Dezember 2023

Berlin 2024

Zusammenfassung

Die Berücksichtigung der akustischen Eigenschaften eines neu zu entwerfenden Triebwerks in der frühen Phase des Vorentwurfs kann für die späteren Entwurfs-Iterationen viel Geld und Zeit sparen. Eine der wichtigsten Schallquellen von zukünftigen Antriebskonzepten stellt dabei der Breitbandschall einer Fanstufe dar. Aus diesem Grund wird in dieser Arbeit eine Methode zur aeroakustischen Bewertung von Fanstufen vorgestellt, welche für den Einsatz während des Triebwerkvorentwurfs geeignet ist. Die Anforderungen an solche Vorentwurfsmethoden sind kurze Laufzeiten und die Erzeugung von ausreichend genauen Ergebnissen basierend auf wenigen Eingabedaten, die akustische Trends in Parameterstudien richtig abbilden. Die dafür entwickelte Schnittstelle bereitet die Strömungsdaten aus einem in der Vorausslegung weit verbreiteten 2D-Mehrschnittverfahren auf und stellt sie einem am DLR entwickelten analytischen Fanakustik-Verfahren zur Verfügung. Dieses Fanakustik-Verfahren ist unter anderem in der Lage, den breitbandigen Anteil der Interaktions-Schallquelle zu berechnen, welcher durch die Interaktion der turbulenten Strömungsstörungen im Nachlauf des Rotors mit der nachfolgenden Schaufelreihe entsteht. Eine besondere Herausforderung zur Bestimmung dieser Schallquelle besteht darin, dass üblicherweise während der Vorentwurfs-Phase keinerlei Informationen über die Geschwindigkeitsdefizite hinter einem Rotor und die Turbulenz in der Strömung vorhanden sind. Der Lückenschluss soll durch ein empirisches Nachlauf-Turbulenzmodell vollzogen werden, welches einen proportionalen Zusammenhang zwischen den mittleren Geschwindigkeitsdefiziten und den turbulenten Schwankungsgeschwindigkeiten in den Nachläufen annimmt.

Für die Auswertungen des Verfahrens wird das empirische Turbulenzmodell zunächst mithilfe von numerischen Simulationen und Hitzdrahtmessdaten in unterschiedlichen Betriebspunkten verschiedener Fanstufen kalibriert. Durch diese Untersuchungen kann gezeigt werden, dass die Kalibrierungsfaktoren eine Abhängigkeit zum axialen Abstand zur Rotor-Hinterkante aufweisen. Bei komplexeren Strömungen in den Kanal-Randbereichen oder bei sehr hohen Inzidenzwinkeln ist das Turbulenzmodell nur noch eingeschränkt anwendbar. Es zeigt sich aber auch, dass der Beitrag der Strömung in den Randbereichen zum Breitbandschall nur relativ gering und auch bei geänderten Betriebsbedingungen größtenteils konstant ist. Abschließend wird die Eignung des vorgestellten Verfahrens zur Bewertung der Fanakustik im Vorentwurf untersucht, indem es auf eine subsonische und eine transsonische Fanstufe angewendet wird. Die Ergebnisse werden mit einem Mittelschnitt-basierenden Verfahren, mit höherwertigen Verfahren, wie einem RANS-basierten und Hitzdraht-basierten Verfahren, sowie mit experimentellen Daten aus Hitzdrahtmessungen und Mikrofonmessungen verglichen. Die Eignung kann vor allem vor dem Hintergrund der zur Verfügung stehenden Strömungsinformationen und der extrem kurzen Laufzeiten von wenigen Sekunden bestätigt werden.

Abstract

Considering the acoustic properties of a new aircraft engine design during the early preliminary design phase can save a lot of money and time for later design iterations. One of the most important sound sources of future propulsion concepts is the broadband noise of a fan stage. For this reason, this thesis presents a method for the aeroacoustic assessment of fan stages which is suitable for use during preliminary engine design. The requirements for such pre-design methods are short runtimes and the generation of sufficiently accurate results based on limited input data, which correctly represent acoustic trends in parameter studies. The interface developed for this purpose prepares the flow data provided by a 2D throughflow method which is popular for pre-design and makes it available to an analytical fan acoustic method developed at the DLR. This acoustic method is capable of calculating the broadband component of the interaction noise source, which arises from the interaction of the turbulent flow disturbances in the wake of the rotor with the following blade row. A particular challenge to determine this noise source is that during the preliminary design phase usually no information about the velocity deficits behind a rotor and the turbulence in the flow is available. This gap is filled by an empirical wake turbulence model, which assumes a proportional relationship between the mean velocity deficits and the turbulent fluctuation velocities in the wakes.

For the evaluation of the method, the empirical turbulence model is first calibrated with the aid of numerical simulations and hot-wire measurement data at different operating points of various fan stages. Through these investigations, it can be shown that the calibration factors exhibit a dependence on the axial distance to the rotor trailing edge. For more complex flows in the duct endwall regions or for very high incidence angles, the turbulence model has limited applicability. However, it is also shown that the contribution of the flow in the endwall regions to the broadband noise is relatively small and mostly constant for varied operating conditions. Finally, the suitability of the presented method for estimating fan acoustics during preliminary design is investigated by applying it to a subsonic and a transonic fan stage. The results are compared to a meanline-based method, to reference methods such as RANS-based and hot-wire-based methods, and to experimental data from hot-wire measurements and microphone measurements. The suitability can be confirmed especially when considering the available flow information and the extremely short run times of a few seconds.

Danksagungen

Ich hatte das Privileg, meine Promotion in einem guten Arbeitsumfeld in der Abteilung für Triebwerksakustik am Institut für Antriebstechnik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR) durchführen zu können. Die förderliche Atmosphäre machten es mir möglich, dieses Lebensprojekt überhaupt durchführen zu können. Insbesondere dazu beigetragen haben mein fachlicher Betreuer, Antoine Moreau, und mein Gruppenleiter, Sébastien Guérin. Beide haben bereits 2011 an meine Fähigkeiten geglaubt, indem sie mich zunächst als Praktikant, dann als studentische Hilfskraft und später als wissenschaftlichen Mitarbeiter eingestellt haben. Antoine hat mir mit seinem umfangreichen Wissen über Triebwerke, Aerodynamik und Akustik, welches ich sehr bewundere, unglaublich große fachliche Unterstützung gegeben. Er hatte ebenso stets ein offenes Ohr für nicht-fachliche Belange, wodurch ich auch bei Motivations-Tiefs am Ball bleiben konnte. Sébastien hat mir in vielerlei Hinsicht den Rücken freigehalten und dafür gesorgt, dass ich den notwendigen Freiraum bekomme, um die Dissertation abschließen zu können. Ich bedanke mich vielmals bei euch beiden!

Ich danke außerdem den Gutachtern, dass sie eingewilligt haben, meine Dissertation auf den hohen Stapel zu legen, und sich auch die Zeit genommen haben, die Arbeit einer kritischen Prüfung zu unterziehen. Herr Prof. Dieter Peitsch dürfte mit seinen interessanten und lebendigen Vorlesungen sogar der Grund dafür sein, warum ich mich längerfristig mit Flugzeugtriebwerken beschäftigen wollte. Und Prof. Lars Enghardt hat mich in die Welt der Turbomaschinenakustik eingeführt und als ehemaliger Abteilungsleiter in Form von Promovierendenkolloquien und individuellen Rücksprachen dafür gesorgt, dass die Doktorarbeit formell voran kommt.

Den zahlreichen Kolleginnen und Kollegen möchte ich für ihre vielfältige Unterstützung danken. Balbir Kaur, Brig Pilger und Nico Seiffert waren stets bei organisatorischen und technischen Fragen zur Stelle. Bei Manuel Pahlitzsch, Maikhanh Dang und Ekin Can Karasu bedanke ich mich sehr für die wertvolle Zuarbeit und freue mich darüber, dass ich jeweils das Glück hatte, sehr ehrgeizige Studenten betreuen zu dürfen. Viele weitere Kolleginnen und Kollegen haben durch Telefonate, Flurgespräche oder Unterhaltungen beim Mittagessen direkt oder indirekt zu einem Abschließen der Promotion beigetragen. Die Gefahr ist groß, dass ich bei einer namentlichen Aufzählung jemanden vergesse. Ich möchte trotzdem einen Versuch wagen und bedanke mich bei Alessandro B., Angelo R., Attila W., Axel H., Carolin K., Dominik W., Fleming K., Friedrich B., Henri S., Jakob H., Jens S., Karsten K., Larisa G., Luciano C., Lukas K., Markus S., Martin S., Matti G., Maximilian B., Raffaele D., Ralf B., Robert J., Robert M., Sebastian O., Stanislaus R., Stephen S., Tobias H., Ulf T. und Wolfram H.

Die ersten drei Jahre beim DLR finanzierten sich zum Teil durch eine Patenschaft mit MTU Aero Engines und aus dieser Zeit entwickelte sich auch das spätere Promotionsthema.

Für die kollegiale Unterstützung bei meinen Besuchen in München und den Einblick in die Industrie-Perspektive bin ich Dominik Broszat, Katharina L., Paul T. und Reinhold Schaber sehr dankbar.

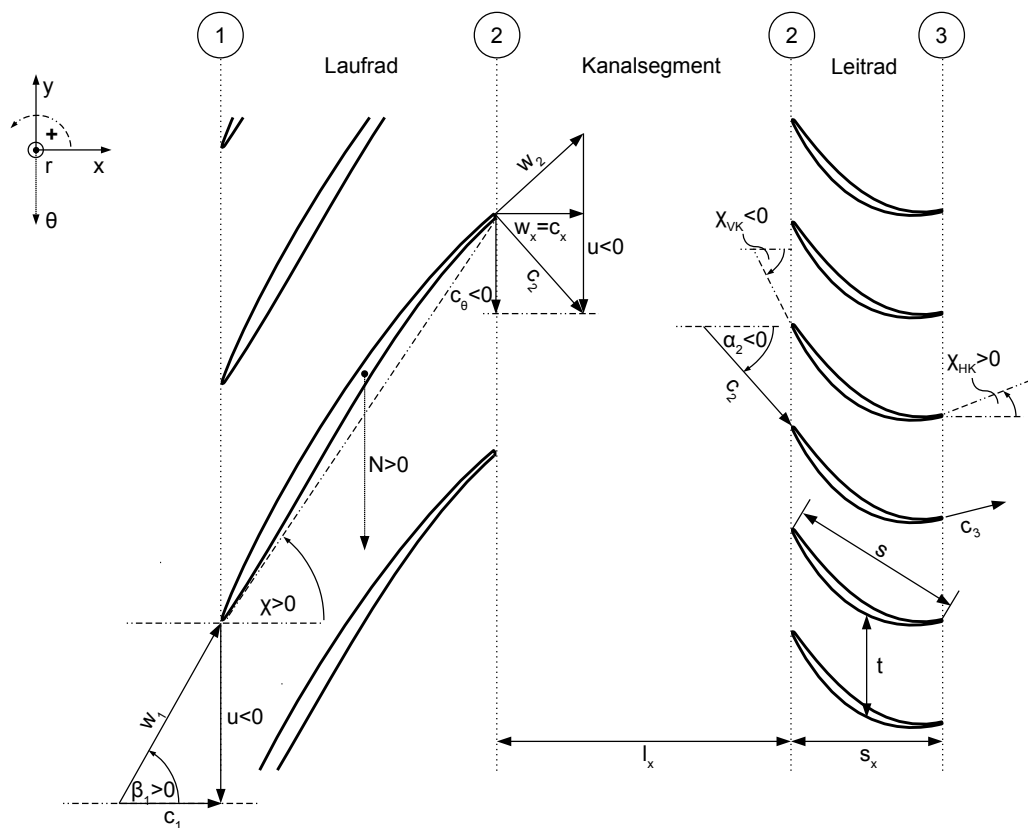
Abschließend möchte ich meinen Freunden und meiner Familie, die mir sehr wichtig sind, für den emotionalen Support danken. Insbesondere meinen Geschwistern, Rebecca, Richard, Mattes und Johannes, meinen Eltern, Iphigenia und Frank, sowie meinen Schwiegereltern, Birgit und Eckhard, bin ich unendlich dankbar, dass sie mich durch diese schwierige Zeit getragen haben. Besonders hervorheben möchte ich die Unterstützung durch meine Mutter und meine Schwiegermutter, die an zahlreichen Tagen für die Kindbetreuung eingesprungen sind und ihre eigenen Bedürfnisse zurück gestellt haben, damit ich die zeitlichen Ressourcen hatte, an der Doktorarbeit zu schreiben. Und ohne meine Frau, Sophie, und meinen Sohn möchte ich mir nicht vorstellen, wie schwierig diese Zeit für mich gewesen wäre. Ich bedanke mich bei euch, dass ihr an mich geglaubt, mich ertragen und zwischendurch immer wieder auf andere Gedanken gebracht habt. Ihr seid das wichtigste für mich.

Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung	III
Abstract	V
Danksagungen	VII
Nomenklatur	XI
1 Einleitung	1
1.1 Priorisierung von Schallquellen am Flugzeug und im Triebwerk	3
1.2 Herausforderungen bei der akustischen Bewertung von Triebwerkfans während des Vorentwurfs	9
1.3 Stand der Forschung	10
1.4 Ziele und Aufbau der Arbeit	13
2 Eingesetzte etablierte Verfahren	17
2.1 Analytisches Fanakustik-Berechnungsverfahren: PropNoise	17
2.2 Mittelschnittverfahren: PropNoise (1D Strömung)	18
2.3 Mehrschnittverfahren: ACDC (2D Strömung)	19
2.4 Numerischer Strömungslöser: TRACE (3D Strömung)	24
2.5 Schnittstelle zwischen einer numerischen Strömungssimulation und analytischer Fanlärmrechnung: T2P	25
2.6 Hitzdrahtmessungen	27
2.7 Technischer Vergleich der verschiedenen Methoden	30
3 Modell für die breitbandige Interaktions-Schallquelle	33
3.1 Berechnung der Rotor-Verluste	34
3.1.1 Berechnung der viskosen Profilverluste durch das Mittelschnittverfahren	35
3.1.2 Berechnung der viskosen Profilverluste durch das Mehrschnittverfahren .	36
3.2 Schnittstelle zwischen Mehrschnittverfahren und Nachlauf-Turbulenzmodell . .	37
3.3 Modellierung der mittleren Rotor-Nachläufe	40
3.4 Modellierung der turbulenten Rotor-Nachläufe	43
3.5 Vereinfachungen und Annahmen für das Turbulenzmodell	48
3.6 Modellierung des breitbandigen Interaktionslärms	50

4	Anwendung der Methoden	55
4.1	Untersuchte Fanstufen	55
4.1.1	DLR UHBR	57
4.1.2	ACAT1	59
4.1.3	NASA SDT	61
4.1.4	ASPIRE	63
4.1.5	DLR CRAFT	65
4.2	Kalibrierung des empirischen Nachlauf-Turbulenzmodells	67
4.2.1	Kalibrierung mit verschiedenen numerischen Simulationen	67
4.2.2	Einfluss der Hintergrundturbulenz auf die Kalibrierung	70
4.2.3	Einfluss der Fan-Belastung auf die Kalibrierung	72
4.2.4	Kalibrierung mit Hitzdrahtmessdaten und Einfluss der axialen Position im Kanal	74
4.3	Einfluss der Strömung im Kanalwand-Bereich auf die Akustik	78
4.3.1	Untersuchungen mit verschiedenen numerischen Simulationen	78
4.3.2	Einfluss der Fan-Belastung auf die Strömung in den Kanalwand-Bereichen	81
4.3.3	Untersuchungen mit Hitzdrahtmessdaten an einer subsonischen Fanstufe	83
4.4	Vergleich der vier Methoden zur Vorhersage der Strömung und Akustik am Fan	85
4.4.1	Neuauslegung der Geometrie	85
4.4.2	Vorhersage der Fanstufen-Leistung	89
4.4.3	Vorhersage der mittleren Rotor-Nachläufe	93
4.4.4	Vorhersage der Turbulenz in den Rotor-Nachläufen	95
4.4.5	Einfluss auf die Vorhersage der Akustik	97
5	Schluss	101
5.1	Fazit	103
5.2	Ausblick	106
	Literaturverzeichnis	109
	Abbildungsverzeichnis	119
	Tabellenverzeichnis	123

Nomenklatur



In dieser Arbeit verwendete Konventionen und Notationen an einem Radialschnitt einer Rotor-Stator-Stufe.

Lateinische Formelzeichen

A	m^2	Querschnittsfläche im Kanal
A_w	-	Dimensionslose Nachlaufhöhe
a	m/s	Schallgeschwindigkeit
B	-	Schaufelblattzahl
b	-	Blockage
C_L	-	Aerodynamischer Auftriebsbeiwert
$\mathcal{C}$	-	Akustischer Moden-Ausbreitungsfaktor
c	m/s	Strömungsgeschwindigkeit im Absolutsystem

Nomenklatur

D	-	Diffusionsfaktor
d_P	m	Profildicke
d_w	-	Dimensionslose Nachlauftiefe
f	1/s	Frequenz
$\mathcal{G}$	1/m	Greensche Transferfunktion
H_{12}	-	Formfaktor für Grenzschichtdicken
h	-	Harmonische $\in \mathbb{N}$
h	m^2/s^2	Spezifische Enthalpie
I	-	Turbulenzgrad
i	rad	Inzidenzwinkel
K	-	Verschiedene Korrelations- bzw. Kalibrierungsparameter
K_L	-	Proportionalitätsfaktor zw. turb. Längenmaß & Nachlaufbreite
K_U	-	Proportionalitätsfaktor zw. turb. & mittl. Geschwindigkeitsprofil
k	-	Streuungsindex $\in \mathbb{Z}$
k	-	Anzahl der diskreten Messpunkte in einer Schaufelpassage
k	m^2/s^2	Turbulente kinetische Energie
l	m	Abstand bzw. Ausbreitungsstrecke
ℓ	m	Turbulente Korrelationslänge
M	-	Strömungs-Machzahl
m	-	Azimutale Modenordnung
m	m	Strömungsrichtung
$\dot{m}$	kg/s	Luftmassenstrom
N	1/min	Wellendrehzahl
n	-	Anzahl der Rotor-Umdrehungen
n	-	Radiale Modenordnung
P	$\text{kg} \times \text{m}^2/\text{s}^3$	Schalleistung
p	$\text{kg}/(\text{m} \times \text{s}^2)$	Luftdruck bzw. Schalldruck
q	m	Richtung der Rechenebene
q	$\text{kg}/(\text{m} \times \text{s}^2)$	Dynamischer Druck
R	m	Diskrete Radien im Kanal
$\mathcal{R}$	-	Akustischer Abstrahlfaktor
r	m	Radiale Position im Maschinen-Koordinatensystem
r_k	m	Krümmungsradius
Re	-	Reynoldszahl
$\mathcal{S}$	-	Schaufel-Antwort-Funktion
s	m	Sehnenlänge
s	$\text{J}/(\text{kg} \times \text{K})$	Spezifische Entropie
St	-	Strouhalzahl
T	K	Lufttemperatur
$\mathcal{T}$	-	Akustischer Transmissions-Koeffizient
t	m	Teilung
t	s	Zeit
u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit

V	m/s	Lokale Strömungsgeschwindigkeit mit Grundströmung V_∞
v	m/s	Lokale Strömungsgeschwindigkeit ohne Grundströmung V_∞
w	m/s	Strömungsgeschwindigkeit im Relativsystem
w_w	-	Dimensionslose Nachlaufbreite
x	m	Axiale Position im Maschinen-Koordinatensystem
y	m	Umfangsposition im Maschinen-Koordinatensystem
z	-	Normierte Strouhalzahl

Griechische Formelzeichen

α	rad	Strömungswinkel im Absolutsystem
α	-	Modaler Cut-On-Faktor
β	rad	Strömungswinkel im Relativsystem
Γ	m ² /s	Wirbelstärke
γ	rad	Staffelungswinkel oder Metallwinkel
δ	-	Akustischer Drall-Faktor
δ_1	m	Verdrängungsdicke der Grenzschicht
δ_2	m	Impulsverlustdicke der Grenzschicht
ζ	kg/(m × s ²)	Aerodynamische Anregung
η	-	Normierte Kanalhöhe
θ	rad	Umfangswinkel im Maschinen-Koordinatensystem
Λ	m	Turbulentes integrales Längenmaß
μ	-	Nebenstromverhältnis
ξ	-	Korrekturparameter für Fehlanströmung
Π	-	Fan-Druckverhältnis
ρ	kg/m ³	Luftichte
σ	kg/(m × s ²)	Akustischer Quellterm
σ	-	Standardabweichung
Φ_{uu}	m ² /s	1D Leistungsspektraldichte der turb. Geschwindigkeitsschwankungen
ϕ	rad	Winkel zwischen Rechenebene und Stromlinie
φ	-	Durchflusskennzahl
χ	rad	Profilwinkel
Ψ	-	Akustische Korrelationsfunktion entlang der Sehne
ω	1/s	Spezifische turbulente Dissipationsrate
ω	-	Druckverlustbeiwert

Hochgestellte und Tiefgestellte Indizes

$(\cdot)^*$	Bei optimaler Profilanströmung (minimale Verluste)
$\overline{(\cdot)}$	Mittelwert
$(\cdot)'$	Schwankungsanteil

$\widetilde{(\cdot)'^2}$	Varianz
$(\cdot)^\top$	Begrenzungs-Methode wurde auf den Außenbereich angewendet
$(\cdot)_\perp$	Begrenzungs-Methode wurde auf den Innenbereich angewendet
$(\cdot)_\infty$	Freie Strömung
$(\cdot)_\theta$	In Umfangsrichtung
$(\cdot)_1$	Vor dem Fan-Rotor
$(\cdot)_2$	Zwischen Fan-Rotor und -Stator
$(\cdot)_3$	Hinter dem Fan-Stator
$(\cdot)_I$	Primärkreislauf des Triebwerks bzw. Kernströmung
$(\cdot)_{II}$	Sekundärkreislauf des Triebwerks bzw. Nebenströmung
$(\cdot)_a$	Außen
$(\cdot)_{Ge}$	Am Gehäuse
$(\cdot)_{ges}$	Aufintegrierte Gesamtgröße
$(\cdot)_{Hk}$	An der Schaufelhinterkante
$(\cdot)_i$	Innen
$(\cdot)_{ink}$	Inkompressible Strömung
$(\cdot)_m$	In Strömungsrichtung
$(\cdot)_{max}$	Maximalwert
$(\cdot)_{Na}$	An der Nabe
$(\cdot)_r$	In radialer Richtung
$(\cdot)_R$	Auf den Rotor bezogen
$(\cdot)_{red}$	Reduzierte Größe
$(\cdot)_{ref}$	Referenzwert
$(\cdot)_{rel}$	Relative Größe
$(\cdot)_S$	Auf den Stator bezogen
$(\cdot)_t$	Auf Turbulenz bezogen
$(\cdot)_{tot}$	Totale Größen
$(\cdot)_{visk}$	Verluste durch viskose Effekte
$(\cdot)_{Vk}$	An der Schaufelvorderkante
$(\cdot)_w$	Auf den Nachlauf bezogen
$(\cdot)_x$	In axialer Richtung

Abkürzungen

ACARE Advisory Council for Aeronautics Research in Europe

ACAT1 AneCom AeroTest Rotor 1

ACDC Advanced Compressor Design Code

ANOPP Aircraft Noise Prediction Program

AP Anflug, engl. **A**pproach

ASPIRE Aerodynamic and Acoustic for High Bypass Ratio Turbofan Integration

BPF Blattfolgefrequenz, engl. **B**lade **P**assing **F**requency

CAD Rechnerunterstütztes Konstruieren, engl. **C**omputer **A**ided **D**esign

CB Überflug, engl. **C**ut**b**ack

CFD Numerische Strömungsdynamik, engl. **C**omputational **F**luid **D**ynamics

COVID-19 Coronavirus-Krankheit-2019, engl. **C**oronavirus **D**isease **2019**

CPU Hauptprozessor, engl. **C**entral **P**rocessing **U**nit

CRAFT Co-/Counter-Rotating **A**coustic **F**an **T**est **R**ig

CTA Constant **T**emperature **A**nemometry

DLR Deutsches Zentrum für **L**uft- und **R**aumfahrt

DP Auslegungspunkt, engl. **D**esign **P**oint

EPNL Effektiv wahrgenommener Lärmpegel, engl. **E**ffective **P**erceived **N**oise **L**evel

EU Europäische **U**nion

FFT Schnelle Fourier-Transformation, engl. **F**ast **F**ourier **T**ransform

ICAO Internationale Zivilluftfahrtorganisation, engl. **I**nternational **C**ivil **A**viation **O**rganiza-
tion

ICD Inflow **C**ontrol **D**evice

IGV Eintrittsleitrad, engl. **I**nlet **G**uide **V**ane

ISA Internationale **S**tandardatmosphäre

LES Large-Eddy **S**imulation

LG Long **G**ap

LN Low **N**oise

NASA National **A**eronautics and **S**pace **A**dministration

OGV Austrittsleitrad, engl. **O**utlet **G**uide **V**ane

PLA Phase-Locked **A**veraging

RANS Reynolds-gemittelte Navier-Stokes, engl. **R**eynolds-averaged **N**avier-**S**tokes

RSI Rotor-Stator **I**nteraktion

SCM Stromlinienkrümmungsverfahren, engl. **S**treamline **C**urvature **M**ethod

SDT Source **D**iagnostic **T**est

Nomenklatur

SG Short Gap

SL Seitenlinie, engl. **Sideline**

SLS Sea-Level-Static

SST Shear Stress Transport

T2P TRACE-to-PropNoise

TKE Turbulente kinetische Energie, engl. **Turbulent Kinetic Energy**

TLS Turbulentes integrales Längenmaß, engl. **Turbulent integral Length Scale**

TRACE Turbomachinery **R**esearch **A**erodynamic **C**omputational **E**nvironment

UAM Urban Air Mobility

UFFA Universal Fan Facility for Acoustic

UHBR Ultra-High Bypass Ratio

1 | Einleitung

Eine der größten Herausforderungen, wenn nicht sogar *die* größte Herausforderung, des 21. Jahrhunderts, besteht im Umgang mit dem schädlichen Einfluss des Menschen auf die Umwelt und dem daraus resultierenden Wandel des globalen Klimas. Diese Erkenntnis erfährt hierzulande eine immer breitere Zustimmung, was zuletzt zu einem gesellschaftlichen und politischen Umdenken bei den Themen Nachhaltigkeit, Umweltschutz und Klimawandel geführt hat.

Der Flugverkehr erfuhr hingegen in den letzten Jahrzehnten durch die immer weiter fortschreitende Globalisierung und den modernen Lebensstil des Menschen ein fast ungebrochenes Wachstum, das allerdings in dem Zeitraum nach den Terroranschlägen des 11. September 2001 einen starken Einschnitt erlebte. Zuletzt wurde das Wachstum außerdem kurzzeitig durch die Auswirkungen der COVID-19 Pandemie gedämpft. Zuvor war der Verkehr in der EU um jährlich zirka 3% gewachsen (Eurocontrol, 2018), bevor er dann im April 2020 zeitweise um etwa 90% im Vergleich zum Vorjahr eingebrochen war (Eurocontrol, 2021). Mittlerweile steigt die Anzahl der Flugbewegungen aber wieder an. Damit einher gehen unter anderem erhöhte Umweltbelastungen, die beispielsweise durch den Schadstoffausstoß der Triebwerke verursacht werden. Neben den Schadstoffen ist aber auch der Lärm ein wichtiger Umwelt-Aspekt bei Flugzeugen. Die sozialen, gesundheitlichen und wirtschaftlichen Ansprüche der verschiedenen Akteure in der Luftfahrt führen beim Thema Fluglärm zu sehr kontroversen Diskussionen. Insbesondere in Flughafennähe zeigen sich die Auswirkungen der Lärmemission von Flugzeugtriebwerken, da bei Start und Landung die Flughöhen sehr niedrig und besonders beim Start die Schubanforderungen sehr hoch sind. Es ist wissenschaftlich belegt, dass Fluglärm negative Auswirkungen auf die physiologische und psychologische Verfassung von Tieren und Menschen haben kann, wodurch sich unter bestimmten Umständen auch Krankheiten entwickeln können (Penzel et al., 2018). Die Auswirkungen der Fluglärmexposition hängen vor allem von den Lautstärkepegeln und der Häufigkeit der eintretenden Schallereignisse ab sowie von den Eigenschaften des Geräusches, der Tageszeit bei Auftreten des Lärms und der persönlichen Einstellung und Verfassung der Betroffenen.

Die Internationale Zivilluftfahrtorganisation, engl. **I**nternational **C**ivil **A**viation **O**rganization (ICAO) regelt in ihrem Chicagoer Abkommen im Anhang 16 (Umweltschutz), Band I (Flugzeuglärm) (ICAO, 2017) die gültigen Richtlinien für Lärmzertifizierungen von Flugzeugen, was auch in deutsches (Heuss, 1956) und europäisches (EASA, 2003) Recht überführt wurde. Im Teil II (Lärmzertifizierung von Flugzeugen), Kapitel 14 ist unter anderem geregelt, dass Flugzeuge für eine erfolgreiche Zertifizierung bestimmte Lärmpegel in vordefinierten Flugzuständen nicht überschreiten dürfen. Seit dem Jahr 2018 gelten die aktuellen Grenzwerte,

die in der achten Edition des Dokuments veröffentlicht wurden. Die in diesem Dokument angewendete Lärmmetrik ist der über drei Flugzustände kumulierte, effektiv wahrgenommene Lärmpegel, engl. **E**ffective **P**erceived **N**oise **L**evel (EPNL). Der Grenzwert dafür wurde im Vergleich zu den noch vor 2018 zugelassenen Flugzeugen in Summe um 7 dB reduziert. Die für die Zertifizierung herangezogenen Flugzustände sind folgendermaßen definiert:

Anflug-Messpunkt, engl. Approach Für diesen Zertifizierungspunkt befindet sich das Flugzeug in der Anflug-Konfiguration 2000 m vor dem Beginn der Landebahn. Wird von einem Gleitwinkel von 3° und einem Aufsetzen 300 m hinter der Landebahn-Schwelle ausgegangen, lässt sich eine Flughöhe von ungefähr 120 m berechnen. Dieser Betriebspunkt zeichnet sich in der Regel durch niedrige Triebwerks-Drehzahlen aus. Zusätzlich nimmt die Relevanz des Schalls verursacht durch die Flugzeugzellen-Umströmung zu, da dann die Landeklappen und das Fahrwerk ausgefahren sind.

Überflug-Messpunkt (Start), engl. Flyover, Cutback (Take-Off) Der Zertifizierungspunkt befindet sich 6,5 km hinter dem Punkt, wo die Pilotin oder der Pilot die Bremsen gelöst hat. Das Flugzeug überfliegt dann je nach Steigvermögen und Anzahl der Triebwerke den Messpunkt in unterschiedlichen Flughöhen. Der Startschub ist zu diesem Zeitpunkt in der Regel schon reduziert worden. Daher kommt auch die englische Bezeichnung „Cutback“.

Seitliche Messpunkte (Start), engl. Sideline, Lateral (Take-Off) Für diesen Zertifizierungspunkt werden eine Reihe von Mikrofonen 450 m seitlich zur Mittellinie der Startbahn platziert. Mit dem Flugzeug wird ein Startlauf mit vollem Schub durchgeführt und die Schallpegel werden durchgängig aufgenommen. Es wird anschließend der Punkt ausgewertet, bei dem die höchsten Lärmpegel aufgezeichnet wurden.

Die entsprechenden Betriebspunkte werden, zusammen mit dem Auslegungspunkt, im Rahmen dieser Arbeit untersucht, da sie eine wichtige Rolle für die akustische Bewertung des Triebwerks spielen. Nachfolgend werden die Betriebspunkte ausschließlich mit AP (Anflug, engl. **A**pproach), CB (Überflug, engl. **C**utback), SL (Seitenlinie, engl. **S**ideline) sowie DP (Auslegungspunkt, engl. **D**esign **P**oint) abgekürzt.

Auch die Europäische Kommission skizziert in ihrer strategischen Forschungsagenda ACARE (**A**dvisory **C**ouncil for **A**eronautics **R**esearch in **E**urope) Flightpath 2050 (European Commission, 2011) eine Vision für die zukünftigen Entwicklungen in der Luftfahrt im Bezug auf die Umweltauswirkungen von Flugzeugen. Darin wurde unter anderem festgelegt, dass sich bis zum Jahr 2050 die wahrgenommenen Lärmemissionen von in der Luft befindlichen Flugzeugen im Vergleich zum Jahr 2000 um 65% verringert haben sollen. Im Jahr 2015 ermittelte eine Arbeitsgruppe eine damalige Reduktion des effektiv wahrgenommenen Lärmpegels um 37% (ACARE, 2017), wobei zu diesem Zeitpunkt noch eine Reduktion um 50% und eine Vermeidung von Lärmbelästigung außerhalb von Flughäfen bis 2020 angestrebt waren (European Commission, 2001). Dieses Beispiel zeigt, dass nach wie vor große Anstrengungen notwendig sind, um die Fluglärm-Exposition für Betroffene nennenswert zu verringern. Die angestrebten Zielwerte orientieren sich dabei nicht an einem Flottendurchschnitt oder an Flughäfen

gemessenen Lärmpegeln, sondern dem bis zum Zieljahr erreichten Technologiefortschritt. Zaporozhets, Isaienکو und Synylo (2021) gehen davon aus, dass die Lärmbelästigung an den größten Flughäfen durch eine konsequente Flottenerneuerung bis 2030 konstant gehalten werden könne und trotz steigender Flugzahlen nicht mehr weiter zunähme.

Eine der Leitlinien, die die ICAO mit höchster Priorität festgelegt hat, besteht in der Lärmreduzierung an der Quelle, also am Flugzeug beziehungsweise Flugzeugtriebwerk selbst. Diesem Ziel hat sich auch die Abteilung für Triebwerksakustik des Instituts für Antriebstechnik im Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) verschrieben. Auch diese Arbeit soll mithilfe von computergestützten Verfahren einen Beitrag dazu leisten, den Triebwerkslärm bereits im Vorauslegungsprozess zu reduzieren.

1.1 Priorisierung von Schallquellen am Flugzeug und im Triebwerk

In dieser Arbeit wird der Fokus bezüglich der Lärminderung auf den Niederdruck-Propulsor von modernen Flugzeugtriebwerken, der sogenannten Turbofan-Stufe, gelegt. Die Untersuchungen werden beispielhaft anhand jener Schallquelle durchgeführt, die durch die Interaktion des Fan-Rotor-Nachlaufs mit einer stromab gelegenen Stator-Reihe hervorgerufen wird. Zunächst soll aber eine möglichst umfangreiche Auflistung verschiedener Schallquellen am Flugzeug stattfinden, um eine priorisierte Einordnung der Quellen zu ermöglichen.

Schallquellen am Flugzeug können sehr vielfältige Ursachen haben. Abbildung 1.1 zeigt ein hierarchisches Strukturdiagramm der verschiedenen Komponenten an einem konventionellen Flugzeug, die Lärm verursachen können. Dieses Diagramm erhebt keinen Anspruch auf Vollständigkeit und soll lediglich einen Überblick über die wichtigsten Lärmquellen liefern. Aeroakustische Quellen, die durch die Umströmung der Flugzeugzelle entstehen, treten unter anderem an den ausgefahrenen Fahrwerken, an den Flügelklappen, an der Tragflügelhinterkante, am Rumpf sowie am Leitwerk auf. Die Interaktion der Strömung mit den verschiedenen Flugzeugkomponenten tritt insbesondere beim Anflug in den Vordergrund, da hierbei die zur Landung benötigten Hochauftriebshilfen und das Fahrwerk ausgefahren sind.

Weitere wichtige aeroakustische Quellen sind an und im Triebwerk zu finden. In den frühen Jahren der Flugzeughistorie zeichneten sich die sogenannten Turbojet-Triebwerke noch durch sehr hohe Austrittsgeschwindigkeiten aus. Die Mischung des heißen, schnellen Abgasstrahls mit der kalten, langsamen Umgebungsluft stellte somit viele Jahre die dominanteste Schallquelle dar.

Mit der Erfindung und Weiterentwicklung des Turbofan-Triebwerks trat allerdings der durch die Fanstufe verursachte Lärm in den Vordergrund. Dies hängt einerseits mit der Verringerung der Temperatur und der Austrittsgeschwindigkeit in der Düse zusammen (sowohl in der Kernströmung als auch insbesondere in der Nebenströmung, vgl. Bräunling (2015, S. 1499)), wodurch sich der Strahlärm insgesamt verringerte. Andererseits vergrößerte sich über die Jahre das Nebenstromverhältnis in Erwartung von Effizienzsteigerungen immer weiter, wodurch auch der Fan-Radius immer größere Dimensionen annahm, da sich die Dimensionen des Kerntriebwerks nicht beliebig verkleinern lassen. Die Fanstufe wurde somit akustisch immer

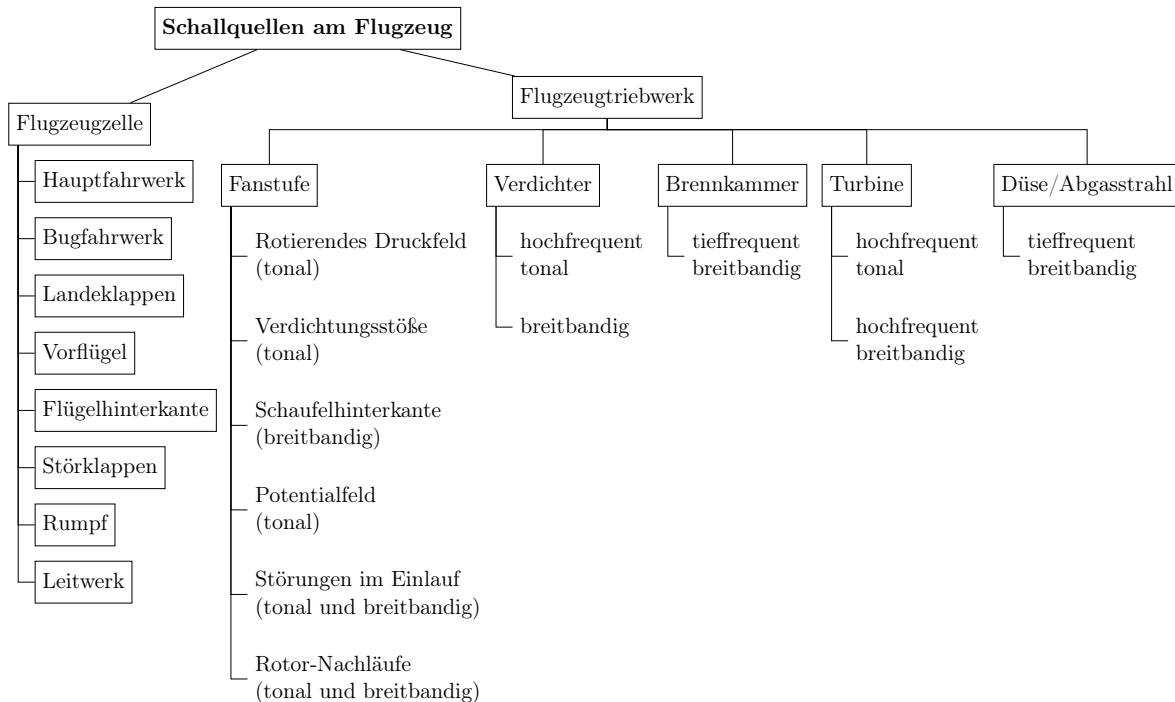


Abbildung 1.1: Klassifizierung von Schallquellen an einem konventionellen Flugzeug.

relevanter. Der Fan ist in der Regel auch im Vergleich zu anderen Triebwerkskomponenten wie Verdichter, Brennkammer und Turbine die lauteste Schallquelle, weil er den Großteil des Schubs erzeugt. Durch seine Position im Kanal wird er außerdem nicht von anderen Komponenten abgeschattet und so kann der Fan sowohl nach vorne als auch nach hinten Lärm abstrahlen. Zusätzlich treten die akustischen Phänomene am Fan größtenteils in einem ungünstigen, hörbaren Frequenzbereich auf.

In Abbildung 1.2 sind Daten aus einer Studie der NASA (National Aeronautics and Space Administration) von Guo et al. (2019) zu sehen, in der mittelfristige (weiße Balken) und langfristige Möglichkeiten (graue Balken) zur Lärmreduzierung beispielhaft an einem modernen Flugzeugkonzept untersucht wurden. Dafür wurden die Potentiale verschiedener Technologien bewertet und bei den Lärmzertifizierungspunkten ausgewertet. Hierbei fällt zum einen auf, dass bei allen drei Betriebspunkten der Triebwerksfan von allen verglichenen Komponenten die Schallquelle mit den höchsten EPNL-Werten darstellt. Zum anderen sieht die Studie aktuell relativ geringe Lärminderungspotentiale für langfristige Entwicklungen an zukünftigen Fanstufen. Die Autoren kommen zu dem Schluss, dass sich zukünftige Studien vorrangig und langfristig mit der akustischen Optimierung von Fanstufen beschäftigen sollten.

Ein weiterer Grund dafür, dass Fanakustik auch zukünftig eine wichtige Rolle spielen wird, sind neben der Weiterentwicklung und Vergrößerung von konventionellen Turbofan-Triebwerken auch die Einführung von neuen elektrischen und hybrid-elektrischen Antriebskonzepten für zunächst kleinere Fluggeräte. Dadurch fällt die klassische Gasturbine als Lärmquelle weg. Der Vortrieb wird aber weiterhin von offenen Propellern oder ummantelten Fanstufen sichergestellt. In einigen Fällen werden batteriebetriebene Fluggeräte sogar mit sehr vielen über den Tragflügel verteilten Fanstufen konzipiert. Diese Kleinflugzeuge, die in der Regel relativ geringe Reichweiten aufweisen, werden dann voraussichtlich direkt in stark besiedelten Gegenden vorzufinden sein.

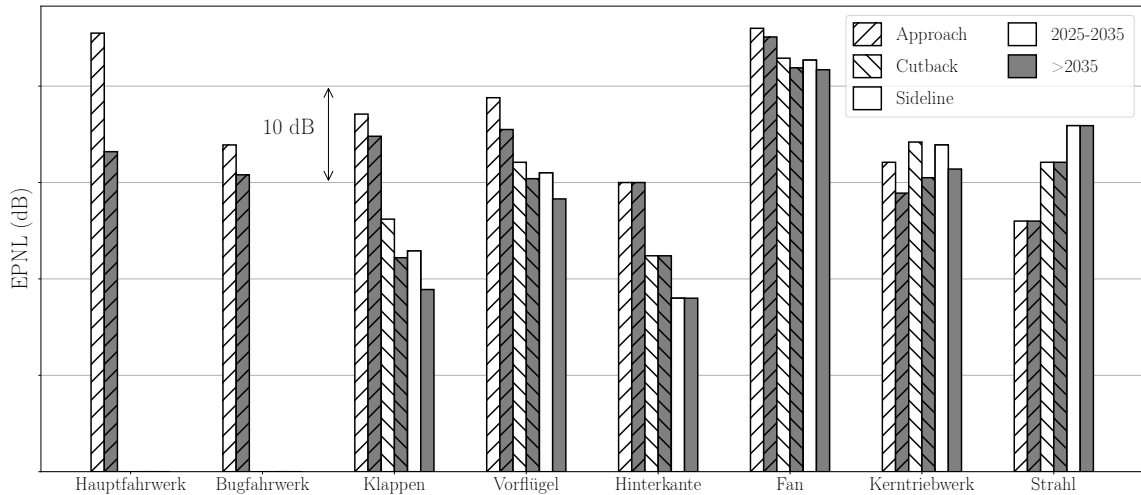


Abbildung 1.2: Abschätzung verschiedener Schallquellen am Flugzeug in naher (2025 bis 2035) und ferner Zukunft (nach 2035) für die drei Zertifizierungspunkte (Guo et al., 2019).

Rizzi et al. (2020) sehen deshalb neben den Chancen, die solche sogenannten **Urban Air Mobility (UAM)**-Konzepte mit sich bringen, auch einen dringenden Bedarf, die akustischen Herausforderungen zu adressieren. Schade et al. (2022) beschreiben unter anderem mögliche Ansätze zur Reduzierung des Lärms von UAM-Antrieben.

Abbildung 1.1 listet zusätzlich eine tiefergehende Untergliederung der Schallquellen für die Fanstufe auf. Übliche Klassifizierungen der Schallquellen orientieren sich entweder an den charakteristischen Frequenzen im Spektrum (Tonal- und Breitbandlärm) oder an den Entstehungsmechanismen (Eigen- und Interaktionslärm). Töne bezeichnen hierbei Schallereignisse, die bei diskreten Frequenzen im Schallspektrum auftreten und Phasenstabilität im Bezug auf einen Referenzzeitpunkt aufweisen. In einem typischen Frequenzspektrum einer Fanstufe überlagern sich diese Töne in der Regel mit einem breitbandigem Rauschen, welches sich durch ein breites Band an Frequenzen auszeichnet.

Nachfolgend werden die Schallquellen an einer Fanstufe aus Abb. 1.1 genauer beschrieben. Zu jeder Schallquelle werden zudem technologisch mögliche Gegenmaßnahmen aufgezeigt, wodurch die aktuelle Relevanz dieser Schallquelle eingeordnet werden kann. Somit soll motiviert werden, warum es gerade für die in dieser Arbeit untersuchte **Rotor-Stator Interaktion (RSI)** in der Fanstufe besonderer Aufmerksamkeit für zukünftige Entwicklungen in der Luftfahrt bedarf.

Schaufel-Eigenlärmquellen

Die Eigenlärmquellen entstehen durch die reine Umströmung der Fan-Schaufeln.

- Durch die reine subsonische Umströmung einer Triebwerksschaufel entsteht ein charakteristisches Druckfeld. Dieses stationäre Druckfeld ist zunächst nicht als Schallquelle wahrnehmbar. Ein Laufgitter erzeugt allerdings ein mit den Schaufeln **rotierendes Druckfeld**, das als ruhender Beobachter durch die periodischen Druckschwankungen als **tonale** Schallquelle wahrnehmbar ist. Die Druckfelder können dabei durch die Volumenverdrängung, die Auftriebsverteilung, die Widerstandsverteilung sowie durch die

Geschwindigkeitsgradienten der Schaufeln entstehen. Die Frequenzen der Töne lassen sich über die sogenannte Blattfolgefrequenz, engl. **Blade P**assing **F**requency (BPF) berechnen. Dafür wird die Drehfrequenz des Rotors f_R mit der Blattzahl des Rotors B_R multipliziert und höher Harmonische mit dem Index $h \in \mathbb{N}$ gebildet: $f_{\text{BPF}} = h \cdot B_R \cdot f_R$.

Mögliche Gegenmaßnahmen: In subsonischen, rotierenden Fanstufen ist die Ausbreitungsfähigkeit dieser Schallquellen reduziert (Morfey und Fisher, 1970). Wie bei allen in diesem Kapitel genannten tonalen Schallquellen lassen sich diskrete Frequenzen mit einer lärmabsorbierenden akustischen Auskleidung der Strömungskanäle dämpfen. Durch dissipative Dämpfung (Helmholtz-Resonator) oder reaktive Auslöschung ($\lambda/4$ -Resonator) werden die an den Kanalwänden reflektierten Schallwellen abgeschwächt. Ein ausgeklügeltes Design der Resonatoren und eine Aneinanderreihung vieler Resonatoren kann Tonallärm mithilfe dieser Absorptionsmaterialien, sogenannte akustische Liner, deutlich reduzieren.

- Lärm, der durch am Rotor auftretende **Verdichtungsstöße** verursacht wird, ist eine spezielle **tonale** Schallquelle der zuvor genannten Eigenlärmquelle. Die Quelle wird auch als Kreissägenlärm (engl. Buzz-Saw Noise) bezeichnet. Sie entstehen, wenn der Fan im Relativsystem mit Geschwindigkeiten über der Schallgeschwindigkeit angeströmt wird. Durch die größer werdenden Fan-Durchmesser moderner Triebwerke ist diese Schallquelle zunehmend zu einer ernstzunehmenden Herausforderung geworden. Insbesondere bei hohen Drehzahlen treten vor allem im Außenbereich des Fans sehr hohe Relativegeschwindigkeiten auf, die durch die Verzögerung am Fan mit einem Verdichtungsstoß wieder auf Strömungsgeschwindigkeiten geringer als die Schallgeschwindigkeit gebracht werden. In der Realität weisen Fanschaufeln kleine Unterschiede in ihrer Geometrie und den Anstellwinkeln auf. Dies führt dazu, dass sich die Drucksignale der einzelnen Stöße benachbarter Schaufeln teilweise miteinander vereinen und somit im Fernfeld kein einheitliches Druckfeld ankommt. Daher erzeugt der Kreissägenlärm nicht nur Töne bei den BPFs, sondern bei jedem Vielfachen der Drehfrequenz des Rotors $f = h \cdot f_R$. Die Schallquelle breitet sich ausschließlich entgegen der Strömungsrichtung zum Triebwerkseinlass hin aus.

Mögliche Gegenmaßnahmen: Diese Schallquelle lässt sich am effektivsten mit niedrigen Fan-Drehzahlen vermeiden. Diese können unter anderem durch den Einsatz eines Getriebes erreicht werden. Aufgrund der Übersetzung im Getriebe lässt sich der Fan auf einer von der Niederdruck-Welle entkoppelten Drehzahl betreiben. Außerdem verliert diese Schallquelle in größeren Flughöhen mit niedriger werdendem Umgebungsdruck und sinkenden Drehzahlen an Relevanz und ist somit vor allem nur beim Start deutlich zu hören.

- Die Strömung auf den Schaufelprofilen einer Fanstufe bilden durch viskose Effekte eine Grenzschicht aus, die in der Regel spätestens ab einem bestimmten Transitionspunkt in eine turbulente Strömung umschlägt. An der **Schaufelhinterkante** interagieren die turbulenten Wirbel mit der schmalen Hinterkante. Bei zu hohen Anströmwinkeln löst die Strömung sogar teilweise ab, was die aerodynamischen Anregungen weiter

verstärkt. Dadurch entsteht ein **breitbandiges** Schallsignal. Im Gegensatz zu den bisher beschriebenen Eigenlärmquellen tritt der Hinterkantenlärm auch an nicht-rotierenden Schaufelreihen auf.

Mögliche Gegenmaßnahmen: Die Schallabstrahlung dieser Lärmquelle kann durch die Anpassung der Oberflächenbeschaffenheit und geometrische Veränderungen der Schaufelhinterkante reduziert werden. Es existieren verschiedene Ansätze für solche Konzepte (Herr, 2013). Hierbei besteht die Herausforderung darin, den aerodynamischen Wirkungsgrad der Schaufeln nicht zu verringern.

Schaufel-Interaktionslärmquellen

Die Interaktionslärmquellen entstehen durch Strömungsstörungen, die durch stromauf oder stromab gelegene Komponenten verursacht werden.

- Die eingangs erwähnten Druckfelder existieren auch in reibungsfreien Potentialströmungen und werden daher auch als **Potentialfelder** bezeichnet. Diese breiten sich nicht nur bis zum stehenden Beobachter aus, sondern interagieren auch mit benachbarten Schaufelreihen. Durch die Relativbewegung von Rotor- und Stator-Reihen und durch die Ausbreitung sowohl in als auch gegen die Strömungsrichtung kommt es zu einer gegenseitigen Interaktion der beiden Schaufelreihen. Die periodischen Druckstörungen an den Schaufeln erzeugen dabei eine **tonale** Schallquelle. Die Frequenzen lassen sich wieder durch die Berechnung der BPFs bestimmen. Räumlich kann das Druckfeld durch die Azimutale Modenordnung m nach Tyler und Sofrin (1962) mit dem Streuungsindex $k \in \mathbb{Z}$ und der Blattzahl des Stators B_S beschrieben werden: $m = h \cdot B_R + k \cdot B_S$.

Mögliche Gegenmaßnahmen: Eine Methode, um gezielte Frequenzen einer tonalen Interaktions-Schallquelle zu reduzieren, besteht in der geschickten Kombination der Blattzahl des Rotors B_R und der Blattzahl des Stators B_S . Hierdurch lassen sich Modenordnungen anregen, die im Betrieb des Fans nicht mehr ausbreitungsfähig sind und somit örtlich an den Schallquellort gebundene Druckschwankungen darstellen. Das kritische Schaufelzahlverhältnis lässt sich laut Bräunling (2015) empirisch bestimmen mit der Umfangsgeschwindigkeit u des Rotors: $B_S/B_R = 1,1 \cdot (1 + u/a) \cdot h$. Diese Vorgehensweise wird als sogenanntes „Cut-Off-Design“ bezeichnet. Daraus ergibt sich in der Regel eine oft mehr als doppelt so hohe Schaufelzahl am Stator als am Rotor.

- **Störungen im Einlauf** des Triebwerks sorgen für sowohl **tonale** als auch **breitbandige** Schallereignisse am Fan. Die Töne werden durch stationäre Störungen in der Zuströmung und die dadurch periodische Anregung des Rotors hervorgerufen. Die Störungen können durch Einbauten und Ungleichmäßigkeiten im Einlauf entstehen. Beispielsweise erzeugen große Anstellwinkel oder Einlaufgeometrien, die nicht rotationssymmetrisch sind, inhomogene Strömungsfelder. Aber auch die einseitige Einsaugung von Grenzschichten bei beispielsweise im Rumpf integrierten Triebwerken sorgt für eine Interaktion des Rotors mit einer inhomogenen Zuströmung und somit für Tonallärm. Zusätzlich wird atmosphärische Turbulenz in das Triebwerk eingesaugt und teilweise durch die genannten Störungen im Einlauf weiter verstärkt. Die dadurch entstehenden stochastischen Druckschwankungen

in der Zuströmung sorgen ebenfalls für eine aerodynamische Anregung der Schaufeln und finden sich dann als breitbandiges Rauschen im Frequenzspektrum wieder.

Mögliche Gegenmaßnahmen: Um diese Schallquelle reduzieren zu können, sollten Störungen und Asymmetrien in der Zuströmung des Fans möglichst vermieden werden. Nichtsdestotrotz gibt es Studien und Konzepte zu stark integrierten Triebwerken, die durch die Grenzschichteinsaugung zu einer aerodynamischen Verbesserung des Vortriebswirkungsgrads führen können. Eine ausführliche Beschreibung dieser Mechanismen sowie die Modellierung und Bewertung des dadurch entstehenden Grenzschicht-Rotor-Interaktionsschalls sind in Staggar (2021) zu finden.

- In dem Absatz zum Hinterkantenlärm wurde bereits beschrieben, dass sich auf einer Schaufeloberfläche wegen Reibungseffekten Grenzschichten ausbilden. Diese Grenzschichten entstehen auf der Druck- und Saugseite und vereinen sich an der Schaufelhinterkante, wo sie die sogenannten **Rotor-Nachläufe** bilden. Diese breiten sich in dem Kanalsegment hinter dem Rotor weiter aus, wo sie als Geschwindigkeitsdefizite in der Strömung messbar sind. Sobald diese Nachläufe auf die nachfolgende Stator-Reihe treffen, erzeugen sie, ähnlich wie bei den Einlaufstörungen, **tonalen** und **breitbandigen** Lärm. Es kommt dabei zu Schwankungen in der Anströmung der Stator-Schaufeln, sowohl im Bezug auf die Richtung als auch auf den Betrag, was wiederum Einfluss auf die Druckverteilungen und die Schaufelkräfte hat. Die diskreten Töne kommen durch die Periodizität der rotierenden Geschwindigkeitsdefizite zustande. Die Frequenzen und Moden lassen sich wieder über die Blattfolgefrequenzen und die Tyler-Sofrin-Moden bestimmen, wenn identische und äquidistante Schaufeln angenommen werden. Das breitbandige Signal wird durch die turbulenten Geschwindigkeitsschwankungen in den Nachläufen erzeugt. Die Mechanismen und Modellierung dieser Schallquelle werden genauer in Kapitel 3 beschrieben.

Mögliche Gegenmaßnahmen: Einige der bisher genannten Maßnahmen zur Reduzierung von Tonallärm (Liner und Cut-Off-Design) lassen sich auch auf die tonale Komponente dieser Schallquelle anwenden. Durch eine Pfeilung und Neigung der Fan-Schaufeln können außerdem die radialen Interferenzeffekte abgeschwächt werden. Eine weitere effektive Maßnahme besteht in der Vergrößerung des axialen Abstandes zwischen den Rotor- und Stator-Schaufelreihen. Diese Maßnahme macht sich die Eigenschaft der Nachläufe zu eigen, dass sie während ihrer Ausbreitung breiter und flacher werden. Nach einer gewissen Lauflänge mischen sie sich daher mit der Hauptströmung aus und werden in ihrer Anregung immer schwächer. Diese Methode lässt sich allerdings nur bedingt anwenden, da dies den Bauraum und somit das Gewicht des Triebwerks vergrößert. Der Trend ging daher in den letzten Jahren eher in Richtung kompakter und leichter Triebwerke, was einen gegensätzlichen akustischen Effekt für diese Schallquelle bedeutete. Autoren verschiedener Studien kommen aufgrund dessen zu dem Schluss, dass insbesondere die breitbandige Schallquelle, welche durch die Nachlauf-Interaktion verursacht wird, sehr relevant für aktuelle und zukünftige Triebwerke ist (S. Moreau und Roger, 2023; S. Moreau, 2019; Peake und Parry, 2012; Nallasamy und Envia, 2005).

In diesem Abschnitt wurden verschiedene Schallquellen aufgelistet; zunächst am gesamten Flugzeug, dann am Triebwerk und schlussendlich im Detail an der Fanstufe. Durch die Erwähnung von verschiedenen Designmöglichkeiten als Gegenmaßnahme für jede Schallquelle wurde verdeutlicht, dass für viele Quellen bereits mehr oder weniger ausgereifte Techniken zur Verfügung stehen, um den Schallpegel zu reduzieren. Wegen des Trends hin zu kompakteren Bauweisen entsteht allerdings eine größer werdende Herausforderung in der Lärminderung der Nachlauf-Interaktion. Die Untersuchungen in dieser Arbeit werden aus diesem Grund vorrangig für die breitbandige RSI-Schallquelle durchgeführt.

1.2 Herausforderungen bei der akustischen Bewertung von Triebwerkfans während des Vorentwurfs

Die Vorentwurfsphase eines Triebwerks ist geprägt durch kurze Entwicklungs- und Optimierungszyklen und die Abstimmung zwischen den jeweiligen Fachdisziplinen eines Triebwerksherstellers oder einer Forschungseinrichtung. Das Ziel besteht darin, möglichst schnell zu einer auskonvergierten Lösung zu gelangen, die die zu erwartenden Produktions- und Betriebskosten des Triebwerks möglichst gering hält. Am Anfang steht zunächst die zu liefernde Schubkraft des Triebwerks als Randbedingung fest. Basierend darauf werden aus der Kreisprozessrechnung des Gesamtsystems genauere Anforderungen an die einzelnen Triebwerkskomponenten abgeleitet. Für die Fanstufe kann somit im Anschluss die Kanalkontur, die Schaufelbelastung sowie die Blattzahl für den Vorentwurf vorgegeben sein. Eine detaillierte Ausgestaltung der Schaufelgeometrie existiert in dieser Phase jedoch schlichtweg noch nicht.

Da die akustische Signatur eines Triebwerks ebenfalls durch die gesetzlichen Vorgaben und die zu entrichtenden Lärmentgelte einen wichtigen Kostenfaktor darstellt, sollte auch diese neben dem aerodynamischen Wirkungsgrad in die Gesamtbewertung mit einbezogen werden. Hierbei ist es ratsam, die akustische Bewertung möglichst frühzeitig in den multidisziplinären Entwicklungsprozess des Triebwerks mit einzubeziehen, um spätere Revisionen des Entwurfs und unnötige Entwicklungszyklen zu vermeiden. Diese Vorgehensweise kann somit die Entwicklungskosten eines Triebwerks deutlich reduzieren.

Bei der Triebwerkslärmvorhersage während der Vorentwurfsphase sehen sich Ingenieurinnen und Ingenieure jedoch regelmäßig mit verschiedenen Herausforderungen konfrontiert. Zum einen braucht es schnelle und robuste Softwaremethoden, um die bereits erwähnten kurzen Optimierungszyklen und aufwendigen Parameterstudien durchführen zu können. Um effektiv große Parameterräume erforschen zu können, sollten sich die Laufzeiten der Softwarewerkzeuge für eine Iteration im Sekundenbereich abspielen.

Es ist hingegen in diesem Entwicklungsstadium noch nicht notwendig, zu erwartende absolute Schallpegel exakt vorherzusagen. Diese sind erst in einem späteren Stadium, zum Beispiel für die Zertifizierung, vonnöten. Vielmehr sollten die eingesetzten Methoden korrekte Trends abbilden, die es ermöglichen, globale Optima im Bezug auf die Triebwerksakustik zu identifizieren. Dabei ist es oft hilfreich, ein gewisses Verständnis für die physikalischen Effekte zu generieren. Das heißt, es sollte für die Anwenderin oder den Anwender leicht möglich sein, Ergebnisse zu interpretieren und nachzuvollziehen. Nur dadurch ist es möglich, Unsicherheiten

im Vorentwurf richtig abschätzen und Modelle für die Extrapolation in Optimierungsstudien verallgemeinern zu können. Somit sind Methoden, die eher als „Black Box“ fungieren und wo Ergebnisse schwer nachzuvollziehen sind, weniger für den Vorentwurf geeignet.

Eine weitere Herausforderung besteht darin, dass, wie bereits einleitend erwähnt, zu Beginn des Triebwerkvorentwurfs nur wenige Daten beziehungsweise nur globale Spezifikationen für die einzelnen Komponenten verfügbar sind. Dies schließt bestimmte Verfahren bereits von vornherein aus. Sogenannte CFD (numerische Strömungsdynamik, engl. **C**omputational **F**luid **D**ynamics)-Verfahren (siehe Abschnitt 2.4) benötigen zum Beispiel als Eingabe für die Strömungssimulation eine dreidimensionale Geometrie der Fanstufe. In der Vorauslegung werden daher üblicherweise eher Verfahren eingesetzt, die entweder an einer repräsentativen radialen Strömungsebene eine Mittelschnittrechnung (siehe Abschnitt 2.2) oder an mehreren über den Radius verteilten Strömungsebenen eine Mehrschnittrechnung (siehe Abschnitt 2.3) durchführen.

Solche in der Vorauslegung weit verbreiteten Verfahren berechnen in der Meridionalebene die mittleren Strömungsgeschwindigkeiten und über Modelle werden auch Strömungsverluste abgeschätzt. Die Turbulenzen in der Strömung werden aber üblicherweise in dieser frühen Phase des Triebwerksentwurfs nicht vorhergesagt, um den Detailgrad und damit die Rechenzeit niedrig zu halten. Ebenfalls werden auch die Rotor-Nachläufe nicht bestimmt, da diese Verfahren keine Auflösung der Strömung in azimuthaler Richtung vorsehen. Im vorhergehenden Abschnitt 1.1 wurde jedoch dargelegt, dass die Rotor-Nachläufe und die darin enthaltene Turbulenz ursächlich für eine wichtige Schallquelle am Flugzeug sind. Somit ist die Bestimmung verschiedener Parameter, die die mittleren und turbulenten Nachläufe charakterisieren, eine wichtige Voraussetzung für die akustische Bewertung des Triebwerks.

Zusammenfassend lässt sich festhalten: Die aufgeführten Herausforderungen zeigen einen Bedarf nach einfachen, robusten und schnellen Methoden, um im Rahmen des Triebwerkvorentwurfs die akustische Bewertung effektiv durchführen zu können. Hierbei kommt es im Gegensatz zum Detailentwurf nicht darauf an, exakte Triebwerkslärmvorhersagen machen zu können. Es ist vielmehr essentiell, Tendenzen bei Parameterstudien richtig abzubilden. Darüber hinaus ist es vorteilhaft, wenn die Methoden eine physikalische Nachvollziehbarkeit aufweisen, um die Interpretation der Ergebnisse zu erleichtern.

1.3 Stand der Forschung

Nachfolgend sind dem Autor bekannte Möglichkeiten zur Abschätzung von Fanakustik im Rahmen des Triebwerkvorentwurfs aufgelistet. Diese berücksichtigen zum Teil die im vorhergehenden Abschnitt erwähnten Anforderungen.

1. In den frühen Jahren der Triebwerksauslegung wurden die ersten Entwürfe zunächst basierend auf Erfahrungswerten und aufwendig durchgeführten experimentellen Untersuchungen erstellt. Empirische Verfahren systematisieren diese Vorgehensweise, indem sie Physik-basierte Korrelationen verwenden, die zuvor durch Messdaten kalibriert wurden. Durch die theoretischen Modelle lassen sich im Vorentwurf somit Zeit und Kosten einsparen. Die NASA setzte in den 1970er Jahren ein aufwendiges Projekt namens ANOPP (**A**ircraft **N**oise **P**rediction **P**rogram) zur rechnergestützten Vorhersage von Flugzeuglärm

auf. Im Rahmen dieses Projekts entwickelte Heidmann (1979) semi-empirische Modelle zur Vorhersage von Fanakustik, welche später noch von Kontos, Janardan und Gliebe (1996) weiterentwickelt und neu kalibriert wurden. Envia et al. (2012) führten eine ausführliche Evaluation der im Zusammenhang mit dem ANOPP-Projekt erstellten Werkzeuge und deren Fähigkeiten durch. Um eine akustische Bewertung mit den semi-empirischen Verfahren durchführen zu können, sind lediglich globale Spezifikationen zur Leistung und Geometrie des Triebwerks notwendig. Der Nachteil dieser Verfahren besteht allerdings darin, dass die Modelle nur für den Anwendungsbereich zulässig sind, für den sie kalibriert wurden. Damit scheiden Studien zu neuartigen Konzepten von vornherein aus und es können keine Technologiesprünge mit diesen Verfahren vollzogen werden.

2. In der Abteilung für Triebwerksakustik des DLR wurde das analytische Verfahren PropNoise (**Propulsion Noise**) (A. Moreau, 2016) entwickelt, welches einen Fokus auf schnelle und robuste Modelle zur Fanlärm-Vorhersage im Frequenzbereich setzt. Die stationäre Aerodynamik und die Nachläufe werden an einer im Bezug auf die Fan-Leistung repräsentativen Stromlinie berechnet. Die Strömungsdaten werden im nächsten Schritt in radialer Richtung extrapoliert, um die aerodynamische Anregung an verschiedenen radialen Positionen zu ermöglichen. Alle in Abschnitt 1.1 beschriebenen Schallquellen sind getrennt voneinander modelliert und es lassen sich sowohl offene als auch ummantelte Fan-Konfigurationen berechnen. Der Mittelschnittansatz vernachlässigt starke radiale Variationen der Geometrie sowie komplexe Strömungseffekte in den Randbereichen und unterliegt daher naturgemäß gewissen Einschränkungen. Er ist aber in der Lage, gute qualitative Abschätzungen für das Strömungsfeld zu liefern. Aus diesen Gründen ist das Werkzeug sehr gut für das Fandesign im Vorentwurf geeignet. Eine genauere Beschreibung des Verfahrens und der Modelle ist in Kapitel 2 und 3 zu finden. Diese Arbeit baut sehr stark auf den in PropNoise implementierten Modellen auf und wertet diese anhand verschiedener Anwendungen aus. Eine Gegenüberstellung einer frühen Version von PropNoise und dem empirischen Modell aus dem vorhergehenden Absatz wurde durchgeführt (Meier zu Ummeln, 2012).
3. In einer Veröffentlichung beschreiben Joseph, Britchford und Loheac (2003) von der University of Southampton ein analytisches Modell zur Vorhersage des breitbandigen Schallleistungspegel-Spektrums, das durch die Interaktion der turbulenten Nachläufe eines Fan-Rotors mit dem Stator entsteht. Weiterhin wird ein einfaches Modell beschrieben, das empirische Korrelationen für die Rotor-Nachlaufparameter (Gliebe et al., 2000) und die Turbulenzcharakteristiken (Wynanski, Champagne und Marasli, 1986; Ganz et al., 1998; Gliebe et al., 2000) bereitstellt. Im letzten Abschnitt werden das Nachlaufmodell und das akustische Modell angewendet, indem die Strömungslösung an verschiedenen radialen Positionen durch das Mehrschnittverfahren PERCH von Boeing zur Verfügung gestellt wird. Die Vorgehensweise ähnelt damit der in dieser Arbeit vorgestellten Methode. Die Ergebnisse werden abschließend im Zusammenhang mit einigen Parameterstudien mit Mikrofon-Messdaten von Ganz et al. (1998) verglichen. Die Autoren der Veröffentlichung kommen zu dem Schluss, dass die Vorhersagen des Verfahrens die gemessenen Pegel um durchschnittlich 6 dB unterschätzen. Der spektrale

Verlauf wird allerdings zufriedenstellend wiedergegeben. Es ist dem Autor dieser Arbeit nicht bekannt, ob das Verfahren heute in der Industrie für den Triebwerkvorentwurf Anwendung findet.

4. An der University of Suwon wurde ein Verfahren namens FANDAS (**F**an **D**esign and **A**nalysis **S**ystem) entwickelt, welches die Strömungslösung eines implementierten Mehrschnittverfahrens mit einfachen Fanlärm-Modellen koppelt. (Lee und Kil, 2013, 2018, 2020; Lee, Kil und Yang, 2018) Das Werkzeug wird vorrangig zur aerodynamischen Auslegung und akustischen Bewertung von Turbofans für industrielle Anwendungen wie Klimaregelanlagen und Kraftfahrzeugbau eingesetzt. Das Mehrschnittverfahren basiert dabei auf einem Stromlinienkrümmungsverfahren, engl. **Streamline Curvature Method** (SCM) mit empirischen Korrelationen für die Strömungsumlenkung und die Druckverluste. Die berechneten radialen Verteilungen der mittleren Strömungsgeschwindigkeiten, Strömungswinkel und Druckverluste werden genutzt, um einige Tonallärm- und Breitbandlärmquellen der Fanstufe abzuschätzen. Für die Vorhersage des Tonallärms wird das rotierende Druckfeld herangezogen, welches durch die aerodynamischen Schaufelkräfte verursacht wird (nach Gutin, 1936, erweitert durch Wright, 1976). Des weiteren wird die tonale RSI-Schallquelle, hervorgerufen durch die Interaktion der Sekundärströmungen und Blattspitzenwirbel mit den Stator-Schaufeln, berücksichtigt. Die Schallabstrahlung des Breitbandlärms wird nach den semi-empirischen Modellen von Carolus, Schneider und Reese (2007) bestimmt. Hierfür wird zum einen die Interaktion der Einlaufturbulenz mit dem Rotor berücksichtigt. Und zum anderen sind die Fluktuationen durch die turbulente Grenzschicht auf den Schaufeloberflächen und ihre Interaktion mit der Hinterkante als Eigenlärmquelle empirisch modelliert. Zum aktuellen Zeitpunkt scheinen weder die tonalen noch die breitbandigen Anteile der Nachlauf-Interaktionsschallquelle implementiert zu sein. Die Autoren der Veröffentlichung bewerten die Leistungs-, Strömungs- und Akustikvorhersage der entwickelten Methode im Vergleich zu Messungen und CFD-Methoden als sehr akkurat. Bei kritischer Betrachtung der Ergebnisse fällt aber auf, dass auch dieses Verfahren die spektralen Verläufe zwar qualitativ gut abbilden. Quantitativ werden die Schalldruckpegel aber ebenfalls unterschätzt.

Weitere geeignete, eigenständige Methoden zur aeroakustischen Bewertung von Fanstufen im Rahmen des Vorentwurfs sind dem Autor dieser Arbeit nicht bekannt oder wurden nicht öffentlich zugänglich dokumentiert. Die zuvor vorgestellten Methoden weisen durch empirische Modellierungen und starke Vereinfachungen gewisse Einschränkungen in der Vorhersage der Fanakustik auf. Das Verfahren der NASA (1) lässt sich durch den stark empirischen Ansatz nur für konventionelle Triebwerke einsetzen. Das vorgestellte Mittelschnittverfahren des DLR (2) beschreibt die Strömung lediglich an einer Stromlinie und berücksichtigt die Strömung hin zu den Kanalwandbereichen durch eine einfache Extrapolation. Das Mehrschnittverfahren der University of Southampton (3) weist sehr große Ähnlichkeiten zu der in dieser Arbeit vorgestellten Methodik auf. Es ist allerdings auf die Berechnung der breitbandigen Schallquelle beschränkt, welche durch die Interaktion der turbulenten Rotor-Nachläufe mit dem Stator entsteht. Weitere Veröffentlichungen zu einer möglichen Erweiterung der Methodik und mit mehr Anwendungsbeispielen sind dem Autor nicht bekannt. Das Verfahren der University of

Suwon (4) beruht sehr stark auf empirischen Modellen, sowohl für die Aerodynamik als auch für die Akustik. Bisher scheint es noch keine Modellierung für die wichtige Nachlauf-Interaktion zwischen zwei Schaufelreihen zu geben.

Aus diesen Gründen soll in dieser Arbeit eine Schnittstelle vorgestellt werden, womit die Akustik für verschiedene Schallquellen analytisch berechnet und die Strömungslösung von einem Mehrschnittverfahren bezogen werden kann. Die gekoppelten Verfahren werden für einen breiten Anwendungsbereich untersucht und mit experimentellen und numerischen Daten verglichen.

1.4 Ziele und Aufbau der Arbeit

In den vorhergehenden Abschnitten wurde basierend auf der Priorisierung verschiedener Schallquellen am Flugzeug die Wichtigkeit aufgezeigt, die akustische Bewertung einer Triebwerks-Fanstufe möglichst frühzeitig in den Entwurf mit einzubeziehen. Daraus ergibt sich der dringende Bedarf nach geeigneten Methoden für den Triebwerkvorentwurf. Es wurden Anforderungen an diese Methoden gestellt, damit sie im Vorentwurf einsetzbar sind. Abschließend wurde dargelegt, dass bereits verschiedene Ansätze existieren, die sich zur frühen Vorhersage von Triebwerksfanlärm eignen. Aber es wurde auch gezeigt, dass nicht alle Ansätze die erwähnten Anforderungen gänzlich erfüllen. Daher soll in dieser Arbeit eine Methode vorgestellt und untersucht werden, die es ermöglicht, die Akustik einer Fanstufe möglichst schnell und robust vorherzusagen. Diese Methode soll perspektivisch den Entwurfsprozess mithilfe von akustischen Optimierungen und Parameterstudien unterstützen.

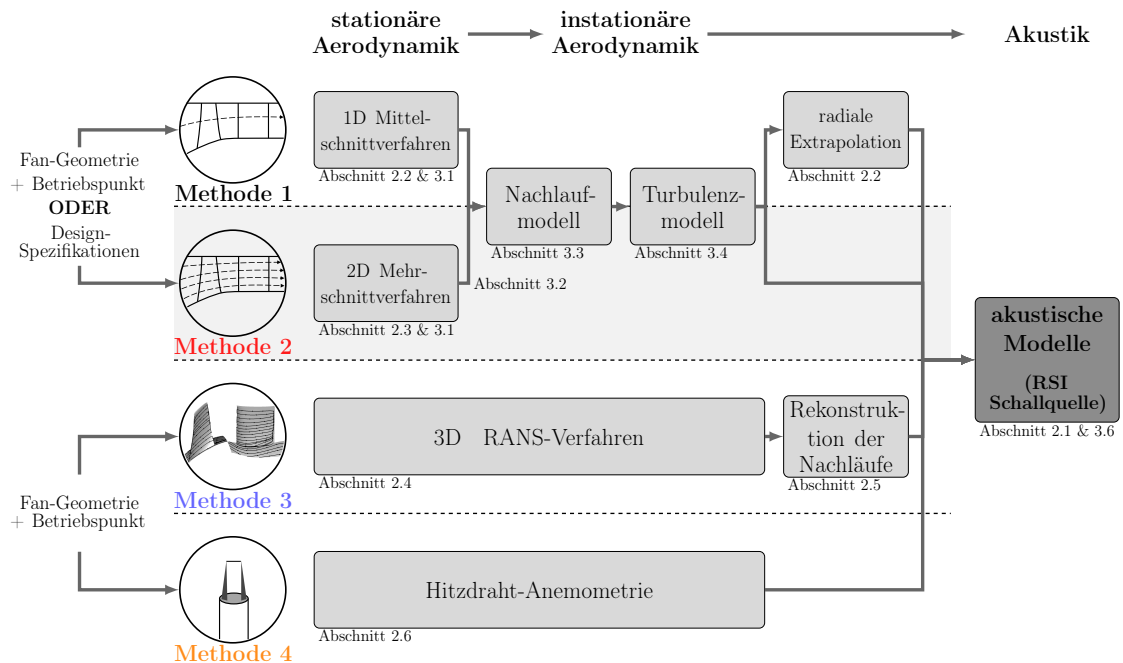


Abbildung 1.3: Ablaufdiagramm zu den in dieser Arbeit verwendeten Methoden.

In Kapitel 2 werden dafür bereits existierende Verfahren vorgestellt, die in Kombination miteinander die akustische Bewertung einer Fanstufe ermöglichen. Die Modelle der in dieser Arbeit verwendeten Methode zur Bestimmung der Strömung und Akustik einer Fanstufe werden in Kapitel 3 erörtert. Das Flussdiagramm in Abb. 1.3 zeigt eine schematische Übersicht

dieser Methode, welche hier mit grau hervorgehoben wurde (Methode 2). Kapitel 4 beinhaltet eine umfangreiche Anwendung der Methode auf verschiedene Fanstufen in unterschiedlichen Betriebspunkten und ein Vergleich mit weiteren Methoden. Abschließend werden die Ziele und Erkenntnisse der Arbeit im Kapitel 5 rekapituliert und es wird ein Ausblick auf mögliche Nachfolgearbeiten gegeben.

In Abbildung 1.3 sind noch weitere Methoden dargestellt, die auch im Rahmen dieser Arbeit genutzt und miteinander verglichen werden. Alle vier Methoden haben gemeinsam, dass sie die Schallquellen mit dem gleichen analytischen Verfahren (Abschnitt 2.1) berechnen. Die theoretischen Grundlagen des Verfahrens zur Bestimmung des Nachlauf-Interaktionslärms sind in Abschnitt 3.6 aufgeführt. Die akustischen Modelle sind auf eine radiale Verteilung der aerodynamischen Größen angewiesen, damit die instationären Geschwindigkeitsstörungen an der Statorvorderkante bestimmt werden können. Die verschiedenen Methoden unterscheiden sich darin, wie die dafür notwendigen Strömungsdaten gewonnen werden:

Für **Methode 1** wird das in PropNoise implementierte Mittelschnittverfahren (Abschnitt 2.2) genutzt, um eine stationäre 1D-Strömungslösung zu erhalten. In dem Mittelschnittverfahren sind bereits Gleichungen implementiert, damit die Rotor-Nachläufe basierend auf der stationären Aerodynamik modelliert werden können (Abschnitt 3.3). Ein empirisches Turbulenzmodell rekonstruiert daraus die Turbulenzgrößen (Abschnitt 3.4), welche für die stochastische Anregung der Dipolquellen verantwortlich sind. Die Nachläufe und die Turbulenzen an der mittleren Strömungslinie werden anschließend in radialer Richtung extrapoliert, um somit die Lücke zu den akustischen Modellen zu schließen.

Methode 2 nutzt das 2D-Mehrschnittverfahren ACDC (**A**dvanced **C**ompressor **D**esign **C**ode) (Abschnitt 2.3), um die radial verteilten Strömungsgrößen der stationären Aerodynamik in der Fanstufe zu bestimmen. Da sich auch aus diesem Verfahren keine Informationen über die Nachläufe und die Turbulenz ergeben, werden zunächst die Geometrie- und Strömungsgrößen extrahiert (Abschnitt 3.2) und dann die zuvor erwähnten Modelle auf jede Stromlinie getrennt angewendet. Die radiale Extrapolation erübrigt sich daher für diese Methode und die Turbulenzgrößen können direkt als radiale Verteilung in die akustischen Modelle eingegeben werden.

Methode 3 nutzt den numerischen CFD-Strömungslöser TRACE (Abschnitt 2.4). Mit diesem Löser wird eine stationäre Strömungssimulation basierend auf den RANS (Reynoldsgemittelte Navier-Stokes, engl. **R**eynolds-**a**veraged **N**avier-**S**tokes)-Gleichungen durchgeführt. Da das Rechengebiet dreidimensional ist und ein Turbulenzmodell angewendet wird, können aus der Simulation direkt die Nachläufe und die Turbulenzgrößen extrahiert werden. Die Extraktion dieser Größen wird mit dem Werkzeug T2P (**T**RACE-to-**P**ropNoise) vorgenommen (Abschnitt 2.5).

Für **Methode 4** werden Hitzdrahtmessdaten aus einer axialen Ebene zwischen Fan-Rotor und -Stator ausgewertet (Abschnitt 2.6) und als Eingabe den akustischen Modellen zur Verfügung gestellt. Aufgrund der hohen zeitlichen und (durch die Rotation) räumlichen Auflösung der Messdaten können auf diese Weise die Geschwindigkeitsdefizite und die turbulenten Geschwindigkeitsschwankungen in den Nachläufen direkt experimentell bestimmt werden. Da auch eine Schnittstelle zwischen Hitzdrahtmessdaten und den akustischen Modellen vorhanden ist, kann die RSI-Schallquelle auch auf diese Art und Weise berechnet werden.

Alle vier Methoden benötigen als Start-Information eine unterschiedlich detaillierte Beschreibung der Fanstufen-Geometrie (Abschnitt 2.7). Des Weiteren ist es notwendig, den zu berechnenden Betriebspunkt, zum Beispiel mit einem Massenstrom und einer Drehzahl, quantitativ vorzugeben. An dieser Stelle ist aber hervorzuheben, dass nur die Methoden 1 und 2 zusätzlich in der Lage sind, eine Fanstufe basierend auf Design-Spezifikationen auszulegen. Aus diesem Grund sind diese beiden Verfahren für den Einsatz im Vorentwurf geeignet. Die Methoden 3 und 4 sind auf eine bereits modellierte beziehungsweise gefertigte Geometrie der Fanstufe angewiesen und werden daher im Rahmen dieser Arbeit als Referenzmethoden genutzt.

Die vier Methoden werden auf existierende Fanstufen (Abschnitt 4.1) angewendet und miteinander verglichen. Den akustischen Ergebnissen werden jeweils auch Mikrofon-Messdaten gegenüber gestellt. Durch die Anwendung der vorgestellten Methoden auf realistische Fanstufen sollen die folgenden Fragestellungen beantwortet werden:

- Abschnitt 4.2: Da die Methoden 1 und 2 das stationäre Strömungsfeld in der Meridional-ebene lösen, fehlen Informationen über die Nachläufe und die Turbulenz in der Strömung. Diese Informationen werden mit einem Modell gewonnen, das die Nachläufe basierend auf den Strömungsverlusten rekonstruiert und ein Verhältnis zwischen den Nachläufen und Turbulenzparametern herstellt. In dem Zusammenhang stellen sich die Fragen:
 - Wie lässt sich das empirische Turbulenzmodell kalibrieren, damit im Vergleich zu den Referenzmethoden eine ausreichend präzise Vorhersage der Fan-Akustik möglich ist?
 - Welche Kalibrierungskonstanten ergeben sich aus der numerischen Simulation und den experimentellen Daten?
 - Welche Werte für die Konstanten finden sich in der Literatur?
 - Sind diese Konstanten universell anwendbar im Hinblick auf die Position im Kanal, die Schaufelbelastung, verschiedene Fanstufen-Designs und beim Auftreten von sekundären Strömungseffekten?
- Abschnitt 4.3: Die einfachen Mittel- und Mehrschnittverfahren fokussieren sich in der Regel auf die Hauptströmung in der Turbomaschine und berücksichtigen per Definition keine Sekundärströmungseffekte. Sie lassen sich jedoch durch teils empirische Modelle für Sekundärströmungen erweitern, wodurch sich aber gleichzeitig die Komplexität der Verfahren erhöht. Daher stellen sich hier zusätzlich die folgenden Fragen:
 - Welchen Einfluss haben die Strömungen in der Nähe der Kanalwand auf die akustische Vorhersage?
 - Wie groß ist der Fehler bei der Vernachlässigung von Sekundärströmungseffekten wie Blattspitzenwirbeln und Wandgrenzschichten?
 - Wie ändert sich der Fehler bei einer Variation der Schaufelbelastung und verschiedenen Fanstufen-Designs?
- Abschnitt 4.4: Das Mehrschnittverfahren als Basis für die Fanlärm-Vorhersage steht als neuartiges Verfahren im Fokus dieser Arbeit. Hierfür muss zunächst nachgewiesen werden,

ob sich das Verfahren im Triebwerkvorentwurf bewähren kann, weshalb sich folgende Fragen stellen:

- Ist das Mehrschnittverfahren eine geeignete Methode, um die Strömungsdaten für die Akustik-Vorhersage im Rahmen des Triebwerkvorentwurfs zur Verfügung zu stellen?
- Wie gut eignet sich das vorgestellte empirische Nachlauf-Turbulenzmodell für die Vorhersage der Nachlauf-Interaktionsschallquelle?
- Wie schneiden die verschiedenen Methoden im Vergleich und im Hinblick auf Eignung, Rechengeschwindigkeit und Genauigkeit der berechneten Schallleistungspegel ab?
- Wie sensitiv reagieren die Methoden auf eine Änderung der Schaufelbelastung und bei einer Anwendung auf verschiedene Fan-Konfigurationen?

2 | Eingesetzte etablierte Verfahren

In dieser Arbeit werden verschiedene Werkzeuge genutzt, die am Institut für Antriebstechnik des DLR entwickelt wurden. Wie diese Werkzeuge miteinander im Verhältnis stehen, wurde bereits im vorhergehenden Abschnitt 1.4 skizziert. In diesem Kapitel sollen die Verfahren genauer vorgestellt werden.

2.1 Analytisches Fanakustik-Berechnungsverfahren: PropNoise

In der Abteilung für Triebwerksakustik des DLR wurde ein Verfahren zur analytischen Berechnung von Fanakustik im Frequenzbereich entwickelt (A. Moreau und Guérin, 2010, 2011; A. Moreau, 2016), welches in dieser Arbeit für die aeroakustische Bewertung der Fanstufen angewendet wird. Die Formulierungen der Modelle wurden in dem Werkzeug PropNoise implementiert. Bei der Entwicklung des Verfahrens wurde das Hauptaugenmerk auf die einheitliche Modellierung verschiedener Schallquellen (siehe Abschnitt 1.1) und Anwendungsszenarien gelegt. Somit ist es zum einen möglich, mit dem Verfahren verschiedene tonale und breitbandige Schallquellen zu vergleichen, die ihren Ursprung sowohl im Eigenlärm als auch in der Interaktion zwischen verschiedenen Schaufelreihen haben können. Zum anderen entsteht die Möglichkeit, verschiedene offene und ummantelte Fan-Konfigurationen, wie konventionelle Rotor-Stator-Fanstufen oder gegenläufige Rotor-Rotor-Fanstufen, miteinander zu vergleichen.

Die Antwort einer soliden Fan-Schaukel auf eine aerodynamische Anregung basiert auf einer Schaufel-Antwort-Funktion ähnlich zu der von Amiet (1976). Die Schallentstehung wird als zweidimensionales Problem vorausgesetzt, indem akustische Quellen (Monopole, Dipole und Quadrupole) in Anlehnung an die lineare Theorie der akustischen Analogie (Lighthill, 1952; Ffowcs Williams und Hawkings, 1969; Goldstein, 1974) an verschiedenen radialen Positionen der Schaufel verteilt werden. Die Schallabstrahlung hingegen wird dreidimensional in Form von Kanalmoden beschrieben. Die Kanalmoden ergeben sich durch die Überlagerung der Fourierzerlegten Komponenten des Schalldruckfelds in Umfangsrichtung des Kanals. Mit Hilfe der Greenschen Transferfunktion wird der abgestrahlte Schalldruck im Kanal oder ins Freifeld berechnet. Die mathematisch-physikalischen Grundlagen für die in dieser Arbeit relevante Schallquelle werden in Abschnitt 3.6 genauer ausgeführt.

Die Strömung wird für die Ausbreitung der akustischen Schallwellen als ausschließlich axial und gleichförmig angenommen. Des Weiteren wird aktuell noch nicht die akustische Streuung an und Transmission durch die benachbarten Schaufelreihen berücksichtigt. Eine weitere Vereinfachung ist die Annahme eines unendlich langen Kanals mit schallharten Wänden

für ummantelte Fanstufen. Die Schaufelprofile werden vereinfacht als sehr dünne und leicht gekrümmte Profile betrachtet. Bei der Auswahl und Formulierung der Modelle wurden einfache, aber einheitliche und ausreichend akkurate Modelle gegenüber komplexen und stark spezifischen Modellen vorgezogen.

Das gesamte Verfahren wurde auf eine Weise umgesetzt, sodass die stationäre und instationäre Aerodynamik sowie die akustischen Phänomene an der Fanstufe getrennt voneinander betrachtet werden können. Mit sogenannten Anwendungsmodi ist es somit möglich, dass das Strömungsfeld von verschiedenen Lösern bereitgestellt werden kann. Die in dieser Arbeit verwendeten Methoden werden in den nachfolgenden Abschnitten vorgestellt. Wie in Abb. 1.3 bereits angedeutet, unterscheiden sich die verschiedenen Methoden zwar in der Bestimmung des Strömungsfelds. Die Informationen über die Strömung fließen aber immer in die gleichen akustischen Modelle des hier vorgestellten Fanakustik-Verfahrens.

2.2 Mittelschnittverfahren: PropNoise (1D Strömung)

Das Werkzeug PropNoise ist mit dem sogenannten *Standalone*-Anwendungsmodus in der Lage, die notwendigen Strömungsinformationen selbständig zu ermitteln. Dafür wird die Strömung entlang einer einzelnen Stromlinie berechnet, die als repräsentativ für das gesamte Strömungsfeld angenommen werden kann und die sich üblicherweise im mittleren Bereich der Kanalhöhe befindet. Die sogenannten 1D-Mittelschnittverfahren unterliegen naturgemäß gewissen Einschränkungen und sind dennoch in der Lage, eine gute Abschätzung für das Strömungsfeld zu liefern (A. Moreau, 2016; A. Moreau und Guérin, 2016). Für das Aufsetzen einer solchen Rechnung sind dafür nur sehr wenige Informationen über die Profilgeometrie am Mittelschnitt, die Kanalkontur und den Betriebspunkt notwendig. Selbst die Staffelungswinkel der Schaufelprofile können in einem Entwurfsmodus selbständig ermittelt werden. Durch den reduzierten Informationsbedarf und die kurzen Laufzeiten ist das Verfahren vor allem für die Vorentwurfsphase von Triebwerken gut geeignet.

Komplexe radiale Variationen der Geometrie und der Strömung werden aber dementsprechend vernachlässigt. Das heißt, die Schaufeln weisen zueinander identische und vereinfachte Geometrien auf und es werden keine 3D-Strömungseffekte wie Blattspitzenwirbel oder Wandgrenzschichten berechnet oder modelliert. Des Weiteren wurde weder für das Strömungs- noch für das Akustikverfahren die Möglichkeit zur Berechnung einer Zweistrom-Geometrie integriert. Daraus folgt, dass für industrielle Turbofan-Triebwerke üblicherweise nur die Strömung durch den Nebenstrom berechnet und die Interaktion des Rotors mit der OGV (Austrittsleitrad, engl. **O**utlet **G**uide **V**ane)-Reihe berücksichtigt wird. Die Interaktion zwischen Rotor und IGV (Eintrittsleitrad, engl. **I**nlet **G**uide **V**ane)-Reihe kann theoretisch als gesondertes Problem simuliert werden.

Die für die akustische Fan-Bewertung notwendigen aerodynamischen Anregungsquellen werden in drei Schritten bestimmt (vgl. Abb. 1.3):

Im ersten Schritt wird die stationäre Aerodynamik an der Fanstufe mittels vorwiegend analytischer und teils empirischer Modelle bestimmt. Zu den stationären Strömungsinformationen gehören Leistungsgrößen wie der Massenstrom, das Fan-Druckverhältnis und der Wirkungsgrad sowie Strömungsgrößen wie die Strömungsgeschwindigkeiten an den Schaufeln,

die Druckverluste und die Grenzschichtdicken auf den Oberflächen. Die Modelle zur Berechnung der Verluste sind empirischer Natur und werden in Abschnitt 3.1 erläutert. Das Verfahren wurde kürzlich durch ein Verlustmodell erweitert (A. Moreau und Meier zu Ummeln, 2023), das sich stärker an der Physik orientiert und vor allem auf dünne Profile von transsonischen Fanstufen zugeschnitten ist. Dieses Modell ist allerdings nicht Gegenstand dieser Arbeit.

Im zweiten Schritt wird die instationäre Aerodynamik an der Fanstufe von den stationären Strömungsdaten abgeleitet. Dazu gehören Störungen in der Strömung wie Schaufel-Nachläufe und Potentialfelder, die sich zwischen den Schaufelreihen ausbreiten und mit benachbarten Schaufeln interagieren, sodass schlussendlich Schallwellen entstehen. Das Modell für die Nachläufe ist in Abschnitt 3.3 beschrieben. Die Turbulenz in den Nachläufen wird über ein empirisches Modell bestimmt, welches in Abschnitt 3.4 vorgestellt wird. Diese Modelle spielen eine zentrale Rolle in der Vorhersage der Fan-Akustik im Vorentwurf und sind ein wichtiger Gegenstand der Untersuchungen in Kapitel 4. Die Störungen an den Schaufeln werden als Geschwindigkeitsspektren in Abhängigkeit von der Frequenz und der azimuthalen Modenordnung ausgedrückt.

Im dritten Schritt werden die Strömungs- und Geometriedaten an der mittleren Stromlinie in radialer Richtung extrapoliert. Dieser Zwischenschritt als Übergang zu den akustischen Berechnungen ist notwendig, damit die akustischen Quellstärken an verschiedenen radialen Positionen der Schaufeln bestimmt werden können. Nur dadurch können unter anderem die akustischen Interferenzen der überlagerten Schallwellen, verursacht durch räumlich verteilte akustische Quellen, ermittelt werden. Die radiale Variation der Strömungsgeschwindigkeit im Absolutsystem c wird mit dem Potentialwirbelgesetz (engl. Free Vortex Design) beschrieben. Dafür wird die axiale Komponente der Strömungsgeschwindigkeiten entlang des Radius r konstant gehalten: $dc_x/dr = 0$. Durch das einfache radiale Gleichgewicht ergibt sich daraus unmittelbar für den Drall bzw. den Potentialwirbel in der Strömung:

$$\frac{d(c_\theta \cdot r)}{dr} = \frac{d\Gamma}{dr} = 0 \quad (2.1)$$

Die Wirbelstärke Γ ist somit ebenfalls konstant entlang des Radius. Die Umfangsgeschwindigkeit u ergibt sich aus der Drehgeschwindigkeit des Rotors und somit kann die radiale Änderung der Strömungsgeschwindigkeit im Relativsystem w abgeleitet werden. Zur Extrapolation der instationären Geschwindigkeitsstörungen in der Strömung werden w und das umgekehrte Teilungsverhältnis s/t (engl. Solidity) herangezogen. Folgende radiale Skalierungsgesetze für die 1D Leistungsspektraldichte der turbulenten Geschwindigkeitsschwankungen Φ_{uu} und die Nachlauf-induzierten Geschwindigkeitsschwankung v werden hierfür aufgestellt:

$$\Phi_{uu}(r) \propto w^2 \cdot \frac{s}{t} \quad (2.2)$$

$$v(r) \propto w \cdot \frac{s}{t} \quad (2.3)$$

2.3 Mehrschnittverfahren: ACDC (2D Strömung)

Im Gegensatz zum Mittelschnittverfahren wird die Rechendomäne bei einem 2D-Mehrschnittverfahren (engl. Throughflow Solver) in radialer Richtung erweitert. Somit werden in einer

zweidimensionalen Meridionalebene eine bestimmte Anzahl von Stromlinien zwischen der Naben- und Gehäusekontur platziert. Diese Ebene wird häufig auch als S2-Ebene bezeichnet. Die Anzahl der Stromlinien, auf denen die Strömungsgleichungen gelöst werden, gibt die Auflösung in radialer Richtung vor. Quasi orthogonal zu den Stromlinien werden an verschiedenen Positionen entlang des Kanals sogenannten Rechenebenen definiert. Diese existieren beispielsweise am Eintritt und Austritt des Kanals sowie an den Vorder- und Hinterkanten der jeweiligen Lauf- und Leitgitter. Daraus ergibt sich das in Abb. 2.1 gezeigte strukturierte Rechengitter.

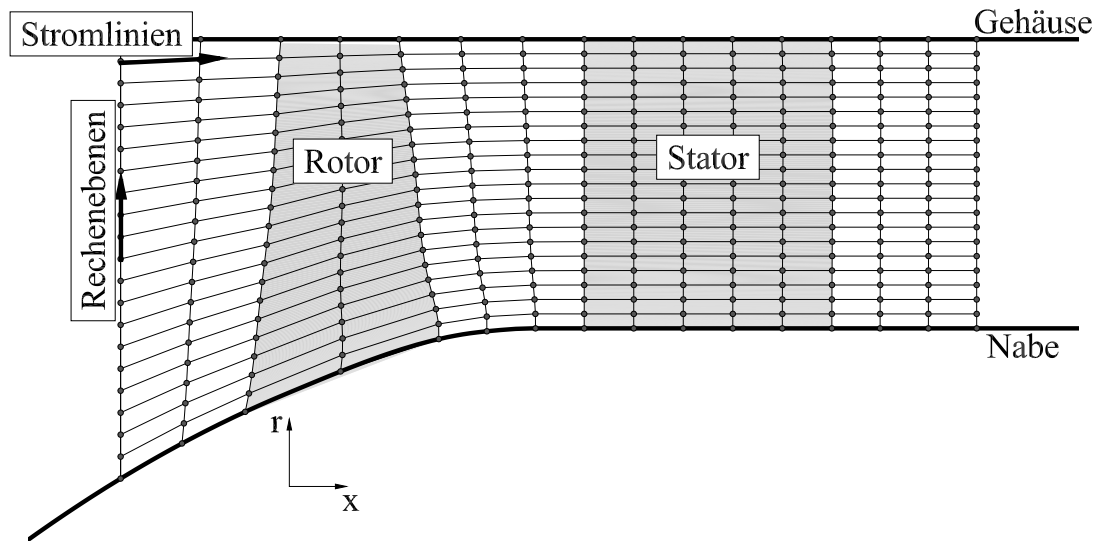


Abbildung 2.1: Strukturiertes Rechengitter in der Fanstufen-Meridionalebene eines Mehrschnittverfahrens.

Entlang der Rechenebenen wird das sogenannte radiale Gleichgewicht eingehalten. Die Strömung wird als stationär, reibungsfrei und rotationssymmetrisch angenommen. Somit sind Profilhrenzschichten, Nachläufe, Kopfspaltwirbel, weitere sekundäre Strömungsphänomene und Turbulenzen weder zeitlich noch räumlich aufgelöst vorhanden. Strömungsverluste, Strömungsumlenkung und Blockage-Effekte werden stattdessen häufig durch mehr oder weniger empirische Korrelationen bestimmt (Dubitsky et al., 2003; Schnoes und Nicke, 2015). Auch Erweiterungen mit verschiedenen Modellen für Kanalwandströmungen und weiteren sekundären Strömungseffekten werden häufig implementiert (Dunham, 1995; Gallimore, 1999; Banjac, Petrovic und Wiedermann, 2015).

Es existieren verschiedene Verfahren zur Berechnung der Strömung in der S2-Ebene. Zu nennen sind hier zum Beispiel die Stromfunktionsverfahren nach Marsh (1966) oder die weit verbreiteten Stromlinienkrümmungsverfahren, welche auf die Arbeiten von Novak (1967) zurückzuführen sind und bisher vielfache Anwendung gefunden haben (Dunham, 1997; Calvert und Ginder, 1999; Casey und Robinson, 2010). Die spannweite Verteilung der Strömungsgrößen (Adkins und Smith, 1982) wird bei diesen Verfahren über die reibungsfreie Kraft- und Impuls-Gleichgewichts-Beziehung bestimmt.

In der Abteilung für Fan und Verdichter des DLR wurde das Stromlinienkrümmungsverfahren ACDC entwickelt (Schmitz, Aulich und Nicke, 2011; Schmitz, Aulich, Schönweitz et al., 2012) und von Schnös (2020) weiterentwickelt. Auch dieses Verfahren basiert dementsprechend

auf den Bewegungsgleichungen, welche in Strömungsrichtung m gelöst werden und durch die das radiale Gleichgewicht in Richtung der Rechenebene q eingehalten wird. Das entsprechende Koordinatensystem ist in Abb. 2.2 dargestellt. In ACDC werden die Bewegungsgleichungen eines Fluidteilchens nach Denton (1978) aufgestellt und entlang der Rechenebenen abgeleitet:

$$\frac{d}{dq} \left(\frac{c_m^2}{2} \right) = \underbrace{\frac{dh_{\text{tot}}}{dq} - T \frac{ds}{dq} - \frac{1}{2r^2} \frac{d(r^2 c_\theta^2)}{dq}}_{(a)} + \underbrace{\frac{c_m^2}{r_k} \sin \phi}_{(b)} + \underbrace{c_m \frac{dc_m}{dm} \cos \phi}_{(c)} \quad (2.4)$$

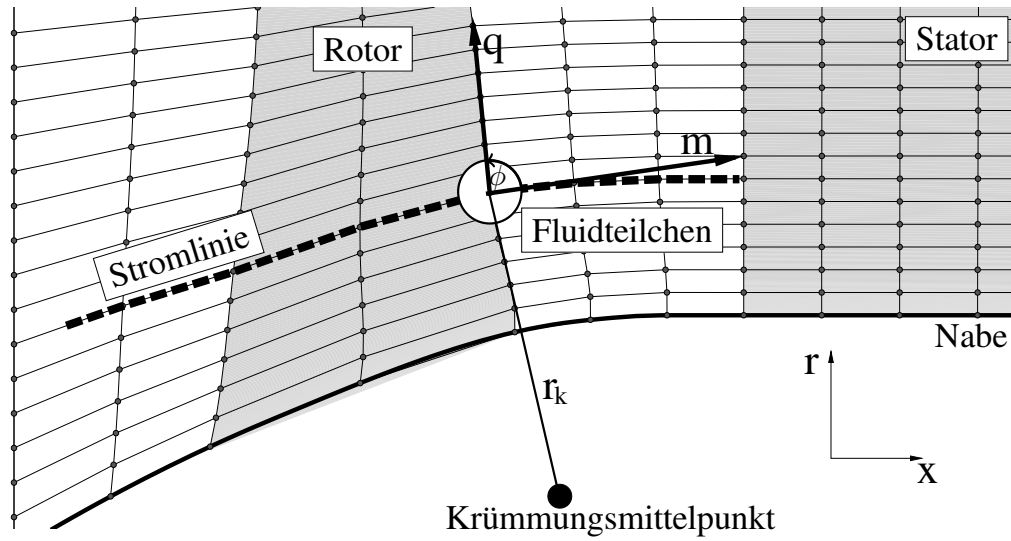


Abbildung 2.2: Ausschnitt aus dem Rechengitter zur Veranschaulichung des Koordinatensystems eines Stromlinienkrümmungsverfahrens.

Durch eine numerische Integration der Differentialgleichung entlang einer Rechenebene lässt sich die Meridionalgeschwindigkeit c_m bestimmen. Der Term (a) stellt sicher, dass die Totalenthalpie h_{tot} , die Spezifische Entropie s und der spezifische Drehimpuls rc_θ entlang einer Rechenebene als radiales Gleichgewicht erhalten bleiben. Zur Bestimmung dieser Größen entlang der Stromlinien werden diese jeweils von der stromauf liegenden Rechenebene abgeleitet. Zwischen den Schaufelreihen bleiben die Größen jeweils erhalten. Über eine Schaufelreihe hinweg muss zunächst die Umfangskomponente c_θ bestimmt werden, die von den Schaufeln auf die Strömung aufgeprägt wird. Zu diesem Zweck wird die Umlenkung durch das Schaufelprofil empirisch bestimmt. Damit kann über die Eulersche Momentengleichung wiederum die Totalenthalpiedifferenz bestimmt werden. Die Entropiedifferenz wird über die empirisch abgeschätzten Schaufelverluste berechnet.

Der Term (b) berücksichtigt die Krümmung der Stromlinie über den Krümmungsradius r_k , wodurch das Fluidteilchen eine Beschleunigung oder Verzögerung erfährt. Dieser charakteristische Term gibt dem Verfahren auch den Namen Stromlinienkrümmungsverfahren und ist vor allem bei Radialmaschinen besonders relevant. Der Term (c) schließlich bestimmt den Gradienten der Meridionalgeschwindigkeit entlang der Stromlinie, welcher iterativ bestimmt

wird. Damit das Gleichungssystem eindeutig lösbar ist, wird die Gleichung zur Massenbilanz entlang der Rechenebene hinzugezogen:

$$\dot{m} = \int_{\text{Nabe}}^{\text{Gehäuse}} 2\pi\rho c_m \sin\phi(1-b)dq \quad (2.5)$$

Der Luftmassenstrom $\dot{m}$ wird über die lokale Blockage b vermindert, da sich der Querschnitt im Kanal durch die sich ausbildenden Grenzschichten verringert. Die Gleichungen (2.4) und (2.5) werden für jede Iteration in jeder Rechenebene gelöst. Die Position der Stromlinien wird außerdem iterativ angepasst, damit die Kontinuität entlang der Stromlinien eingehalten wird.

Wie bereits einleitend erwähnt, werden die Blockage, die Strömungsumlenkung und die Strömungsverluste über Modelle empirisch bestimmt. Die Modelle für die Rotor-Verluste werden in Abschnitt 3.1 näher erläutert. In ACDC wurden außerdem zusätzliche Modelle für dreidimensionale Strömungseffekte implementiert (Schnös, 2020). Dazu seien beispielhaft die Verluste aufgrund von Sekundärströmungen und Spaltverluste genannt.

Alle Modelle, die die Profil-Umströmung beschreiben, besitzen insgesamt 25 empirische Korrelationsparameter. Die Kalibrierung dieser Parameter hat Schnös (2020) anhand von Simulationen mit dem Strömungslöser MISES (Drela und Youngren, 2008) für zirka 3.000 generisch erzeugte Schaufelprofile durchgeführt. Die Profile werden dafür mit Hilfe von sieben Entwurfsanforderungen beschrieben. Darunter fallen der Staffelungswinkel, das Teilungsverhältnis und die Profilfläche sowie die vorgegebene Zuströmmachzahl, Stromröhrenkontraktion, Reynoldszahl und aerodynamische Belastung für den Auslegungspunkt. Für jedes Profil wurden mehrere hundert Anströmbedingungen (Betriebspunkte) durchgerechnet, wodurch sich eine Datenbank aus Profilen und den dazugehörigen Korrelationsparametern für über eine Million MISES-Rechnungen ergibt. Dieser Datensatz wurde genutzt, um ein künstliches neuronales Netz zur Bestimmung von Korrelationsparametern für unbekannte Profile zu trainieren. Der Ablauf ist in Abb. 2.3 dargestellt.

Stromlinienkrümmungsverfahren wie ACDC besitzen in der Regel zwei Rechenmodi: Auslegungsrechnung und Nachrechnung. Die Auslegungsrechnung wird dafür genutzt, um basierend auf einem geforderten Druckaufbau neuartige Schaufelgeometrien für Verdichterstufen zu generieren. Dafür werden folgende Informationen für den Auslegungspunkt benötigt:

- Kanalkontur (Nabe und Gehäuse)
- Position der Schaufelvorderkante und -hinterkante in der Meridionalebene
- Anzahl der Schaufeln für jede Schaufelreihe
- Radiale Verteilung der Schaufeldicke
- Radiale Verteilung der Totaldruckverhältnisse für Laufgitter
- Radiale Verteilung der Abströmwinkel für Leitgitter
- Kopfspaltmaße
- Drehzahl
- Eintrittsbedingungen wie Massenstrom, Temperatur, Druck und ggf. Vordrall

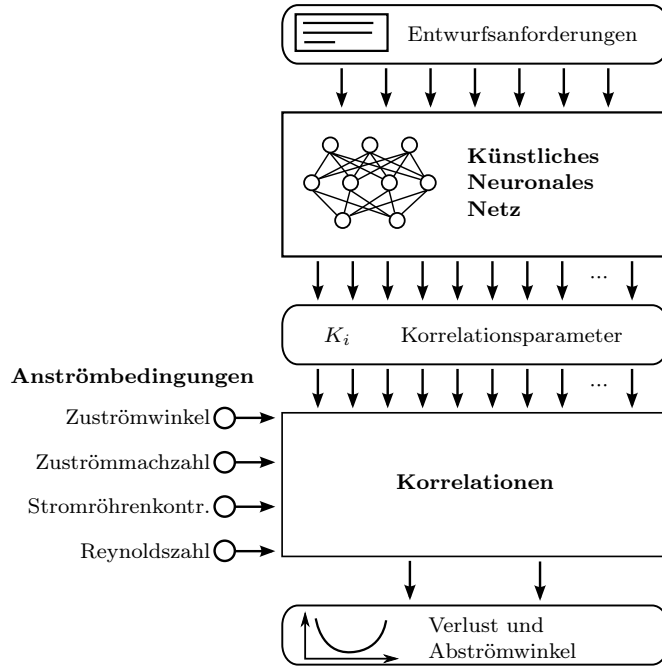


Abbildung 2.3: Vorgehensweise zur Bestimmung von Verlusten und Umlenkung an neuartigen Profildfamilien basierend auf Korrelationen und einem neuronalen Netz (entnommen aus Schnös, 2020).

Das Verfahren bestimmt daraus die Geometrien der Rotoren und Statoren sowie insbesondere die Profile auf den jeweiligen radialen Positionen. Im Anschluss daran können Nachrechnungen der erzeugten Geometrie für weitere Betriebspunkte unter Vorgabe eines Massenstroms und einer Drehzahl durchgeführt werden.

Dieses Strömungsverfahren ist somit sehr gut dafür geeignet, um mithilfe von sehr kurzen Rechenzeiten und basierend auf wenigen Auslegungsparametern schnell Geometrien für Verdichter zu erzeugen. Diese Verdichter-Geometrien, das heißt Kanal- und Schaufelgeometrie, können dann im Rahmen des Detailentwurfs weiter als Randbedingungen für CFD-Simulationen und als Startlösung für Optimierungen genutzt werden. Darüber hinaus kann eine große Anzahl an Betriebspunkten in kürzester Zeit berechnet werden. Für die Abschätzung der Profil-Umlenkung und der Profil-Verluste wurde in ACDC ein fortschrittlicher Prozess entwickelt. Durch den Fokus auf die Meridionalebene und die Abhängigkeit von empirischen Modellierungen weisen Stromlinienkrümmungsverfahren hingegen bei der Berechnung von 3D-Strömungsphänomenen gewisse Unsicherheiten auf. Und auch die Behandlung von transsonischen Strömungen, Instabilitäten sowie der gegenseitigen Beeinflussung von verschiedenen Verlustmechanismen stellen eine große Herausforderung für die akkurate Bestimmung der Gesamtleistung eines Verdichters dar. Dementsprechend sind die Modellierung von Sekundärströmungen, Kanalwandeffekten und die Erkennung von Strömungsablösungen sowie von gesperrten Schaufelreihen Gegenstand von vielen Studien (Denton, 1978; Dunham, 1995; Tiwari, Stein und Lin, 2013; Banjac, Petrovic und Wiedermann, 2015).

2.4 Numerischer Strömungslöser: TRACE (3D Strömung)

In der Abteilung für Numerische Methoden des DLR wurde der 3D-CFD-Strömungslöser TRACE entwickelt, welcher auch bis heute noch fortlaufend weiterentwickelt wird (Engel, 1995; Eulitz, 1999; Nürnberger, 2004; Becker, Heitkamp und Kügeler, 2010). Der numerische Löser ist vor allem auf die Simulation von Turbomaschinen zugeschnitten und wurde in den letzten Jahrzehnten vielfältig angewendet und validiert. Das Verfahren löst die kompressiblen RANS-Gleichungen auf strukturierten oder unstrukturierten, dreidimensionalen Rechengittern. Die Strömung wird zeitlich stationär oder instationär im mitrotierenden Koordinatensystem simuliert. Die Erhaltungsgleichungen werden mit dem Finite-Volumen-Verfahren erster oder zweiter Ordnung in den Zellmittelpunkten diskretisiert. Für die Bestimmung der Reynolds-Spannungen und die Schließung des Gleichungssystems werden verschiedene Turbulenzmodelle angeboten.

Im Rahmen dieser Arbeit wird TRACE als Verfahren höherer Ordnung angesehen und die Strömungslösungen der zuvor vorgestellten Mittel- und Mehrschnittverfahren (Methode 1 und 2) werden mit den RANS-Simulationen aus TRACE (Methode 3) verglichen. Der Arbeitsaufwand für das Aufsetzen und Durchführen einer Strömungssimulation ist aber dementsprechend auch größer. Es wurden mehrere Simulationen für die in Abschnitt 4.1 vorgestellten Fanstufen durchgeführt. Beim Aufsetzen der Simulationen wurde darauf geachtet, dass sich die Einstellungen jeweils gleichen. Die Anzahl der durchgeführten Recheniterationen orientierte sich immer an der Konvergenz der Residuen und verschiedener Strömungsgrößen wie Massenstrom, Druckverhältnis oder Wirkungsgrad.

Als Turbulenzmodell wurde das SST (**S**hear **S**tress **T**ransport)-Modell nach Menter (1994) verwendet. Dieses Zweigleichungsmodell beinhaltet eine Transportgleichung für die turbulente kinetische Energie k und je nach Position im Rechengebiet eine Transportgleichung für die turbulente Dissipationsrate ε oder die spezifische turbulente Dissipationsrate ω . In Wandnähe innerhalb der Grenzschichten kommt dabei das k - ω -Modell und in der wandfernen, freien Strömung das k - ε -Modell zum Einsatz. Kissner, Guérin, Seeler et al. (2020) zeigten für dieses Turbulenzmodell eine gute Übereinstimmung der modellierten Turbulenz in Fanstufen mit Messdaten und gute Ergebnisse für eine darauf basierende analytische Vorhersage von Breitbandlärm. Die Turbulenzmodell-Erweiterungen für die Staupunkt-Anomalie und Rotationseffekte sowie das Transitionsmodell wurden in Anlehnung an eine Best-Practice-Studie von Jaron et al. (2017) zur RANS-basierten Fan-Breitbandlärm-Vorhersage deaktiviert.

Die konkreten Vernetzungen der Fanstufen werden in Abschnitt 4.1 näher erläutert. Generell wurde stets darauf geachtet, dass die Grenzschichten an der Kanalwand und auf den Schaufeloberflächen voll aufgelöst sind. Ein besonderes Augenmerk wurde auf den Bereich zwischen Rotor und Stator gelegt, damit die für die Untersuchungen in dieser Arbeit wichtigen Nachläufe ausreichend aufgelöst sind. Die Randbedingungen der Rechendomäne bestehen aus einfachen Eintritts- und Austrittsebenen sowie den Kanalbewandungen. Am Eintritt werden Druck, Temperatur, Turbulenzintensität und integrales Längenmaß angegeben. Am Austritt werden wahlweise der Gegendruck oder der Massenstrom definiert.

Das Rechengebiet wird darüber hinaus in mehrere Netzblöcke aufgeteilt. Der die Rotor-Schaufelreihe umgebende Netzblock rotiert mit der Schaufelreihe, sodass die Strömung im

Relativsystem des Rotors gelöst wird. An einer sogenannten Mischungsebene zum Stator-Block werden die Strömungsinformationen in Umfangsrichtung gemittelt und auf das Netz des Stator-Blocks interpoliert. Dadurch gehen die Informationen zu den Rotor-Nachläufen verloren, sodass eine direkte akustische Anregung des Stators nicht mehr gewährleistet ist. Aus diesem Grund wird das nachfolgend vorgestellte Verfahren zur Extraktion, Rekonstruktion und Extrapolation der Nachläufe aus einer RANS-Simulation angewendet.

2.5 Schnittstelle zwischen einer numerischen Strömungssimulation und analytischer Fanlärmrechnung: T2P

Um die analytische Akustikrechnung einer Fanstufe basierend auf einer stationären RANS-Simulation zu ermöglichen, wurde in der Abteilung für Triebwerksakustik des DLR eine Schnittstelle namens T2P zwischen dem Strömungslöser TRACE und dem Akustik-Verfahren PropNoise entwickelt (Guérin, A. Moreau, Menzel et al., 2012; Jaron, 2018). Das Verfahren T2P extrahiert aus einer durchgeführten RANS-Simulation verschiedene Informationen über die Geometrie und die Strömung an einer vorher festgelegten Anzahl an radial verteilten Stromlinien. Für die Berechnung der Nachlauf-Interaktions-Schallquelle ist vor allem die geometrische Beschreibung der angeregten Schaufelreihe notwendig. Dafür werden unter anderem die Position der Schaufelvorderkante und Schaufelprofil-Parameter wie die Dicken, die Staffelungswinkel und die Sehnenlängen benötigt. Diese Informationen werden von dem CFD-Rechengitter abgeleitet.

Für die Bestimmung der aerodynamischen Anregungsquellen sind darüber hinaus Informationen über die umfangsperiodischen Geschwindigkeitsstörungen und die turbulenten Geschwindigkeitsspektren an der Eintrittsebene der angeregten Schaufelreihe vonnöten. Wie aber bereits im vorhergehenden Abschnitt erwähnt, wird die Strömung in einer RANS-Simulation in der Regel an der stromauf gelegenen Mischungsebene in Umfangsrichtung gemittelt. Dadurch sind die notwendigen Informationen über die mittleren und turbulenten Nachläufe an der stromab gelegenen Vorderkante nicht mehr verfügbar. Das Verfahren extrahiert daher das Strömungsfeld vor der Mischungsebene und rekonstruiert die Geschwindigkeitsnachläufe und Turbulenzen an der stromab gelegenen Schaufelreihe durch eine modellierte Extrapolation. Abbildung 2.4 visualisiert diesen Sachverhalt am Beispiel der Rotor-Nachläufe einer gegenläufigen Fanstufe. Durch die Extrapolation zwischen Mischungsebene und Schaufelvorderkante kann eine realitätsnähere Phasenbeziehung zwischen den Strömungsstörungen und der Vorderkante generiert werden, was insbesondere für den Tonallärm von hoher Relevanz ist.

Während der Konvektion der Geschwindigkeitsdefizite im Nachlauf einer Schaufelreihe schwächen diese sich sukzessive mit der Lauflänge ab und mischen sich mit der umgebenden Strömung aus. Zusätzlich ändert sich ihre azimuthale Position im Kanal durch den in der Strömung vorhandenen Drall. Diese Effekte werden in dem Verfahren modelliert, indem eine azimuthale Fourier-Zerlegung der Strömungsgeschwindigkeiten an verschiedenen Positionen zwischen anregender Schaufelhinterkante und Mischungsebene durchgeführt wird. Die Amplitude und Phase der einzelnen Harmonischen werden dann bis zur angeregten Schaufelvorderkante extrapoliert. Die Extrapolation basiert dabei auf einem physikalisch motivierten Modell. Im Gegensatz zur vereinfachten Modellierung, wie in Abschnitt 3.3 beschrieben, werden die

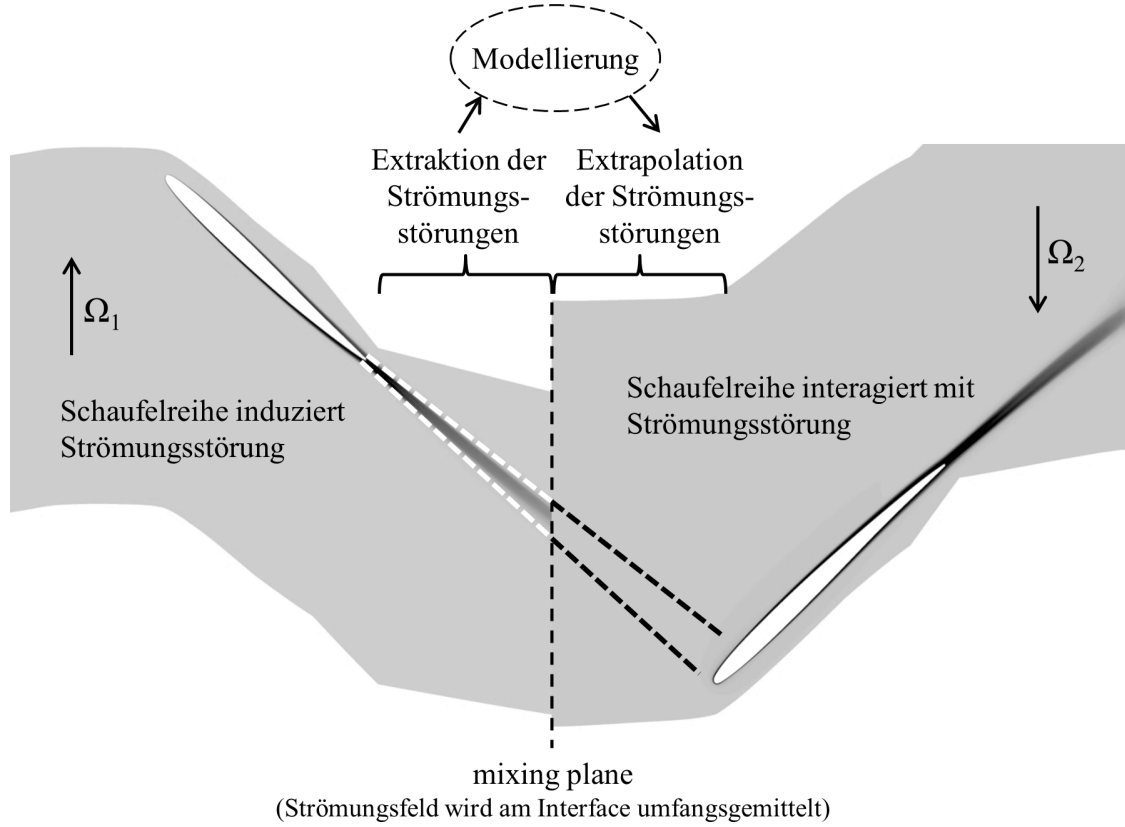


Abbildung 2.4: Rekonstruktion der Geschwindigkeitsdefizite hinter einer Schaufelreihe über die Mischungsebene einer RANS-Simulation hinaus, exemplarisch dargestellt für eine gegenläufige Rotor-Rotor-Fanstufe (entnommen aus Jaron, 2018).

Nachläufe nicht als Gauß-Kurve modelliert. Stattdessen wird die Asymmetrie realer Nachläufe berücksichtigt, indem die Amplituden und Phasen verschiedener, an der Schaufelhinterkante extrahierter Harmonischen überlagert werden. Zusätzlich wird die Phasenänderung durch den Strömungsdrall in die Modellierung mit aufgenommen.

Um die turbulenten Geschwindigkeitsspektren bestimmen zu können, werden der Schwankungsanteil der Strömungsgeschwindigkeit v' und das turbulente integrale Längenmaß Λ mit Hilfe der Turbulenzparameter aus der RANS-Simulation berechnet und extrapoliert. Die turbulente kinetische Energie k bildet dabei die Grundlage für die Bestimmung der stochastischen Schwankungsgeschwindigkeit. Eine azimutale Fourier-Zerlegung der turbulenten kinetischen Energie bildet dabei abermals die Grundlage der Modellierung. Basierend auf Studien von Ganz et al. (1998) und Gliebe et al. (2000) wird für die modellierte Extrapolation ein umgekehrt proportionales Verhältnis zur Ausbreitungsstrecke l angenommen: $k \propto 1/l$.

Das turbulente integrale Längenmaß Λ in Strömungsrichtung wird mit Hilfe der turbulenten kinetischen Energie k und der spezifischen Dissipationsrate ω bestimmt (Frisch und Kolmogorov, 1995; Gamard und George, 2000):

$$\Lambda = C_\Lambda \frac{\sqrt{k}}{\omega \cdot 0,09} \quad (2.6)$$

Der empirische Proportionalitätsfaktor $C_\Lambda(\text{Re})$ ist abhängig von einer Reynoldszahl, welche auf der Taylor-Mikroskala basiert. Eine Mittelung des integralen Längenmaßes in Umfangsrichtung

wird nach der Methode von Jaron et al. (2017) durchgeführt, indem die lokalen Größen zunächst mit der turbulenten kinetischen Energie gewichtet werden:

$$\bar{\Lambda} = \frac{\int \Lambda(\theta)k(\theta)d\theta}{\int k(\theta)d\theta} \quad (2.7)$$

Mit dieser Methode sollen die turbulenten Wirbel, die wenig Energie tragen, aber große Längenmaße aufweisen, herausgefiltert werden. Die Änderung des umfangsgemittelten integralen Längenmaßes von der Mischungsebene bis zur Schaufelvorderkante wird dann wieder modelliert. Basierend auf den Studien von Ganz et al. (1998) und Gliebe et al. (2000) wird folgendes Verhältnis zur Ausbreitungsstrecke l angenommen: $\bar{\Lambda} \propto \sqrt{l}$.

Das Verfahren zur Extraktion der Geometrie, Strömungsgrößen und aerodynamischen Anregungsquellen aus einer RANS-Simulation wurde in Kombination mit einer analytischen Fanlärmrechnung bereits vielfach angewendet sowie mit Messdaten validiert. Da es sich bereits in zahlreichen Studien bewährt hat, dient es in dieser Arbeit als Referenz bei der Bestimmung der Nachlaufparameter und Turbulenzgrößen an der angeregten Schaufelreihe. Des Weiteren dienen die mit diesem Verfahren bestimmten Schallpegel als Referenz im Vergleich mit den einfacheren Verfahren, die auf einer Strömungslösung mit einem Mittelschnitt- oder Mehrschnittverfahren basieren.

2.6 Hitzdrahtmessungen

Die Vermessung eines instationären Strömungsfelds zur Berechnung der RSI-Schallquelle wurde für diese Arbeit mithilfe der Hitzdraht-Anemometrie an der in Abschnitt 4.1.5 beschriebenen Fanstufe durchgeführt. Die Technik nutzt dafür die kühlende Wirkung, den die Strömung auf einen sehr dünnen, beheizten Draht hat, um die unmittelbare Geschwindigkeit in der Strömung zu bestimmen. Dafür kommt die sogenannte **Constant Temperature Anemometry** (CTA)-Methode zum Einsatz, wobei der Hitzdraht durch einen Regelkreis auf einer konstanten Temperatur gehalten wird und die Regelspannung den repräsentativen Messwert für den Wärmeaustausch beziehungsweise die effektive Kühlgeschwindigkeit der Strömung darstellt.

Insgesamt zwei Messsonden mit jeweils zwei 2,8 mm langen Wolfram-Drähten, die einen Durchmesser von 9 μm aufweisen, wurden in der Strömung positioniert. Mit dem zeitlich hochauflösenden Verfahren wurden mithilfe der Anstellwinkel der Drähte die Geschwindigkeitskomponenten in alle drei Raumrichtungen gemessen. Die Sonden wurden im Strömungskanal in radialer Richtung traversiert. Durch die Rotation der Strömung verursacht durch die Drehung des Fan-Rotors kann somit eine zweidimensionale Messebene an einer bestimmten axialen Position zwischen Rotor und Stator erzeugt werden. An jeder Messposition wurden 10 s lang Messdaten mit einer Samplingrate von 192 kHz aufgenommen. Um Schwankungen in der Rotor-Drehzahl und den Phasenversatz zwischen den zwei Messsonden während der Messung ausgleichen zu können, wurde zusätzlich mit jeder vollzogenen Rotor-Umdrehung ein Trigger-Signal aufgezeichnet. Dadurch kann das Messsignal zu jedem Zeitpunkt einer räumlichen Position des Rotors zugeordnet und die Geschwindigkeiten mit der sogenannten **Phase-Locked Averaging** (PLA)-Methode ausgewertet werden.

2. Eingesetzte etablierte Verfahren

Im Anschluss an die Messaufnahme werden die gemessenen Spannungen mittels verschiedener Verfahren, die in der Abteilung für Triebwerksakustik des DLR entwickelt wurden, verarbeitet und ausgewertet. Für die Berechnung der Nachlauf-induzierten RSI-Schallquelle müssen die phasengemittelten Geschwindigkeitskomponenten hinter dem Rotor c_{x2} , $c_{\theta 2}$, c_{r2} , die auf die Turbulenz bezogene Geschwindigkeit c_{t2} sowie das integrale turbulente Längenmaß Λ bestimmt werden. Die mittleren und turbulenten Geschwindigkeiten der Strömung werden mit einer Auswertemethode von Meyer et al. (2019) ermittelt. Die Abbildung 2.5 soll dabei unterstützen, die verschiedenen Anteile eines aufgezeichneten Geschwindigkeitssignals zu unterscheiden.

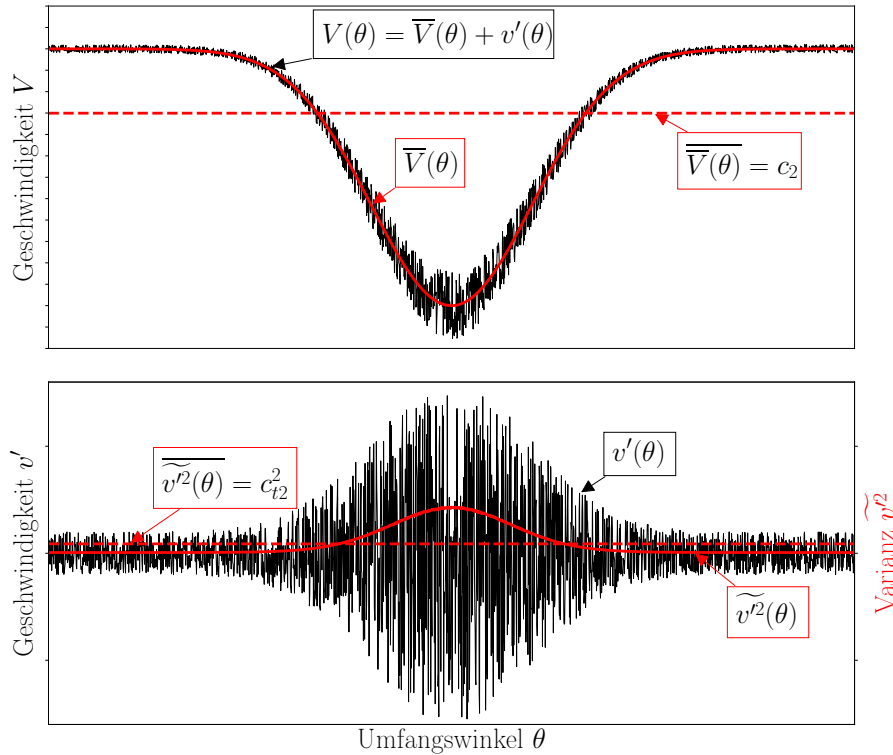


Abbildung 2.5: Oben: Synthetischer Nachlauf einer Schaufelpassage mit überlagerten turbulenten Geschwindigkeitsschwankungen. Unten: Separierter turbulenter Anteil der Geschwindigkeit und dessen Varianz.

Mithilfe der ausgewerteten Hitzdraht-Daten wird das räumlich aufgelöste Signal $V(\theta)$ erzeugt, das eine Überlagerung der phasengemittelten Strömungsgeschwindigkeit $\bar{V}(\theta)$ und der turbulenten Schwankungsgeschwindigkeiten $v'(\theta)$ darstellt (Gl. 2.8). Der Anteil $\bar{V}(\theta)$ kann aus dem Messsignal abgeleitet werden, indem die Geschwindigkeiten am jeweiligen Phasenwinkel über alle aufgezeichneten Rotor-Umdrehungen n gemittelt werden (Gl. 2.9). Wenn die Anzahl der gemessenen Umdrehungen ausreichend groß ist, glättet sich das ursprünglich stochastische Signal dementsprechend. Im Rahmen dieser Arbeit wird das Signal für die Auswertung über alle aufgezeichneten Schaufelpassagen phasengemittelt, wodurch ein identischer Schaufelnachlauf für jede Passage entsteht. Das entspricht in etwa den Ergebnissen einer RANS-Simulation vor der Mischungsebene. Der Mittelwert über alle diskreten Messpunkte einer Schaufelpassage k entspricht der Abströmgeschwindigkeit im Absolutsystem c_2 aus dem Profil-Geschwindigkeitsdreieck (Gl. 2.10).

$$V(\theta) = \bar{V}(\theta) + v'(\theta) \quad (2.8)$$

$$\bar{V}(\theta) = \frac{1}{n} \sum_i V(\theta, i) \quad \text{mit } i = 1, 2, \dots, n \quad (2.9)$$

$$\overline{\bar{V}(\theta)} = \frac{1}{k} \sum_j \bar{V}(\theta_j) \quad \text{mit } j = 1, 2, \dots, k \quad \hat{=} c_2 \quad (2.10)$$

Der durch Turbulenz bedingte, fluktuierende Geschwindigkeitsanteil $v'(\theta)$ lässt sich durch Umstellen der Gl. 2.8 berechnen. Die periodische Varianz des Schwankungsanteils $\widetilde{v'^2}(\theta)$ wird ebenfalls für die jeweiligen Phasenwinkel über alle Rotationen n bestimmt (Gl. 2.11). Abschließend kann daraus wieder ein Mittelwert über die Schaufelpassage $\overline{\widetilde{v'^2}(\theta)}$ gebildet werden (Gl. 2.12). Die Quadratwurzel aus diesem Mittelwert entspricht dem quadratischen Mittel (engl. root mean square), welches häufig als die Turbulenz beschreibende Geschwindigkeit c_{t2} herangezogen wird.

$$\widetilde{v'^2}(\theta) = \frac{1}{n} \sum_i v'(\theta, i)^2 \quad \text{mit } i = 1, 2, \dots, n \quad (2.11)$$

$$\overline{\widetilde{v'^2}(\theta)} = \frac{1}{k} \sum_j \widetilde{v'^2}(\theta_j) \quad \text{mit } j = 1, 2, \dots, k \quad \hat{=} c_{t2}^2 \quad (2.12)$$

Das turbulente integrale Längenmaß in Strömungsrichtung wird mit dem Verfahren von Caldas und Meyer (2023) bestimmt. Dieses neuartige Verfahren beinhaltet zum einen eine räumliche Separierung des Strömungsfelds im Zeitbereich in die Nachlauf-Strömung und die Hintergrund-Strömung. Jurdic, Joseph und Antoni (2009) hatten zuvor eine Trennung der Strömungsbereiche im Frequenzbereich vorgestellt. Und zum anderen werden Methoden zur Abschätzung des integralen Längenmaßes vorgeschlagen. Hier wird das Verfahren basierend auf den Annahmen von Taylor zur eingefrorenen Strömung sowie der homogenen und isotropen Turbulenz angewendet (Roach, 1987; El-Gabry, Thurman und Poinsette, 2014). Die Gleichung zur Bestimmung des turbulenten integralen Längenmaßes in Strömungsrichtung lautet demnach:

$$\Lambda = \frac{c_2}{2c_{t2}^2} \cdot [\Phi_{uu}(f)]_{f \rightarrow 0} \quad (2.13)$$

wobei Φ_{uu} die Leistungsspektraldichte der turbulenten Geschwindigkeitsschwankungen in Strömungsrichtung ist. Bei dieser Methode zur Bestimmung des Längenmaßes muss der Wert ermittelt werden, dem sich das Spektrum bei niedrigen Frequenzen $f \rightarrow 0$ asymptotisch annähert. Das Längenmaß ist bei Verwendung dieser Methode von der mittleren und turbulenten Strömungsgeschwindigkeit (c_2 und c_{t2}) abhängig. Caldas, Kissner et al. (2021) haben verschiedene Verfahren zur Bestimmung des integralen Längenmaßes verglichen. In diesem Zusammenhang wird das Verfahren basierend auf der homogenen, isotropen Turbulenz-Annahme im Vergleich als robuster eingeschätzt, da es weniger von verschiedenen Modellparametern abhängig ist.

2.7 Technischer Vergleich der verschiedenen Methoden

Nachdem nun alle in dieser Arbeiten verwendeten Verfahren zur Bestimmung des Strömungsfelds an einer Fanstufe detaillierter vorgestellt wurden, soll abschließend noch ein technischer Vergleich zwischen den einzelnen Methoden zur Bewertung des Fanlärms durchgeführt werden. Obwohl alle vier Methoden für die Berechnung der Akustik auf den akustischen Modellen implementiert in PropNoise basieren, unterscheiden sich die Verfahren zur Bestimmung des Strömungsfelds in Detailgrad, Rechenzeit, Arbeitsaufwand und Modellierung der Turbulenz. Einen Überblick gibt Tab. 2.1.

Tabelle 2.1: Technischer Vergleich zwischen den verschiedenen Methoden zur aeroakustischen Bewertung einer Fanstufe.

	Methode 1	Methode 2	Methode 3	Methode 4
Werkzeuge	PropNoise	ACDC + PropNoise	TRACE + T2P + PropNoise	Hitzdrahtmessung + PropNoise
Detailgrad	Charakteristische Stromlinie und radiale Extrap.	Mehrere Stromlinien und radiales Gleichgewicht	Hochaufgelöstes strukturiertes 3D Netz	Messung mit hoher zeitlicher Auflösung
Rechenzeit	unter 1 s	ca. 2 s	ca. 500 CPU-Std.	-
Aufwand	sehr gering	gering	hoch	sehr hoch
Turbulenz	A. Moreau (2016)	A. Moreau (2016)	Menter (1994)	Caldas und Meyer (2023), Meyer et al. (2019)

Wie schon aus den vorhergehenden Abschnitten hervorgeht, reicht der Detailgrad bzw. die räumliche Auflösung des Strömungsgebiets von der einzelnen Stromlinie (Methode 1) über mehrere Stromlinien (Methode 2) und ein sehr fein aufgelöstes, dreidimensionales Rechengitter (Methode 3) bis hin zur Vermessung einer konstruierten, realen Fanstufe (Methode 4). Daraus folgt eine vereinfachte Beschreibung der Strömung für Methode 1 und eine sehr detaillierte Abbildung der Strömung für Methode 4. Dementsprechend geht mit Methode 1 aber auch ein sehr geringer Arbeitsaufwand zum Aufsetzen der Rechnung einher. Der Arbeitsaufwand verhält sich gegensätzlich zum Detailgrad, weshalb sich letztendlich für den Messaufbau, die Durchführung und Auswertung der Hitzdrahtmessung bei Methode 4 der höchste Aufwand ergibt.

Die Rechenzeiten für das Mittel- und Mehrschnittverfahren zur Bestimmung der Strömung eines Betriebspunktes spielen sich im Sekundenbereich ab. Dafür reicht ein einzelner CPU-Kern eines herkömmlichen privaten Computers aus. Eine numerische Strömungssimulation mit anschließender Extraktion der notwendigen Geometrie- und Strömungsdaten wird in der Regel auf größeren Rechenclustern mit viel Arbeitsspeicher und Rechenleistung durchgeführt. Im Durchschnitt dauerten die Simulationen eines einzelnen Betriebspunkts für diese Arbeit mehrere hundert CPU-Stunden.

Auch in der Modellierung und Bestimmung der die Turbulenz beschreibenden Strömungsgrößen unterscheiden sich die vier Methoden. Für Methode 1 wird das empirische Modell nach A. Moreau (2016) verwendet. Für die Methode 2 wird das gleiche Modell für jede Stromlinie separat angewendet. Bei der numerischen Strömungssimulation kommt

das SST-Turbulenzmodell nach Menter (1994) zum Einsatz. Und für die Ableitung der turbulenten Schwankungsgeschwindigkeiten und das turbulente integrale Längenmaß von den Hitzdrahtsignalen kommen die Verfahren nach Meyer et al. (2019) und Caldas und Meyer (2023) zum Einsatz. Das Verständnis über die Turbulenzmodelle ist wichtig für die Interpretation der Ergebnisse und die Bestimmung des Breitbandlärms.

Der gesamte Vergleich unterstreicht noch einmal, dass die Methoden 1 und 2 durch ihre Eigenschaften für den Einsatz im Vorentwurf geeignet sind, wohingegen die Methoden 3 und 4 eine gute Basis für die spätere Validierung der Vorentwurfsmethoden darstellen.

3 | Modell für die breitbandige Interaktions-Schallquelle

Es wurde bereits in der Einleitung im Abschnitt 1.2 diskutiert, dass die Mittelschnitt- und Mehrschnittverfahren, Methoden 1 und 2, in der Regel keine Auflösung von instationären Strömungsparametern, wie Turbulenzen oder Rotor-Nachläufe, vorsehen. Für die Vorhersage der Nachlauf-Interaktions-Schallquelle sind diese detaillierten Informationen über die Strömung jedoch maßgeblich. Die Vorentwurfsverfahren ermöglichen hingegen eine Bestimmung stationärer Strömungsgrößen, wie die mittleren Strömungsgeschwindigkeiten an den Vorder- und Hinterkanten der Schaufelreihen sowie die Totaldruck-Verluste, die durch die Schaufelreihen verursacht werden. Abbildung 3.1 skizziert in vier Schritten einen sehr einfachen Ansatz zur Ableitung der Turbulenzparameter von einer stationären Strömung. Dieses Verfahren wird nachfolgend als empirisches Nachlauf-Turbulenzmodell bezeichnet. Die Turbulenz in der Nachlauf-Strömung sorgt für Druckschwankungen an den nachfolgenden Schaufelblättern, was schließlich Breitbandschall hervorruft (siehe Abschnitt 1.1). Die einzelnen Schritte werden hier zunächst grob umrissen und dann in den nachfolgenden Abschnitten genauer und mit den entsprechenden Gleichungen beschrieben. Abschließend werden die gemachten Vereinfachungen und Annahmen aufgezählt und deren Einfluss auf das Modell diskutiert.

Im ersten Schritt wird der viskose Anteil der Profilverluste, wie er im Abschnitt 3.1 beschrieben ist, dazu verwendet, um die Grenzschichtdicke δ auf der Schaufeloberfläche des Rotors abzuschätzen. Die Grenzschichten auf der Druck- und Saugseite vereinen sich an der Hinterkante zum charakteristischen Geschwindigkeitsdefizit in Umfangsrichtung, den sogenannten Nachlauf. Im zweiten Schritt werden die geometrischen Parameter des Nachlaufs beschrieben. Dafür wird angenommen, dass die Verdrängungsdicke an der Hinterkante konstant bleibt, während sich der Nachlauf stromab ausbreitet, und dass die Geschwindigkeitsverteilung in Umfangsrichtung eine symmetrische Gaußform aufweist. Dadurch kann die Nachlaufform sehr einfach durch die in Abschnitt 3.3 eingeführten Parameter, wie Fläche A_w , Tiefe d_w und Breite w_w , charakterisiert werden. Der Nachlauf breitet sich mit der Strömung weiter Richtung nachfolgender Stator-Reihe aus. Dabei werden die Nachläufe nach und nach immer breiter und flacher, während die Fläche sich annähernd konstant verhält. Weit hinter dem Rotor vereint sich der Nachlauf mit den Nachläufen der benachbarten Rotor-Schaukeln und mischt sich mit der freien Strömung aus. Im dritten Schritt wird die Turbulenz an der Vorderkante der nachfolgenden Schaufelreihe empirisch bestimmt. Dazu wird zum einen ein proportionales Verhältnis zwischen der Nachlaufbreite w_w und dem turbulenten integralen Längenmaß

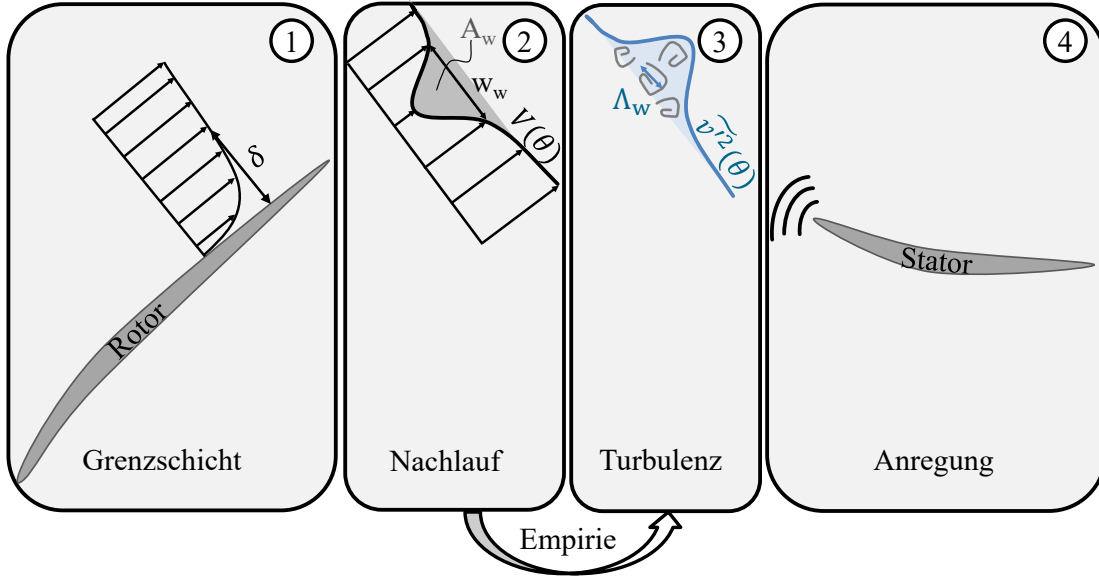


Abbildung 3.1: Skizzierter Modell-Ablauf zur Abschätzung der Nachlauf-Interaktion: Die Rotor-Schaufel erzeugt Nachläufe und Turbulenzen, wodurch akustische Druckfluktuationen auf den Stator-Schaufeloberflächen entstehen.

im Nachlauf Λ_w gebildet. Zum anderen wird die umfangsverteilte Varianz der turbulenten Geschwindigkeitsschwankungen $\tilde{v}^2(\theta)$ mit der umfangsverteilten, mittleren Geschwindigkeitsstörung $v(\theta)$ in ein proportionales Verhältnis gesetzt. Dementsprechend wird angenommen, dass der turbulente Nachlauf ebenfalls eine symmetrische Gaußform besitzt. Es wird außerdem vorausgesetzt, dass die empirischen Proportionalitätsfaktoren für das Modell einen universellen Charakter im Bezug auf verschiedene Fanstufen, Strömungsbedingungen und radiale sowie axiale Positionen im Kanal haben. Das turbulente von Kármán-Spektrum kann mithilfe der Turbulenzgeschwindigkeiten und dem integralen Längenmaß moduliert und die Turbulenzgrößen somit in den Frequenzbereich überführt werden. In diesem Zusammenhang wird angenommen, dass die Turbulenz im Nachlauf isotrop und homogen ist sowie kleine Korrelationslängen aufweist. Im vierten und letzten Schritt wird das Nachlauf-Turbulenzspektrum dazu genutzt, um die stochastische Anregung der Stator-Schaufel zu bestimmen. Über die Antwort des Profils auf instationäre Geschwindigkeitsstörungen werden schlussendlich die fluktuierenden Druckschwankungen an der Schaufelvorderkante bestimmt, die zu Breitbandschall führen.

3.1 Berechnung der Rotor-Verluste

Wenn Fan- oder Verdichtergitter von Axialmaschinen umströmt werden, entstehen aufgrund einer Vielzahl von Strömungsphänomenen Totaldruckverluste im Relativsystem, wodurch sich letztendlich der Totaldruck hinter dem Gitter $p_{\text{tot},2}$ im Gegensatz zu dem Wert vor dem Gitter $p_{\text{tot},1}$ verringert. Eine sehr ausführliche Übersicht der verschiedenen Verlustmechanismen in einer Turbomaschine gibt Denton (1993). Die Totaldruckdifferenz wird häufig als sogenannter Totaldruckverlustbeiwert angegeben. Dabei wird laut einer weit verbreiteten Konvention die

Druckdifferenz auf den dynamischen Druck q_1 vor dem Gitter bezogen, da dieser sich gut messen lässt:

$$\omega := \frac{\Delta p_{\text{tot}}}{q_1} = \frac{p_{\text{tot},1} - p_{\text{tot},2}}{p_{\text{tot},1} - p_1} \quad (3.1)$$

Die Gesamtverluste sind die Summe aller auftretenden Verlustmechanismen. Diese sind, wie eingangs erwähnt, vielfältig und der Detailgrad der Vorentwurfsverfahren unterscheidet sich in der Modellierung je nach inkludierten Mechanismen. Relativ geläufig ist zum Beispiel die Berücksichtigung der viskosen Verluste, der Stoßverluste und der Verluste an den Kanalwänden:

$$\omega = \omega_{\text{visk}} + \omega_{\text{Stoss}} + \omega_{\text{Rand}} + \dots \quad (3.2)$$

Die viskosen Verluste sowie die Stoßverluste werden gemeinsam zu den Profilverlusten gezählt, da diese durch die reine Profilmströmung hervorgerufen werden. Der Anteil, der sich auf die viskosen Verluste bezieht, ist für das empirische Nachlauf-Turbulenzmodell von besonderem Interesse, da dieser vorrangig durch die Reibung in der Strömung und bei ungünstigen Strömungsbedingungen auch durch Strömungsablösung verursacht wird. Somit ist er ein direktes Maß für die Grenzschichtdicke auf den Schaufelprofilen. Das Verhalten der viskosen Verluste in Abhängigkeit von dem Zuströmwinkel β_1 wird häufig als Verlustpolare bezeichnet. Bei einer optimalen Umströmung eines Profils, das heißt, wenn der Zuströmwinkel in etwa mit dem Metallwinkel an der Profilverderrkante übereinstimmt, erzielt das Profil minimale Verluste und somit entstehen schmale Grenzschichten. Erhöht sich jedoch der Zuströmwinkel, erhöht sich die Belastung und die Grenzschichten dicken auf. Infolgedessen erhöhen sich auch die Profilverluste. Im Extremfall kann die Strömung dem Profil nicht mehr folgen und löst auf der Profiloberseite ab, was zu einem starken Anstieg der Profilverluste führt. Bei einer Verringerung des Zuströmwinkels zeichnet sich irgendwann der gleiche Effekt auf der Profilunterseite ab. Zwar beeinflussen auch auftretende Stöße die Grenzschichten und somit die rein viskosen Verluste. Dieser Effekt wird allerdings aufgrund seiner Komplexität häufig in den Vorentwurfsverfahren vernachlässigt.

3.1.1 Berechnung der viskosen Profilverluste durch das Mittelschnittverfahren

Im Mittelschnittverfahren von PropNoise wird der viskose Profilverlustbeiwert über ein semiempirisches Modell (A. Moreau, 2016) bestimmt. In Anlehnung an die Ausführungen von Lieblein (1959) und Grieb (2009) lässt sich der inkompressible Verlustbeiwert, verursacht durch die Grenzschichten, folgendermaßen bestimmen:

$$\omega_{\text{ink,visk}} = 2 \frac{\delta_2}{s} \cdot \frac{s}{t} \cdot \frac{(1 + w_2/w_1)^2}{4 \cos \bar{\beta}} \cdot \frac{2H_{12}}{3H_{12} - 1} \cdot \left(1 - \frac{H_{12}\delta_2}{t \cos \beta_2} \right)^{-3}, \quad (3.3)$$

mit der Impulsverlustdicke δ_2 , der Sehnenlänge s , der Teilung t , den Strömungsgeschwindigkeiten im Relativsystem w , dem mittleren Strömungswinkel $\bar{\beta}$ (definiert als $\tan \bar{\beta} = (\tan \beta_1 + \tan \beta_2)/2$) und der Stromröhrenbreite $t \cos \beta_2$. Der Formfaktor $H_{12} = \delta_1/\delta_2 = 1,08$ berücksichtigt bereits die Ausmischung der Nachläufe mit der umliegenden Strömung. Die Impulsverlustdicke wird

3. Modell für die breitbandige Interaktions-Schallquelle

nach Lieblein (1959) unter Zuhilfenahme des Diffusionsfaktors $D = (w_{\max} - w_2)/w_1$, als Maß der Strömungsverzögerung über die Schaufelreihe, berechnet (A. Moreau, 2016).

$$\frac{\delta_2}{s} = \frac{C_f}{2} \cdot F(D), \quad \text{mit } F(D) = 0,8 + 0,2 \cdot e^{5D} \quad (3.4)$$

Der Reibungskoeffizient C_f wird als Funktion von der Reynoldszahl und der Machzahl ermittelt.

3.1.2 Berechnung der viskosen Profilverluste durch das Mehrschnittverfahren

Das Mehrschnittverfahren von ACDC bestimmt den inkompressiblen, viskosen Profilverlust auch durch ein semi-empirisches Modell (Schnös, 2020), welches durch das in Abschnitt 2.3 beschriebene Verfahren kalibriert wurde. Zunächst wird dafür der minimale Verlust bei optimaler Profilanströmung $\omega_{\text{ink,visk}}^*$ basierend auf den Formulierungen von Grieb (2009) bestimmt:

$$\omega_{\text{ink,visk}}^*(\text{Re}) = \omega_{\text{ink,visk}}^* \cdot \left(\frac{\text{Re}}{10^6} \right)^{K_1}, \quad (3.5)$$

mit den viskosen Profilverlusten für ein inkompressibel angeströmtes Verdichtergitter $\omega_{\text{ink,visk}}^*$ und einer zusätzlichen Reynoldszahl-Korrektur mit dem Kalibrierungsparameter K_1 . Das Verfahren berechnet zusätzlich auch eine Korrektur für kompressible Effekte und die Stoßverluste. Diese Anteile sind allerdings für die spätere Bestimmung der Grenzschichtdicke nicht zweckdienlich und werden daher in der Gl. 3.5 nicht berücksichtigt. Der Profilverlust für inkompressible Strömung wird nach König, Hennecke und Fottner (1996) wie folgt berechnet:

$$\omega_{\text{ink,visk}}^* = 2 \frac{\delta_{2,\text{ink}}^*}{s} \cdot \frac{s}{t} \cdot \left(\frac{\rho_2 w_2}{\rho_1 w_1} \right)^2 \cdot \frac{\cos^2 \beta_1^*}{\cos^3 \beta_2^*} \quad (3.6)$$

Dafür wird die Impulsverlustdicke $\delta_{2,\text{ink}}^*$ an der Hinterkante über eine empirische Korrelation nach Grieb (2009) mithilfe des äquivalenten Diffusionsfaktors $D^* = w_{\max}/w_2$ (Lieblein, 1959) ermittelt:

$$\frac{\delta_{2,\text{ink}}^*}{s} = \frac{0,013}{2,62 - D_{\text{ink}}^*} - 0,004 \quad (3.7)$$

Sobald das Verlustminimum bei einer Referenzanströmung bekannt ist, kann die Verlustpolare auch für Fehlanströmungen berechnet werden.

$$\omega_{\text{visk}} = \omega_{\text{visk}}^* (1 + \xi) \quad (3.8)$$

Hierbei ist der Korrekturparameter für Fehlanströmungen ξ eine Funktion des Zuströmwinkels und der Machzahl. Der Wert ist nur in einem vorher abgeschätzten Arbeitsbereich gültig; das heißt vom Strömungsabriss auf der Saugseite bis zum Strömungsabriss auf der Druckseite des Profils. Für die Berechnung von Verlusten außerhalb des Arbeitsbereichs wird eine lineare Extrapolation angewendet.

Es wird deutlich, dass Mittel- und Mehrschnittverfahren gewisse Ähnlichkeiten, aber auch Unterschiede in der Modellierung der viskosen Verluste aufweisen. Die Gleichungen 3.3 und 3.6 sind sich sehr ähnlich. Das Mehrschnittverfahren implementiert allerdings eine konkrete

Korrektur für Reynoldszahl-Effekte und Fehlanströmungen. Das Mittelschnittverfahren hingegen berücksichtigt die Reynoldszahl-Effekte bereits über den Reibungskoeffizienten C_f und die Fehlanströmungen über den Diffusionsfaktor D .

3.2 Schnittstelle zwischen Mehrschnittverfahren und Nachlauf-Turbulenzmodell

Zur Bestimmung des breitbandigen Interaktionsschalls einer Fanstufe müssen neben den Druckverlusten als zentraler Bestandteil des Modells auch noch weitere Informationen über die Geometrie und die stationäre Aerodynamik zur Verfügung gestellt werden. In diesem Abschnitt wird beschrieben, wie diese Daten aufbereitet werden, damit die Modelle aus den nachfolgenden Abschnitten die notwendige Datenbasis haben.

In Tabelle 3.1 sind alle Eingabegrößen aufgelistet, auf die das empirische Nachlauf-Turbulenzmodell aufbaut und die für die akustischen Berechnungen notwendig sind. Darin ist hervorzuheben, dass es sich bei den Größen ausschließlich um Daten handelt, die im Rahmen des Vorentwurfs üblicherweise zur Verfügung gestellt werden können. Zum Auslesen der Daten wird das Datenmodell der ausgelegten Fanstufe von vorne nach hinten durchlaufen und an den verschiedenen axialen Stationen werden die benötigten Größen extrahiert. Die relevanten Stationen befinden sich vor allem am Fan-Eintritt und -Austritt sowie vor und hinter jedem Lauf- und Leitgitter.

Tabelle 3.1: Eingabegrößen für die Mehrschnitt-basierte Vorhersage von Fan-Lärmquellen (Methode 2).

Eingangsgröße	Einheit	Bemerkungen
Geometrie (für jede Schaufelreihe und jeden Kanalabschnitt)		
Nabenradien $R_{\text{Na,Vk}}, R_{\text{Na,Hk}}$	m	
Gehäuseradien $R_{\text{Ge,Vk}}, R_{\text{Ge,Hk}}$	m	
Radiale Pos. der Stromlinien r	m	äquidistante Positionen
Axiale Pos. $x_{\text{Vk}}(r), x_{\text{Hk}}(r)$	m	axiale Begrenzung der Schaufel- und Kanalabschnitte
Geometrie (für jede Schaufelreihe)		
Schaufelanzahl B	-	Schaufeln werden als identisch und mit gleichmäßigem Abstand zueinander angenommen
Relative Profildicke $d_{\text{P,rel}}(r)$	-	gemitteltes Dicke-zu-Sehne-Verhältnis
Azimutale Pos. $\theta_{\text{Vk}}(r), \theta_{\text{Hk}}(r)$	deg	Umfangsposition der Vorder- und Hinterkante
Staffelungswinkel $\chi(r)$	deg	hat das gleiche Vorzeichen wie die Drehzahl
Metallwinkel $\chi_{\text{Vk}}(r), \chi_{\text{Hk}}(r)$	deg	
Aerodynamik (vor und hinter jeder Schaufelreihe)		
Axiale Machzahl $M_x(r)$	-	$M_x = w_x/a = c_x/a$
Relativer Strömungswinkel $\beta(r)$	deg	
Statischer Druck $\bar{p}$	Pa	flächengemittelter Wert
Statische Temperatur $\bar{T}$	K	flächengemittelter Wert
Leistung (für jede Schaufelreihe)		
Wellendrehzahl N	1/min	echte Drehzahl ohne ISA-Korrektur
Viskose Profilverluste $\omega_{\text{visk}}(r)$	-	aerodynamischer Druckverlustkoeffizient

3. Modell für die breitbandige Interaktions-Schallquelle

Sobald die viskosen Profilverluste des Fan-Rotor-Gitters bekannt sind, können die Grenzschichtdicken auf den Profilen und daraus wiederum die Nachläufe rekonstruiert werden. Hierzu werden die entsprechenden Formeln aus den vorhergehenden Abschnitten nach der Impulsverlustdicke δ_2 umgestellt. Da unterschiedliche Definitionen für die Totaldruckverlust-Koeffizienten ω existieren, gilt es dabei zu beachten, dass die Koeffizienten zunächst mit verschiedenen Strömungsgrößen korrigiert werden müssen, damit sie der Konvention aus Gl. 3.1 entsprechen.

Aus der Strömungsrechnung benötigt das Verfahren außerdem Informationen über die Geschwindigkeitsdreiecke, den Druck p und die Temperatur T vor und hinter dem Rotor beziehungsweise Stator. Die Stromlinien aus dem Mehrschnittverfahren werden dafür auf eine vorgegebene Anzahl an Stromlinien N_r interpoliert, um die Auflösung der akustischen Quellen zu erhöhen. Mit den mittleren Radien an der Nabe und am Gehäuse $R = (R_{V_k} + R_{H_k})/2$ lassen sich die Stromlinienpositionen r für die akustische Auswertung festlegen durch:

$$\Delta r = \frac{R_{Ge} - R_{Na}}{N_r} \quad (3.9)$$

$$r = \left(R_{Na} + \frac{\Delta r}{2}, R_{Na} + \frac{3\Delta r}{2}, R_{Na} + \frac{5\Delta r}{2}, \dots, R_{Ge} - \frac{\Delta r}{2} \right) \quad (3.10)$$

Wenn für die Schnittstelle (oder auch im Rahmen der Auswertungen in Kapitel 4) die radiale Verteilung einer beliebigen Strömungsgröße, wie der Druck $p(r)$, gemittelt werden soll, wird die folgende Flächenmittelung angewendet, um den Gewichtungen der unterschiedlich großen Kreisinge in einem zylindrischen Kanal Rechnung zu tragen:

$$\overline{p(r)} = \frac{1}{A} \sum_r p(r) \cdot \Delta A, \quad (3.11)$$

mit den jeweiligen Kreisingflächen

$$\Delta A = \pi(r_a^2 - r_i^2) \quad (3.12)$$

und der Gesamtfläche

$$A = \pi(R_{Ge}^2 - R_{Na}^2). \quad (3.13)$$

Da das Fanakustik-Verfahren PropNoise, wie in Abschnitt 2.1 bereits erwähnt, zum Zweck der akustischen Bewertung in der Vorauslegung keine Splitter-Geometrie berücksichtigt, wird nur die Interaktion zwischen Rotor und OGVs berechnet und die Interaktion mit den IGVs vernachlässigt. Der Anteil des Gesamtmassenstroms $\dot{m}$, der in den Primärkreislauf des Triebwerks geht, lässt sich über das Nebenstromverhältnis $\mu = \dot{m}_{II}/\dot{m}_I$ berechnen:

$$\mu_I = \frac{1}{1 + \mu} \quad (3.14)$$

In Abbildung 3.2 ist dargestellt, wie auf diese Weise mit Hilfe des relativen Massenstroms μ_I der Nabenradius so angepasst wird, dass nur die Strömung, die weiter hinten in den Sekundärkreislauf eintritt, berücksichtigt wird. Der relative Massenstrom wird von dem Mehrschnittverfahren ausgegeben. Über die Geometrie müssen weiterhin die meridionale

Kanalkontur des Fans, die Blattzahl B und einige Größen über die Blattgeometrie jeder Schaufelreihe bekannt sein. Viele dieser Größen können direkt aus dem Vorentwurfsverfahren ausgelesen, konvertiert und auf die vorgegebene Diskretisierung r interpoliert werden. Die Winkelmaße werden auf die in der Nomenklatur festgelegte Konvention vereinheitlicht.

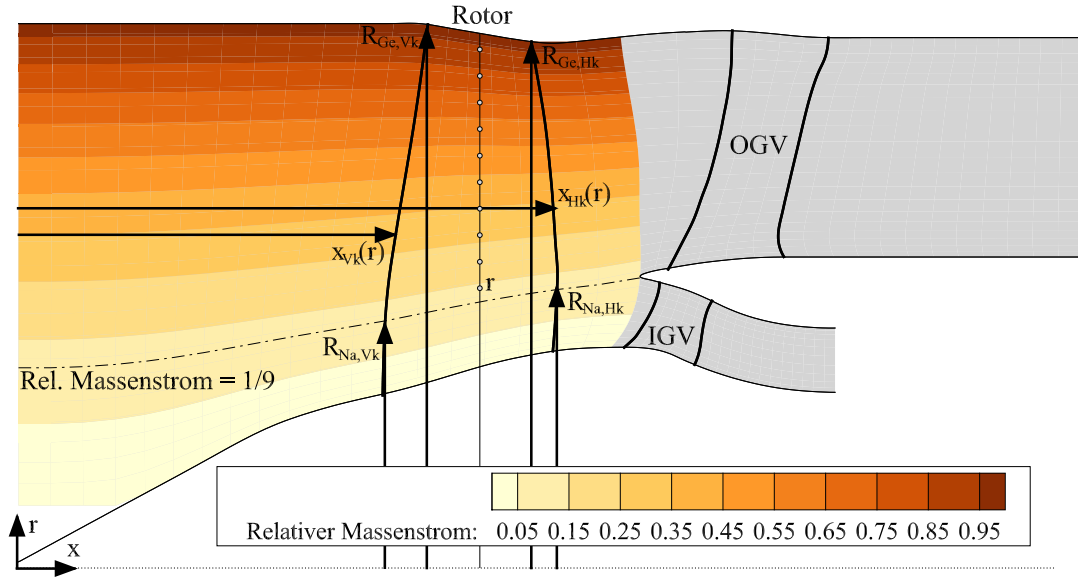


Abbildung 3.2: Beschreibung geometrischer Parameter einer Fanstufe in der Meridionalebene. Hier ist beispielhaft eine Fanstufe mit Kernströmung und einem Nebenstromverhältnis von $\mu = 8$ gezeigt. Die gezeigte Fanstufe wird in Abschnitt 4.1.2 vorgestellt.

Zusätzlich stellt die Beschreibung der Profilschnitte der Fan-Schaufeln auf verschiedenen radialen Positionen eine weitere Herausforderung dar. Zum Verständnis der Vorgehensweise zeigt Abb. 3.3 ein generisches Schaufelprofil und einige Kennwerte aus Tab. 3.1. Die relative, gemittelte Profildicke $d_{P,rel}$ wird anhand einer Punktelwolke des Profils berechnet. Dafür wird zunächst die Fläche zwischen der Profiloberseite und -unterseite ermittelt, indem die Dickenverteilung $d_P(x)$ aufintegriert wird. Daraus wird dann eine mittlere Profildicke errechnet:

$$\overline{d_P(x)} = \frac{1}{s_x} \int_0^{s_x} d_P(x) dx \quad (3.15)$$

Wenn diese Größe auf die Sehnenlänge bezogen wird, ergibt sich daraus die relative Profildicke:

$$d_{P,rel} = \frac{\overline{d_P(x)}}{s} \quad (3.16)$$

Die Metallwinkel an der Vorder- und Hinterkante des Profils χ_{Vk} und χ_{Hk} werden folgendermaßen ermittelt: Auf der Profilschne werden die Punkte ermittelt, welche sich in einem Abstand von 10% der Sehnenlänge hinter der Vorderkante und vor der Hinterkante befinden. Die Verbindung von diesen Punkten mit der jeweiligen Vorderkante und Hinterkante bilden den Winkel nach der angegebenen Nomenklatur. Außerdem kann mithilfe der Profil-Punktelwolke die Position der Profil-Vorderkante und -Hinterkante in Umfangsrichtung θ_{Vk} und θ_{Hk} bestimmt werden.

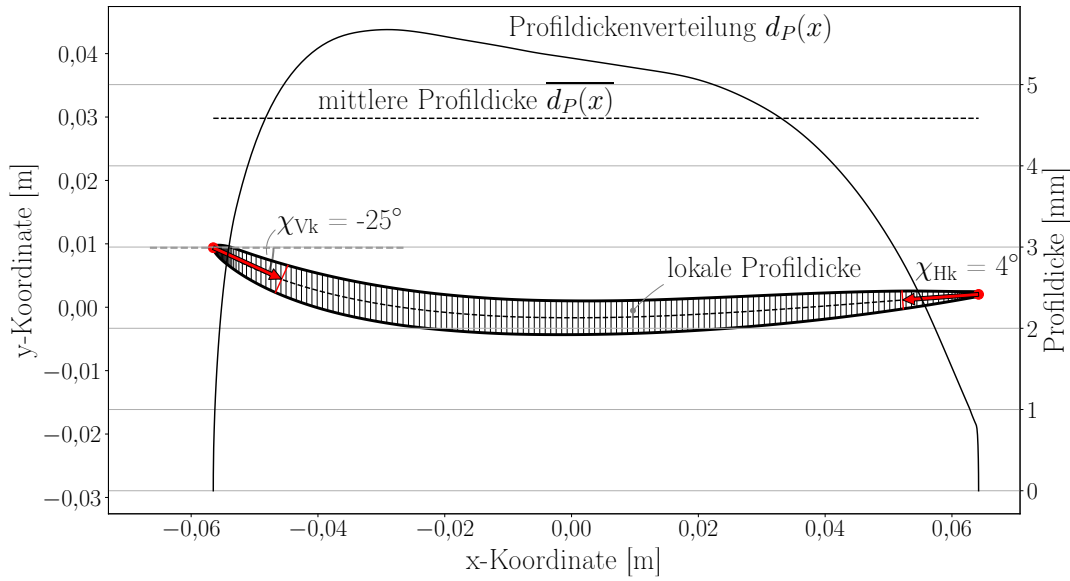


Abbildung 3.3: Generisches Schaufelprofil mit einer Sehnenlänge $s = 12$ cm und einer relativen Profildicke $d_{P,rel} = 4\%$. Das Diagramm veranschaulicht die Bestimmung der Profildicke und der Metallwinkel an der Vorder- und Hinterkante.

3.3 Modellierung der mittleren Rotor-Nachläufe

Die mittleren Rotor-Nachläufe werden entsprechend den Ausführungen von A. Moreau (2016) auf jeder Stromlinie modelliert. Der Begriff „mittlere Nachläufe“ beschreibt das zeitunabhängige Strömungsprofil, das sich hinter einem Rotor ohne turbulente Schwankungen einstellt (siehe auch $\bar{V}(\theta)$ in Abb. 2.5 oben). Für das hier vorgestellte Modell werden die Geschwindigkeiten im mitbewegten, das heißt relativen System des Rotors betrachtet. Das Strömungsprofil in Umfangsrichtung zeichnet sich hinter einer Schaufelreihe durch ein Geschwindigkeitsdefizit aus. Dieses Strömungsprofil kann auf direktem Weg nur durch die Methoden zur Verfügung gestellt werden, die die Strömung in Umfangsrichtung berücksichtigen, das heißt durch das 3D-RANS-Verfahren (Methode 3) oder die Hitzdrahtmessungen (Methode 4). Abbildung 3.4 (links) zeigt zwei exemplarische Nachläufe auf verschiedenen radialen Ebenen, die durch eine Hitzdrahtmessung an der in Abschnitt 4.1.5 beschriebenen Fanstufe zwischen Rotor und Stator gemessen wurden. Die schwarze Linie stellt das Geschwindigkeitsdefizit in Umfangsrichtung θ auf einer Rotor-Schaukelhöhe von $\eta = 50\%$ dar. In diesem Fall scheint es akzeptabel zu sein, eine symmetrische Gaußform für den Nachlauf anzunehmen, da die Strömung auf dieser Schaufelhöhe recht unbeeinflusst von Sekundärströmungen ist und die Ausmischung des Nachlaufs bereits fortgeschritten ist. Im Bereich der Rotor-Spitze beeinflussen jedoch zusätzliche Strömungseffekte wie Blattspitzenwirbel die Form der Nachläufe, wodurch die Modellierung mit einer Gaußform nicht mehr gerechtfertigt ist. In der Abbildung ist der Geschwindigkeitsverlauf in Umfangsrichtung auf einer Rotor-Schaukelhöhe von $\eta = 94\%$ mit einer grauen Linie dargestellt. Es ist davon auszugehen, dass in diesem Fall die Regressionsanalyse nicht den Nachlauf, sondern den Blattspitzenwirbel nachbildet.

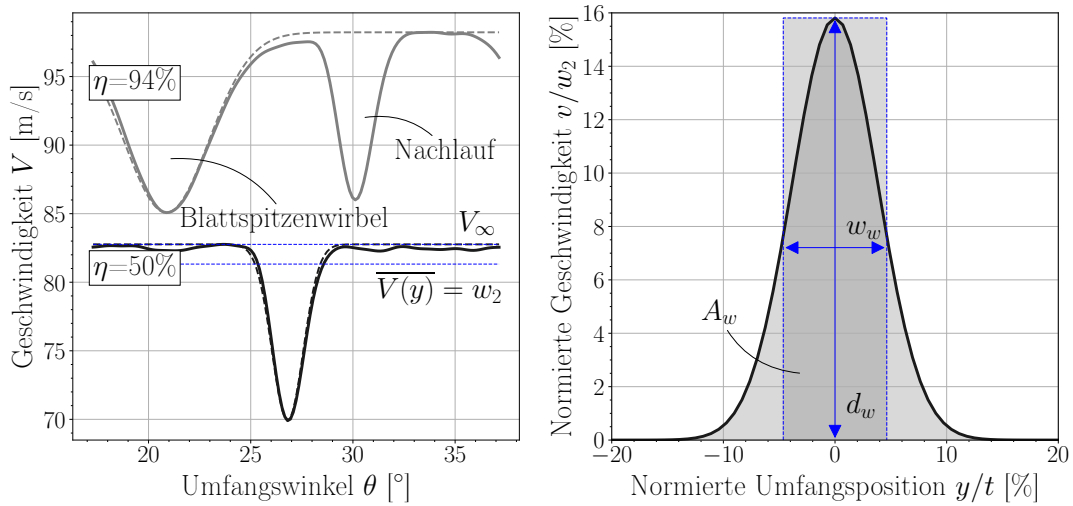


Abbildung 3.4: Links: Zwei gemessene Geschwindigkeitsnachläufe (durchgezogene Linie) und deren Regression mit einer Gauß-Funktion (gestrichelte Linie). Die beiden Nachläufe unterscheiden sich in der Eintauchtiefe der Hitzdrahtsonde und befinden sich bei 50% (schwarz) und 94% (grau) der Rotor-Schaufelhöhe. Rechts: Geschwindigkeitsdefizit als Gauß-Regression für die Messung bei 50% Schaufelhöhe in einem normierten Koordinatensystem.

Das Geschwindigkeitsdefizit $v(y)$ in der Nachlauf-Strömung lässt sich bestimmen, indem das Geschwindigkeitsprofil $V(y)$ von der Geschwindigkeit außerhalb des Nachlaufs V_∞ subtrahiert wird:

$$v(y) = \max(V(y)) - V(y) \quad (3.17)$$

Unter der Annahme der Symmetrie liefert die dargestellte Regression (Abb. 3.4 rechts) mit der Methode der kleinsten Fehlerquadrate an eine Gauß-Funktion

$$v(y) = v_{\max} \cdot e^{-\pi \left(\frac{y}{w_w \cdot t} \right)^2} \quad (3.18)$$

die drei entdimensionalisierten Nachlauf-Parameter Fläche A_w , Tiefe d_w und Breite w_w :

$$A_w := \int_0^t \frac{v(y)}{w_2} \frac{dy}{t} \quad (3.19)$$

$$d_w := \frac{v_{\max}}{w_2} \quad (3.20)$$

$$w_w := \frac{A_w}{d_w} \quad (3.21)$$

mit der Umfangsposition $y = r\theta$, der Teilung $t = 2\pi r/B$, dem maximalen Geschwindigkeitsdefizit $v_{\max} = \max(v(y))$ und der umfangsgemittelten Strömungsgeschwindigkeit $\bar{V}(y)$. Letztere ist identisch mit der relativen Abströmgeschwindigkeit w_2 der Rotor-Schaufel. In der Literatur wird die Nachlaufbreite häufig als die Umfangsdistanz zwischen zwei Punkten definiert, wo die Strömungsgeschwindigkeit 50% des maximalen Geschwindigkeitsdefizits $v_{\max}$ erreicht (Ganz

et al., 1998; Jurdic, Joseph und Antoni, 2009). Es lässt sich jedoch mit Gl. 3.18 und 3.21 zeigen, dass die hier verwendete Definition sehr ähnlich ist:

$$v\left(y = \frac{w_w}{2}t\right) = v_{\max} \cdot e^{-\frac{\pi}{4}} \approx 0,46 \cdot v_{\max} \quad (3.22)$$

Ein alternativer Weg zur Bestimmung der geometrischen Nachlauf-Parameter besteht in der Analyse der Nachläufe über eine azimuthale Fourier-Zerlegung. Dafür wird die Fourier-Transformation von Gl. 3.18 gebildet. Die analytische Lösung resultiert ebenfalls in einer Gauß-Funktion in Abhängigkeit von der Harmonischen h :

$$\mathcal{F}(v(y)) = v(h) = w_2 \cdot A_w \cdot e^{-\pi \cdot w_w^2 \cdot h^2} \quad (3.23)$$

Die Punkte in Abb. 3.5 zeigen die diskrete FFT (schnelle Fourier-Transformation, engl. **F**ast **F**ourier **T**ransform) der zwei Geschwindigkeitsnachläufe, die in Abb. 3.4 (links) dargestellt sind. Mithilfe dieser Datenpunkte lassen sich durch eine Regression mit der Gauß-Kurve aus Gl. 3.23 ebenfalls die entdimensionalisierten Nachlauf-Parameter aus den Gln. 3.19–3.21 bestimmen. Der Wert für die nullte Harmonische $v(h = 0)$ entspricht dem Mittelwert des Geschwindigkeitsdefizits $\overline{v(y)} = V_{\infty} - \overline{V(y)}$ und wird für die Regressionsanalyse entfernt.

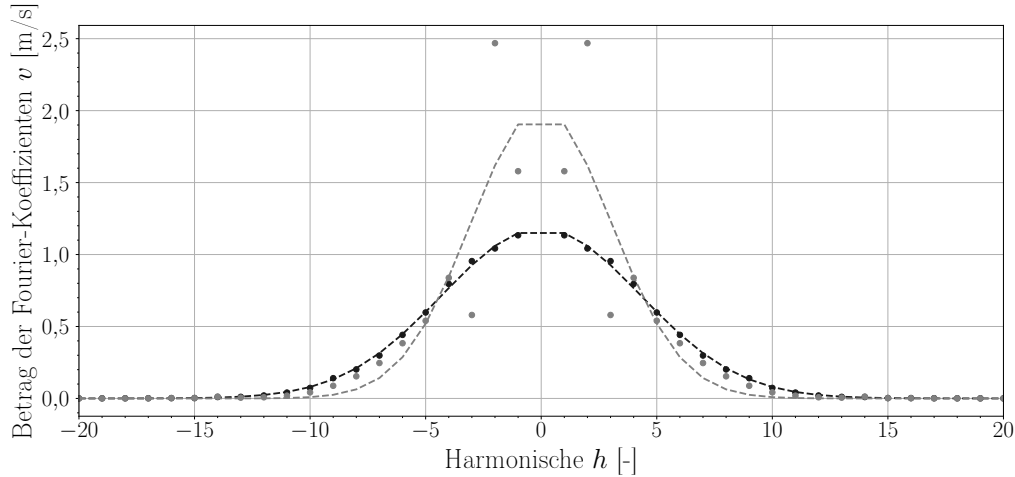


Abbildung 3.5: Fourier-Transformation (Punkte) der in Abb. 3.4 dargestellten Geschwindigkeitsnachläufe auf den unterschiedlichen Schaufelhöhen. Zusätzlich ist eine Regression mit einer Gauß-Funktion (gestrichelte Linie) dargestellt.

Auch hier zeigt wieder der Nachlauf auf mittlerer Kanalhöhe (schwarz) eine gute Übereinstimmung mit der Gauß-Kurve. Im Blattspitzen-Bereich (grau) gibt es jedoch größere Abweichungen bei den ersten drei positiven und negativen Harmonischen. Die Methode zur Bestimmung der Nachlauf-Parameter über die Fourier-Zerlegung liefert trotzdem insbesondere in kritischeren Bereichen und bei komplexeren Strömungen robustere Lösungen. Bei Untersuchungen des Bestimmtheitsmaßes sowie der radialen Verteilung und axialen Entwicklung der Nachlauf-Parameter im Kanal hat sich herausgestellt, dass die Lösung stets stabil, zuverlässig und physikalisch bleibt.

Für die Vorentwurfsverfahren (Methoden 1 und 2) ist es hingegen notwendig, die Nachlaufparameter basierend auf den Grenzschichtdicken zu bestimmen. Die Verdrängungsdicke δ_1 und die Impulsverlustdicke δ_2 sind folgendermaßen definiert:

$$\delta_1 := \cos \beta_2 \int_0^t \left(1 - \frac{v(y)}{V_\infty} \right) dy \quad (3.24)$$

$$\delta_2 := \cos \beta_2 \int_0^t \frac{v(y)}{V_\infty} \left(1 - \frac{v(y)}{V_\infty} \right) dy \quad (3.25)$$

Der Term $\cos \beta_2$ taucht in den Gleichungen auf, weil die Grenzschichtdicken normal zur Ausbreitungsrichtung definiert sind. Nun können die Nachlaufparameter an der Rotor-Hinterkante mithilfe der Grenzschichtparameter ausgedrückt werden:

$$A_{w,Hk} = \frac{\delta_1}{t \cos \beta_2 - \delta_1} \quad (3.26)$$

$$d_{w,Hk} = \sqrt{2}(1 + A_{w,Hk}) \left(1 - \frac{\delta_2}{\delta_1} \right) \quad (3.27)$$

$$\delta_1 = H_{12} \cdot \delta_2 \quad (3.28)$$

Die Impulsverlustdicke δ_2 wird durch die Vorentwurfsverfahren (siehe Abschnitt 3.1) ermittelt. Die Verdrängungsdicke δ_1 kann mit dem empirisch bestimmten Formfaktor H_{12} berechnet werden, der wiederum von der aerodynamischen Schaufelbelastung beziehungsweise dem Druckgradienten über das Schaufelprofil abhängig ist.

Das Abklingverhalten der Nachlaufbreite mit zunehmendem Abstand l zur Rotor-Hinterkante wird von A. Moreau (2016) detailliert ausgeführt. Das analytisch motivierte Modell basiert auf den integralen Grenzschicht-Gleichungen. Dafür wird die mittlere Strömung im Nachlauf mithilfe der eindimensionalen Kontinuitätsgleichung beschrieben. Die Impulsgleichung wird herangezogen, um die Entwicklung der Grenzschicht in einem Diffusor mit Blockage-Effekten zu modellieren. Das Gleichungssystem wird geschlossen, indem eine dritte Gleichung den Transport des Volumenstroms innerhalb der Grenzschicht mit einem Formfaktor korreliert, welcher den aktuellen Zustand der Grenzschicht repräsentiert. Der Ansatz kommt ursprünglich von Head (1958), wurde ergänzt durch Green (1972) und wird hier auf den Zerfall der Nachläufe übertragen. Es werden dafür eine inkompressible Strömung ohne Bewandung und eine vollturbulente Grenzschicht angenommen. Die Gleichungen werden simultan entlang einer Stromröhre gelöst.

3.4 Modellierung der turbulenten Rotor-Nachläufe

Der Begriff „turbulente Nachläufe“ beschreibt die stochastischen Geschwindigkeitsschwankungen, die hinter einem Rotor gemessen werden können und auf die Turbulenzen in der Strömung zurückzuführen sind (siehe auch $v'(\theta)$ in Abb. 2.5 unten). Für die Bestimmung des breitbandigen Nachlauf-Interaktionslärms ist die Kenntnis über diese Geschwindigkeitsschwankungen essentiell, weil die Interaktion der Schaufeln mit den Turbulenzen die Ursache für diese Schallquelle ist. Da die Vorentwurfsverfahren keine Informationen über Turbulenzen berechnen, werden zwei empirische Formulierungen angewendet, um die Turbulenz-Parameter hinter einem Laufgitter

von den mittleren Nachläufen abzuleiten. Das hier vorgestellte Modell bildet das Anwachsen des turbulenten Längenmaßes und der Turbulenzintensität mit steigender Schaufelbelastung beziehungsweise Rotor-Verlusten ab, wie es auch schon von Ganz et al. (1998) sowie Camp und Shin (1995) dokumentiert wurde.

Turbulentes integrales Längenmaß

In der Literatur wurden verschiedene Ansätze von unterschiedlichen Autoren vorgestellt, die Möglichkeiten zur Ableitung des turbulenten integralen Längenmaßes von der mittleren Strömung oder anderen Turbulenzparametern aufzeigen (Ganz et al., 1998; Pope, 2000; Gliebe et al., 2000; Jurdic, Joseph und Antoni, 2009). Ein einfaches Verhältnis zwischen dem Längenmaß im Nachlauf Λ_w und der Nachlaufbreite w_w , wie sie im vorhergehenden Abschnitt definiert wurde, bietet sich für die Vorentwurfsverfahren an:

$$K_L = \frac{\Lambda_w}{w_w \cdot t \cos \beta_2} \quad (3.29)$$

In der Literatur finden sich verschiedene Werte für den Proportionalitätsfaktor K_L . Jurdic, Joseph und Antoni (2009) schlagen beispielsweise einen Wert von $K_L = 0,21$ vor und Ganz et al. (1998) schlussfolgern aus ihren Experimenten Werte von 0,2 bis 0,35 je nach Raum-Richtungskomponente. Basierend auf RANS-Simulationen einer transsonischen Fanstufe identifizieren Meier zu Ummeln, A. Moreau und Schnoes (2022) im Mittel einen Wert von $K_L = 0,3$.

Turbulente Schwankungsgeschwindigkeit

Es existieren auch einige Studien in der Literatur zur Modellierung der Umfangsverteilung der turbulenten Schwankungsgeschwindigkeiten hinter einem Schaufelprofil. Ganz et al. (1998) haben die turbulenten Strömungsprofile in einer Fanstufe untersucht und Wagnarski, Champagne und Marasli (1986) haben sich unter anderem mit den Nachläufen eines isolierten Profils beschäftigt. Es wird ein proportionales Verhältnis zwischen dem quadratischen Mittel der turbulenten Geschwindigkeitsschwankungen und dem Nachlauf-Geschwindigkeitsdefizit in Umfangsrichtung aufgestellt:

$$K_U = \frac{\sqrt{\overline{v'^2(y)}}}{v(y)} \quad (3.30)$$

Die beiden Strömungsgrößen sind in Abb. 3.6 beispielhaft dargestellt. Die Daten wurden an der in Abschnitt 4.1.5 vorgestellten subsonischen Fanstufe gewonnen. Das Diagramm auf der linken Seite bezieht sich auf die Referenzanströmung im Auslegungspunkt und auf der rechten Seite auf einen Strömungszustand mit positiver Inzidenz. Es ist zu erkennen, dass der mittlere Nachlauf (grau) und der turbulente Nachlauf (schwarz) ihr Maximum jeweils an der gleichen Umfangsposition sowie eine Gauß-ähnliche Form zu haben scheinen. Diese Feststellung unterstützt die Herangehensweise, die Turbulenz mit dem mittleren Nachlauf zu korrelieren. Als gestrichelte Linie wurde außerdem der Nachlauf beispielhaft mit dem Wert 0,4 skaliert, wodurch eine relativ gute Übereinstimmung mit der Turbulenz erzielt werden kann. Bei genauerer Betrachtung fällt jedoch auf, dass der turbulente Nachlauf zwei Maxima

in den Scherschichten der Strömung aufweist. Dieser Effekt lässt sich am stärksten direkt an der Schaufelhinterkante beobachten. Mit zunehmender Ausbreitungsstrecke verschmelzen die Maxima miteinander, wodurch der Nachlauf immer symmetrischer wird. Weiterhin wurden in der Abbildung die Hintergrundturbulenz, welche durch das Grundrauschen in der Strömung geprägt ist, und die Nachlaufturbulenz, welche durch die Schaufel in die Strömung eingebracht wird, flächig hervorgehoben. Die Korrelation mit dem Geschwindigkeitsdefizit modelliert lediglich die Nachlaufturbulenz. In der gezeigten Messung scheint genau die Hintergrundturbulenz zur akkuraten Modellierung des turbulenten Nachlaufs zu fehlen.

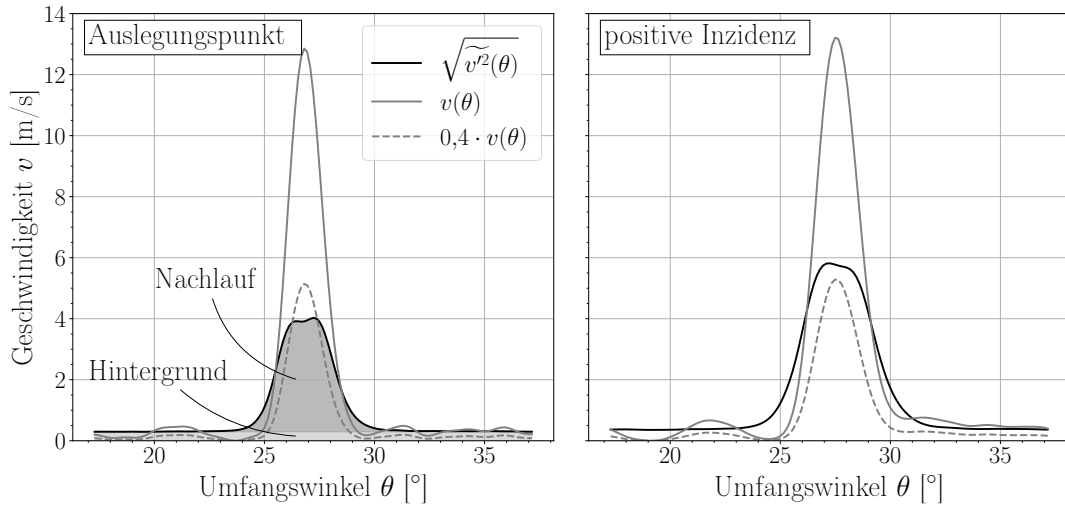


Abbildung 3.6: Mit Hitzdrahtsonden gemessener Rotor-Nachlauf der subsonischen Fanstufe aus Abschnitt 4.1.5 und gemessene Geschwindigkeitsschwankungen als quadratisches Mittel in Umfangsrichtung. Außerdem zeigt die Abbildung eine beispielhafte Skalierung des Nachlaufs und die Unterteilung der turbulenten Strömung in Nachlauf- und Hintergrundströmung.

Durch das Quadrieren von Gl. 3.30 und der Integration der Strömungsgrößen über die Schaufelpassage lässt sich über den Satz von Parseval

$$\frac{1}{t} \int_0^t v(y)^2 dy = \sum_{h=-\infty}^{+\infty} v(h)^2 \quad (3.31)$$

und unter Zuhilfenahme von Gl. 3.23 auch folgendes Verhältnis zwischen umfangsgemittelter Varianz (siehe auch Gl. 2.12) und Geschwindigkeitsdefizit aufstellen:

$$K_U^2 = \frac{1/t \int_0^t \widetilde{v'^2}(y) dy}{1/t \int_0^t v(y)^2 dy} \quad (3.32)$$

$$= \frac{\overline{\widetilde{v'^2}(y)}}{\sum_h v(h)^2} \quad (3.33)$$

$$= \frac{c_{t2}^2}{w_2^2 A_w^2 \sum_h e^{-2\pi w_w^2 h^2}} \quad (3.34)$$

Ab einer Nachlaufbreite von $w_w \approx 0,4$ beginnen benachbarte Nachläufe sich miteinander zu vereinen. An der Stator-Vorderkante weisen die Nachläufe in der Regel deutlich niedrigere Werte

3. Modell für die breitbandige Interaktions-Schallquelle

auf. Für Werte $w_w < 0,5$ lässt sich die Summe im Nenner gut mit $1/(\sqrt{2}w_w)$ approximieren, wodurch folgende vereinfachte Formel mit den Nachlaufparametern aufgestellt werden kann:

$$K_U \approx \frac{c_{t2} \cdot 1,19\sqrt{w_w}}{w_2 A_w} \quad (3.35)$$

Aus den Arbeiten von Wygnanski, Champagne und Marasli (1986) kann ein Wert von $K_U = 0,3$ abgeleitet werden. Die RANS-basierte Kalibrierung von Meier zu Ummeln, A. Moreau und Schnoes (2022) ergab einen Wert von $K_U = 0,4$.

Die turbulenten Schwankungen c_t können auch als turbulente kinetische Energie

$$k = \frac{3}{2}c_{t2}^2 \quad (3.36)$$

oder zum Zweck der Vergleichbarkeit verschiedener Betriebspunkte oder Fanstufen als Turbulenzgrad

$$I = \frac{c_{t2}}{w_2} \quad (3.37)$$

ausgedrückt werden.

Turbulentes Geschwindigkeitsspektrum

Unter der Annahme von isotroper Turbulenz lässt sich das turbulente Geschwindigkeitsspektrum durch die zuvor bestimmten Turbulenzgrößen synthetisieren. Somit wird angenommen, dass die gesamte Energie in der nullten Umfangsmodenordnung $m = 0$ enthalten ist. Auf diese Weise wird das turbulente Geschwindigkeitsspektrum als Leistungsdichtespektrum

$$\Phi_{uu}(f) = c_{t2}^2 \cdot \frac{\Lambda_w}{w_2} \cdot \frac{2 + 5,3z^2}{(1 + z^2)^{1,8}} \quad (3.38)$$

und die frequenzabhängige, turbulente Korrelationslänge

$$\ell(f) = 15\Lambda_w \cdot \frac{z^2}{\sqrt{1 + z^2}(3 + 8z^2)} \quad (3.39)$$

berechnet, um die Turbulenzgrößen in den Frequenzbereich zu überführen, was wiederum für die Abschätzung der Schallentstehung zweckdienlich ist. Die Spektren beziehen sich auf das mitbewegte Referenzsystem des Rotors und werden im Anschluss auf das stehende Stator-Referenzsystem übertragen. In den Gleichungen stecken die normierte Strouhalzahl $z = St/St_{\text{ref}}$, die Strouhalzahl $St = f\Lambda_w/w_2$ und die Referenz-Strouhalzahl $St_{\text{ref}} \approx 0,1$. Die Formulierungen basieren auf dem eindimensionalen, transversalen von Kármán-Spektrum, welches von Amiet (1975) im Zusammenhang mit Berechnungen zur Schallabstrahlung eines Flügels, der mit turbulenter Strömung interagiert, angewendet wurde. Es wurde dafür angenommen, dass senkrechte Strömungsstörungen auf der Flügelvorderkante die Hauptursache für die Schallabstrahlung sind und dass diese sich parallel zur Vorderkante fortbewegen. Konstante Werte und Brüche wurden in den Gleichungen im Sinne der Übersichtlichkeit bereits zusammengefasst.

Das Leistungsdichtespektrum nähert sich bei Frequenzen gegen Null folgendem Wert an:

$$\Phi_{uu}(f \rightarrow 0) = 2 \cdot c_{t2}^2 \cdot \frac{\Lambda_w}{w_2} \quad (3.40)$$

Über diese Eigenschaft wird in Gl. 2.13 aus Hitzdrahtmessdaten auch das turbulente integrale Längenmaß bestimmt. Aus der Integration des gesamten Frequenzspektrums ergibt sich die Varianz der turbulenten Geschwindigkeitsschwankung:

$$c_{t2}^2 = \int \Phi_{uu}(f) df \quad (3.41)$$

Aus der Gleichung 3.38 geht vereinfacht gesagt hervor, dass die turbulente kinetische Energie hauptsächlich die Amplitude des Spektrums und das turbulente Längenmaß den Frequenzbereich beeinflusst. Um dies zu verdeutlichen, wurden in Abb. 3.7 die Leistungsspektraldichten von drei Beispiel-Nachläufen berechnet und eingezeichnet. Der Referenz-Nachlauf ist in schwarz dargestellt. Davon ausgehend wurde das turbulente Längenmaß (grau durchgezogen) und die turbulente Schwankungsgeschwindigkeit (grau gestrichelt) variiert. Die Variation wurde über das empirische Modell mithilfe der Proportionalitätsfaktoren ermittelt, indem diese jeweils um eine Differenz $\Delta K = +0,1$ erhöht wurden. Beim Vergleich der Spektren wird deutlich, dass sich bei Änderung des Faktors K_L die Amplitude des Spektrums bei niedrigen Frequenzen auch um 3 dB erhöht, aber vor allem eine Frequenzverschiebung zu kleineren Frequenzen stattfindet. Dadurch ergeben sich niedrigere Werte bei höheren Frequenzen. Durch die höhere Größenordnung und den quadratischen Einfluss auf das Spektrum, hebt eine Änderung des Faktors K_U die Amplitude deutlich über den ganzen Frequenzbereich um 6 dB an.

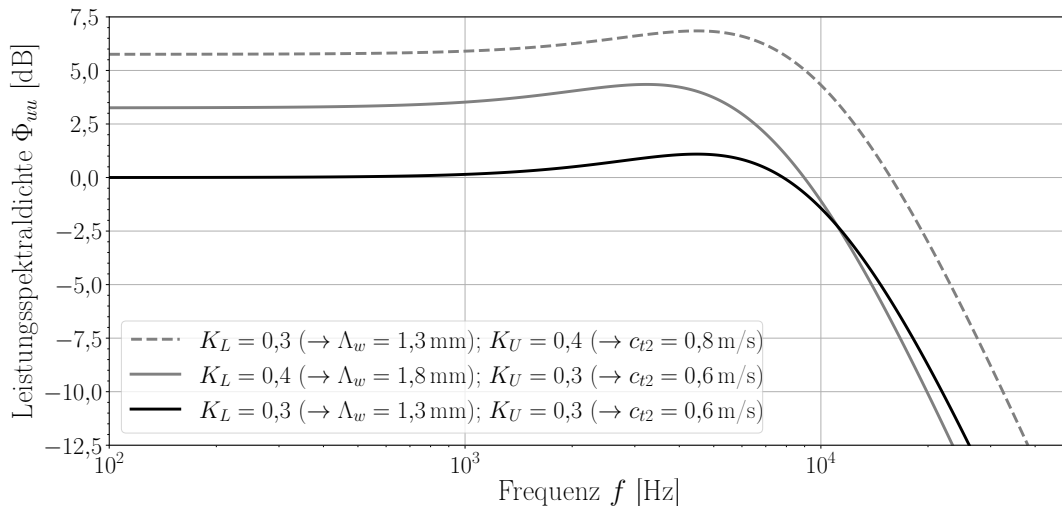


Abbildung 3.7: Turbulente Geschwindigkeitsspektren von drei Rotor-Nachläufen, welche über die Turbulenzparameter mithilfe eines von Kármán-Spektrums synthetisiert wurden. Ausgehend von einem Basis-Spektrum (schwarz) wurden einmal das turbulente Längenmaß (grau durchgezogen) und einmal die turbulente Schwankungsgeschwindigkeit (grau gestrichelt) variiert. Die Strömungsgeschwindigkeit beträgt $w_2 = 80$ m/s.

3.5 Vereinfachungen und Annahmen für das Turbulenzmodell

Das hier vorgestellte empirische Nachlauf-Turbulenzmodell unterliegt einigen Vereinfachungen und Annahmen. Da Modelle immer nur einen bestimmten Aspekt der Realität nachbilden, ist diese Vorgehensweise nicht unüblich. Es sollte jedoch stets darauf geachtet werden, dass die Annahmen für den angedachten Anwendungsbereich angemessen sind und die Aussagen nicht zu stark verfälschen. Daher werden nachfolgend noch einmal die Annahmen zusammengefasst und ihre Verhältnismäßigkeit diskutiert:

- Die Schaufeln des Lauf- und Leitgitters werden als identisch und mit äquidistantem Abstand zueinander angenommen. Dadurch erzeugt jede Schaufel exakt das gleiche Geschwindigkeitsdefizit mit den gleichen Turbulenzgrößen. Diese Annahme wird häufig auch bei CFD-Simulationen getroffen. Durch die Simulation von nur einer Schaufelpassage kann die Rechenzeit immens verkürzt werden und das Ergebnis wird dadurch in der Regel kaum beeinflusst. Für das hier vorgestellte empirische Nachlauf-Turbulenzmodell vereinfacht es darüber hinaus sehr stark die Formulierungen. Zwar werden in der Realität, zum Beispiel bei Hitzdrahtmessungen, durch Fertigungsungenauigkeiten und Abnutzungseffekte nie exakt gleiche Nachläufe gemessen, der Einfluss auf die Leistung und den Breitbandlärm sollte aber sehr gering sein. Im Rahmen des Modells werden die Nachläufe mit abgeleiteten Größen, wie Breite oder Fläche, beschrieben und statistische Größen gemittelt, wodurch der exakte Verlauf in Umfangsrichtung an Relevanz verliert. Für Schallquellen wie den Kreissägenlärm (siehe Abschnitt 1.1) sind geringfügige Abweichungen, beispielsweise im Anstellwinkel, hingegen sehr relevant, da sich dadurch die Stöße von benachbarten Schaufeln miteinander vereinen. Dies gilt jedoch nicht für die viskosen Nachläufe.
- Sowohl das Geschwindigkeitsdefizit als auch die turbulenten Geschwindigkeitsschwankungen werden in Umfangsrichtung als symmetrische Gauß-Kurve approximiert. Es wurde bereits gezeigt, dass dies in der Realität wegen der Geschwindigkeitsunterschiede auf Druck- und Saugseite der Schaufelprofile nicht der Fall ist. Zusätzlich wird die turbulente kinetische Energie vor allem in den Scherschichten des Geschwindigkeitsdefizits erzeugt, wodurch beim turbulenten Nachlauf zwei Maxima entstehen. Messungen und Simulationen zeigen jedoch auch, dass die Asymmetrien vor allem direkt an der Nachlauf-erzeugenden Schaufelhinterkante am größten sind. Mit zunehmender Lauflänge und Ausmischung werden die Nachläufe glatter und symmetrischer. Da die Nachläufe vor allem an der Stator-Vorderkante (welche sich in der Regel mindestens eine Sehnenlänge hinter dem Rotor befindet) für die Nachlauf-Interaktions-Schallquelle relevant sind, sollte diese Annahme gerechtfertigt sein. Es wäre aber sicherlich interessant, die Asymmetrien von mittleren und turbulenten Nachläufen, welche auf einen Stator treffen, und deren Einfluss auf die Akustik genauer zu untersuchen. Eine Studie von Roger (1994) zum Einfluss von nicht-symmetrischen Nachläufen auf die Interaktionsschallquelle zeigte, dass signifikante Abweichungen zu symmetrischen Nachläufen hauptsächlich bei höheren Frequenzen auftreten.

- Eine der Kernaussagen des empirischen Turbulenzmodells besteht darin, dass ein proportionales Verhältnis zwischen mittlerer und turbulenter Nachlauf-Strömung angenommen wird. Diese Proportionalität wird durch die Faktoren K_L und K_U zur Bestimmung des turbulenten integralen Längenmaßes und der turbulenten kinetischen Energie ausgedrückt. Die Faktoren sollen außerdem einen universellen Charakter aufweisen, sodass sie an verschiedenen axialen und radialen Positionen im Kanal, bei verschiedenen Betriebszuständen und für verschiedene Fanstufen-Geometrien gültig sind. Diese Vereinfachung ist deutlich kritischer als die bisher diskutierten, da die Proportionalitätsfaktoren einen starken Einfluss auf das breitbandige Spektrum haben (siehe Abb. 3.7). Die Überprüfung dieser Annahme ist Gegenstand der Studien in Abschnitt 4.2.
- Das RSI-Modell beschränkt sich auf die breitbandige Schallquelle, die durch die Interaktion der Rotor-Nachläufe mit der nachfolgenden Schaufelreihe hervorgerufen wird. Die Nachläufe werden, wie beschrieben, durch die viskosen Grenzschichten auf der Schaufeloberfläche erzeugt. Dass die Strömung hinter einem Rotor auch durch die Grenzschichten am Gehäuse und der Nabe geprägt ist, wird dabei nicht berücksichtigt. Und auch weitere sekundäre Strömungsphänomene wie Blattspitzenwirbel oder die Interaktion von Verdichtungsstößen mit der Grenzschicht werden vernachlässigt. Welchen Einfluss die Strömung in den Randbereichen des Kanals auf die Akustik hat, wird mithilfe von Strömungssimulationen und Hitzdrahtmessungen im Abschnitt 4.3 genauer untersucht.
- Wie bereits in Abb. 3.6 gezeigt, wird ausschließlich die Turbulenz im Nachlauf ohne die Hintergrundturbulenz modelliert. Das heißt, das in Umfangsrichtung annähernd konstante Grundrauschen in den Geschwindigkeitsschwankungen fehlt bei der aeroakustischen Anregung der nachfolgenden Schaufelreihe. In der Literatur finden sich unterschiedliche Einschätzungen zur Relevanz der Hintergrundturbulenz bei der akustischen Bewertung von Fanstufen. Dies hängt vermutlich unter anderem damit zusammen, dass das Verhältnis zwischen Hintergrund- und Nachlaufturbulenz je nach Fanstufe, Betriebspunkt und vor allem Eintrittsbedingungen unterschiedlich groß sein kann. Da Hintergrundturbulenz durch die aus der Umgebung eingesaugte Turbulenz geprägt ist, sind die Werte bei Messungen von den Umgebungsbedingungen und den strömungsbeeinflussenden Maßnahmen am Einlauf abhängig und bei Simulationen von den vorgegebenen Eintritts-Randbedingungen. Aber auch der Abstand zwischen Rotor und Stator hat durch Ausmischungs-Effekte der Nachläufe einen Einfluss auf das Verhältnis zwischen Hintergrund- und Nachlaufturbulenz. Nallasamy und Envia (2005) halten den Einfluss der Hintergrundturbulenz für relevant, weshalb sie eine Korrektur in ihre Modelle eingebaut haben. Bei der Auswertung der RANS-Simulationen der transsonischen Fanstufe, die im Abschnitt 4.1.2 vorgestellt wird, haben Kissner, Guérin und Behn (2019) einen sehr geringen Anteil an der Gesamtturbulenz identifiziert. Auch die Auswertung der Hitzdrahtmessungen für die subsonische Fanstufe aus Abschnitt 4.1.5 durch Caldas und Meyer (2023) hat nur vergleichsweise geringe Turbulenzintensitäten in der Hintergrundströmung ergeben. Lediglich im äußeren Kanalbereich steigt die Intensität stark an, da hier auch die Turbulenz erzeugt durch Blattspitzenwirbel mit zur Hintergrundturbulenz gezählt wird. Simulationen

von Kissner und Guérin (2019) an einer Fanstufe, die auch in Abschnitt 4.1.4 vorgestellt wird, ergaben hingegen einen nicht zu vernachlässigenden Beitrag zum Breitbandlärm. Daher wird in Abschnitt 4.2 der Anteil der Hintergrundturbulenz stichprobenartig für einige Fanstufen und Betriebspunkte überprüft.

- Die Turbulenz im Nachlauf wird als homogen und isotrop angenommen. Das heißt, die turbulenten Geschwindigkeitsschwankungen in die verschiedenen Raumrichtungen sind näherungsweise identisch: $c_t = c_{tx} = c_{t\theta} = c_{tr}$. Diese Vereinfachung ist für Verfahren aus dem Vorentwurf weit verbreitet. Messungen von Giebe et al. (2000) und Ganz et al. (1998) geben Grund zur Annahme, dass die Isotropie-Annahme für die Nachläufe im Kanalmitten-Bereich durchaus gerechtfertigt ist. Für die turbulenten integralen Längenmaße wird außerdem vereinfachend angenommen, dass diese vergleichsweise klein sind. Längenmaße, die beispielsweise von Caldas und Meyer (2023) für die in dieser Arbeit untersuchte Fanstufe (Abschnitt 4.1.5) bestimmt wurden, weisen tatsächlich deutlich niedrigere Werte im Nachlauf als in der Hintergrundströmung auf.

3.6 Modellierung des breitbandigen Interaktionslärms

Die breitbandige Interaktions-Schallquelle ist auf zeitliche Schwankungen der Druckverteilung auf den Stator-Schaufeln zurückzuführen, die wiederum durch die Turbulenzen in der Strömung hervorgerufen werden. Im Abschnitt 2.1 wurde bereits dargelegt, dass die hier genutzten Berechnungen zur Schallentstehung auf einer Weiterentwicklung der akustischen Analogie basieren. Für harmonische Strömungsstörungen konnten A. Moreau und Guérin (2011) basierend auf den Formulierungen von Goldstein (1974) physikalische Gleichungen mit einer Trennung der akustischen Quell- und Ausbreitungsterme herleiten. Dabei entstanden vergleichbare Formulierungen für den Tonal- und Breitbandlärm sowie für die Anwendungsfälle in einem Kanal und im Freifeld. Das Fanakustik-Verfahren PropNoise ist damit in der Lage verschiedene tonale und breitbandige Schallquellen zu bestimmen. Entsprechend der Ausführungen aus Abschnitt 1.1 liegt der Fokus dieser Arbeit allerdings auf der Auswertung der breitbandigen Interaktions-Schallquelle einer Fanstufe. Für breitbandige Schallquellen in einer ummantelten Fanstufe wird die erwartete Schalldruckamplitude p' im Frequenzbereich und als Kanalmode, das heißt in Abhängigkeit von der azimuthalen Modenordnung m und der radialen Modenordnung n , folgendermaßen berechnet:

$$|p'(f, m, n)|^2 = B_S \int_r |\mathcal{G}(f, m, n, r)|^2 \cdot |\sigma(f, m, n, r)|^2 \cdot \ell(f, r) \, dr \quad (3.42)$$

Um den breitbandigen Schalldruck für den Rotor-Stator-Interaktionsschall bestimmen zu können, werden die akustisch abstrahlenden Druckfluktuationen an verschiedenen radialen Positionen r als Dipole modelliert und dann über die Stator-Schaufelhöhe integriert. Dabei wird angenommen, dass die einzelnen Quellen beim Breitbandlärm entlang der angeregten Vorderkante verteilt sind und im Gegensatz zum Tonallärm sehr kleine radiale Korrelationslängen ℓ aufweisen. Dadurch sind die Quellen in radialer Richtung nicht miteinander korreliert. Das heißt, es finden keine konstruktiven oder destruktiven Interferenzen untereinander statt. Auch

die Schallquellen der jeweiligen Schaufeln im Leitgitter korrelieren nicht miteinander, weshalb das Integral vereinfacht mit der Stator-Schaufelzahl B_S multipliziert wird. Weiterhin werden die Schaufeln als identische und unendlich dünne Platten vereinfacht, welche die Metallwinkel der angeregten Schaufelvorderkante als Anstellwinkel aufweisen.

Der Quellterm σ beschreibt den dimensionsbehafteten, akustisch abstrahlenden Anteil der Quelle auf der Schaufeloberfläche. Für breitbandige Schallquellen besitzt der akustische Quellterm keine Phase und somit ergeben sich die folgenden Terme:

$$\sigma(f, m, n, r) = \mathcal{R}(f, m, n, r) \cdot \Psi(f, m, n, r) \cdot \zeta(f, r) \quad (3.43)$$

Darin ist ζ die aerodynamische Anregung, welche auf den Stator durch die turbulenten Strömungsstörungen des Rotors aufgeprägt wird. Sie kann als verbindende Komponente zwischen Aerodynamik und Akustik betrachtet werden. Die aerodynamische Anregung bestimmt sich zu

$$\zeta(f, r) = \frac{1}{2} \rho c_2^2(r) \cdot C_L(f, r), \quad (3.44)$$

was letztendlich eine Multiplikation des dynamischen Drucks an der Stator-Vorderkante mit dem instationären Auftriebskoeffizient bei turbulenten Strömungsstörungen

$$C_L(f, r) = \frac{2\pi}{c_2(r)} \cdot \sqrt{|\Phi_{uu}(f, r)|} \cdot \mathcal{S}(f, r) \quad (3.45)$$

darstellt. Das Leistungsdichtespektrum Φ_{uu} im Referenzsystem des Rotors wird mit Hilfe des von Kármán-Spektrum aus Gl. 3.38 bestimmt. Für eine akkurate Berechnung der Schallanregung müsste eigentlich unter der Berücksichtigung des Strömungswinkels eine Kombination aus longitudinalem und transversalem Geschwindigkeitsspektrum gebildet werden. Im Zusammenhang mit der isotropen Turbulenz-Annahme ist die Verwendung der longitudinalen Komponente jedoch ausreichend. Durch die Gleichung zur Berechnung des instationären Auftriebs verdeutlicht sich der Einfluss der turbulenten kinetischen Energie und des turbulenten integralen Längenmaßes im Rotor-Nachlauf auf das Schalldruckspektrum. Die mittlere Geschwindigkeit der Strömung, das heißt, mit welcher Geschwindigkeit die Nachläufe auf den Stator treffen, hat hingegen einen quadratischen Einfluss auf die breitbandige Nachlauf-Interaktionsschallquelle.

Die weiteren Terme aus Gln. 3.42 und 3.43 lauten folgendermaßen:

Greensche Transferfunktion $\mathcal{G}$: Die modale Transferfunktion wird nach Goldstein (1976) auf einen unendlich langen, zylindrischen Kanal inklusive Nabenkörper und Strömung angewendet (siehe auch A. Moreau und Guérin (2011)). Sie dient als Übertragungsfunktion der akustischen Druckschwankungen auf den Schaufeln in akustische Moden. Damit kann das akustische Druckfeld in eine Summe von orthogonalen Eigenmoden mit azimuthaler und radialer Ordnung zerlegt werden. Die Kanalwände werden als schallhart angenommen.

Radiale Korrelationslänge ℓ : Diese Größe gibt an, über welche Distanz die Quellen in radialer Richtung miteinander korrelieren. Es wird angenommen, dass die radialen Nachlauf-Korrelationslängen aus Gl. 3.39 im Vergleich zur Stator-Teilung und der Schaufelhöhe klein sind (Reboul, 2010; Wohlbrandt, 2017). Das Spektrum erreicht in

seinem Maximum in etwa das turbulente integrale Längenmaß und läuft bei niedrigen und hohen Frequenzen gegen Null. Die Korrelationslänge ist ein sehr sensibler Parameter für das Modell, da es einen direkten Einfluss auf die Amplitude und das Frequenzmaximum des Schallspektrums hat.

Akustischer Abstrahlfaktor $\mathcal{R}$: Dieser Term beschreibt die Abstrahleffizienz der Dipole. Er berechnet sich aus dem Produkt der Wellenzahl-Komponente senkrecht zur Sehne und der Sehnenlänge.

Quellverteilung entlang der Profilversehne Ψ : Dass die akustisch abstrahlenden Quellen in der Realität nicht akustisch kompakt sind, wird durch diese dimensionslose Korrelationsfunktion entlang der Sehne berücksichtigt. Dafür hatte ursprünglich Hanson (1980) vorgeschlagen, eine modellierte, instationäre Lastverteilung entlang der Sehne zu integrieren. Diese wird als konstant entlang der Schaufelhöhe angenommen. Als Auftriebsverteilung wird die analytische Lösung der Fourier-transformierten und normalisierten Sears-Funktion genutzt.

Schaufel-Antwort-Funktion $\mathcal{S}$: Diese Funktion beschreibt die Antwort als instationären Auftriebsbeiwert eines isolierten Schaufelprofils auf eine Strömungsstörung (Amiet, 1976), welche in Normalenrichtung zur Schaufeloberfläche schwingt und sich parallel zur Schaufelvorderkante fortbewegt (vgl. Abschnitt 3.4). Genauer gesagt interagieren die Störungen in der Strömungsgeschwindigkeit mit dem stationären Druckfeld der Schaufeln, wodurch eine fluktuierende Profilauftriebsverteilung entsteht. Die Funktion basiert auf der Annäherung von Sears (1941) für inkompressible Strömungen im niedrigen Frequenzbereich. Die Effekte der Kompressibilität werden durch Ψ berücksichtigt.

Die Schalldruckamplitude p' wird für die Auswertung üblicherweise durch eine Integration über eine Kanal-Querschnittsfläche πR_{Ge}^2 in eine Quellstärke, die modale Schallleistung P , umgerechnet. Morfey (1971) hat für die Schallleistung, die eine Kanalmode trägt, folgende Gleichung hergeleitet:

$$P(f, m, n) = \frac{\pi R_{\text{Ge}}^2}{\rho a} \cdot \frac{\Re(\alpha(m, n)) \cdot \mathcal{C}(m, n) \cdot \mathcal{T}(m, n)}{\delta(m)} \cdot 2|p'(f, m, n)|^2, \quad (3.46)$$

wobei R_{Ge} der Gehäuse-Radius, ρ die Fluidichte und a die Schallgeschwindigkeit sind. Der Faktor 2 rührt daher, dass es sich bei der Größe p' um das quadratische Mittel der Schalldruckschwankung handelt und nicht um die Amplitude vom Nullpunkt bis zum Scheitelpunkt. In der Gleichung stecken außerdem folgende Terme:

Cut-on-Faktor α : Diese Größe ist ein Maß für die Ausbreitungsfähigkeit einer Mode und taucht auch schon in der Greenschen Transferfunktion $\mathcal{G}$ auf. Das sogenannte Cut-on-Kriterium gibt vor, dass bei einer bestimmten Frequenz die Moden mit großer azimuthaler und radialer Ordnung keine akustische Energie mehr durch den Kanal transportieren können. Das heißt, die Schalldruckamplitude nimmt entlang der Kanalachse exponentiell ab. Der Faktor nimmt reale Werte $0 < \alpha \leq 1$ für ausbreitungsfähige (cut-on) und rein imaginäre Werte für nicht-ausbreitungsfähige (cut-off) Moden an.

Moden-Ausbreitungsfaktor $\mathcal{C}$: Diese Größe hängt von der axialen Machzahl der Kanalströmung ab. Sie ist ein Maß für die Erhöhung (Ausbreitung in Strömungsrichtung) oder Verringerung (Ausbreitung entgegen der Strömungsrichtung) der Moden-Leistung durch die Konvektion der Strömung.

Transmissions-Koeffizient $\mathcal{T}$: Durch diesen Faktor wird die Abstrahlung der Schallleistung einer Mode vom Kanalende bis zu einem Beobachter im Fernfeld approximiert. Er wird mithilfe von α bestimmt. Für eine ebene Welle ($m = 0, n = 0$) nimmt diese Größe den Wert 1 an und für (fast) nicht-ausbreitungsfähige Moden geht der Wert gegen 0. Dadurch werden Moden nahe der Cut-off-Grenze bei ihrer Transmission ins Freifeld abgeschwächt, auch wenn sie an der Quelle hohe Druckamplituden aufweisen.

Drall-Faktor δ : Dieser Faktor berücksichtigt den Drall, der von einem Starrkörper in die Strömung eingebracht wird. Die Drall-Machzahl wird mittels der Strömungsgeschwindigkeit in Umfangsrichtung an der Rotor-Spitze bestimmt und sollte in der Regel subsonisch sein.

Das Schalleistungsspektrum wird bestimmt, indem die Beiträge aller ausbreitungsfähigen Moden für die jeweiligen Frequenzen aufsummiert werden:

$$P(f) = \sum_{m,n} P(f,m,n) \quad (3.47)$$

Schlussendlich wird die Schallleistung in der Regel in einen sogenannten Schallleistungspegel mit der Hilfsmaßeinheit dB (Dezibel) überführt:

$$P_{\text{dB}}(f) = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{P(f)}{P_{\text{ref}}} \right) \quad (3.48)$$

Dadurch wird dem logarithmischen Hörvermögen des menschlichen Gehörs Rechnung getragen. Die Referenzleistung $P_{\text{ref}} = 10^{-12} \text{ W}$ wird so gewählt, dass 0 dB in etwa der Hörschwelle entspricht.

4 | Anwendung der Methoden

In diesem Kapitel werden die in Kapitel 2 vorgestellten Strömungsverfahren mit unterschiedlichem Detailgrad dazu genutzt, um eine Strömungslösung für die in Kapitel 3 beschriebenen Modelle zur Verfügung zu stellen. Dadurch wird die breitbandige Nachlauf-Interaktions-Schallquelle als repräsentative Lärmquelle genutzt, um die Akustik einer Fanstufe zu bewerten. Für diesen Zweck werden zunächst einige existierende Fanstufen vorgestellt (Abschnitt 4.1), auf die die Verfahren und Modelle angewendet werden sollen. Daraufhin wird das empirische Nachlauf-Turbulenzmodell mithilfe der höheren Referenzverfahren kalibriert (Abschnitt 4.2). Da die Vorauslegungsverfahren keine komplexe 3D-Strömung zur Verfügung stellen, soll auch diese Vereinfachung und deren Einfluss auf die Akustik untersucht werden (Abschnitt 4.3). Abschließend können dann die verschiedenen Stationen der Prozessketten von Methoden 1 bis 4 miteinander verglichen werden (Abschnitt 4.4), sodass der Einfluss der Verfahren auf die Akustik und die Eignung der Vorentwurfsverfahren zur Fanlärm-Bewertung abgeschätzt werden kann. Für die Diagramme wird eine Farbkodierung eingeführt: Ergebnisse der Methode 1 werden immer in schwarz, Methode 2 in rot, Methode 3 in blau und Methode 4 in orange dargestellt.

4.1 Untersuchte Fanstufen

Um die Nachläufe sowie Turbulenzcharakteristiken und deren Einfluss auf die Akustik in verschiedenen Anwendungsfällen untersuchen zu können, wurden fünf Fanstufen ausgewählt:

- DLR UHBR (**U**ltra-**H**igh **B**ypass **R**atio): Abschnitt 4.1.1
- ACAT1 (**A**ne**C**om **A**ero**T**est Rotor **1**): Abschnitt 4.1.2
- NASA SDT (**S**ource **D**iagnostic **T**est): Abschnitt 4.1.3
- ASPIRE (**A**erodynamic and **A**coustic for **H**igh **B**ypass **R**atio **T**urbofan **I**ntegration): Abschnitt 4.1.4
- DLR CRAFT (**C**o-/**C**ounter-**R**otating **A**coustic **F**an **T**est Rig): Abschnitt 4.1.5

Die ersten vier der fünf ausgewählten Testfälle für diese Studie sind repräsentativ für Fanstufen von modernen Flugzeugtriebwerken mit Turbofan-Antrieb. Der letzte Testfall weist deutlich niedrigere Mach- und Reynoldszahlen auf und ist somit repräsentativ für beispielsweise elektrifizierte Antriebe von kleineren Fluggeräten aus dem UAM-Bereich. Eine

4. Anwendung der Methoden

Tabelle 4.1: Geometrische und aerodynamische Auslegungsparameter der untersuchten Fanstufen im Vergleich. Die Reynoldszahl bezieht sich auf die Rotor-Sehnenlänge im Mittelschnitt.

	DLR UHBR	ACAT1	NASA SDT	ASPIRE	DLR CRAFT
Geometrie					
Rotordurchmesser	0,8 m	0,85 m	0,56 m	~2 m	0,45 m
Rotorschaukelzahl	22	20	22	16	18
OGV-Schaukelzahl	38	44	54	36	21
Aerodynamik (DP)					
Fandruckverhältnis	1,4	1,42	1,47	~1,3	1,04
Rel. Spitzenmachzahl	1,14	1,17	1,27	~1	0,31
Axiale Machzahl	0,63	0,65	0,6	~0,6	0,14
Reynoldszahl	$2,8 \cdot 10^6$	$2,8 \cdot 10^6$	$2,3 \cdot 10^6$	$\sim 8,5 \cdot 10^6$	$0,5 \cdot 10^6$

Zusammenfassung der geometrischen und aerodynamischen Auslegungsparameter jeder Fanstufe ist in Tab. 4.1 zu finden.

Die untersuchten Turbofans decken einen großen Bereich im Bezug auf die Reynoldszahl (bezogen auf die Rotor-Sehnenlänge) und das Totaldruckverhältnis der Fanstufe ab. Es gibt ein Triebwerkskonzept im Originalmaßstab (ASPIRE) und zwei Fanstufen weisen eine tatsächlich vorhandene Kernströmung auf (ACAT1 und ASPIRE). Zu den Testobjekten existiert in der Abteilung bereits eine relativ große Datenbasis mit Messdaten und numerischen Simulationen. Es wird beabsichtigt, diese Datenbasis als Grundlage für die Auswertung der Turbulenzintensität, des turbulenten Längenmaßes in den Nachläufen und der viskosen Druckverluste, hervorgerufen durch die Rotor-Profile, zu nutzen. Pro Fanstufe werden zudem mehrere Betriebspunkte beziehungsweise auch ein vollständiges Kennfeld ausgewertet, um eine möglichst große Variation an Machzahlen und Schaukelbelastungen abzudecken. Der aerodynamische Designpunkt (DP) zeichnet sich meist durch niedrige Inzidenzwinkel und Verluste aus. Die Abflug-Betriebspunkte (SL und CB) weisen hohe Machzahlen und moderate Inzidenzwinkel auf, was zu einer moderaten Erhöhung der Nachlaufturbulenz führt. Der Anflug-Betriebspunkt (AP) zeichnet sich hingegen durch geringe Machzahlen, hohe Inzidenzwinkel und einen geringen Pumpgrenzabstand aus. Dadurch entstehen meist sehr große Nachläufe oder sogar teilweise Ablösungen an den Rotor-Schaukeln, was zu einer starken Erhöhung der Nachlaufturbulenz führt. Mit einer verstellbaren Düsengeometrie, wie sie in der ASPIRE-Fanstufe vorgesehen ist, soll diesem Effekt durch die Reduzierung des Inzidenzwinkels je nach Betriebspunkt entgegen gewirkt werden.

Die Tabelle 4.2 listet einige Kennwerte für die Rechengitter und die Konfigurationen der durchgeführten RANS-Simulationen auf. Die Gesamtzahl der Zellen des CRAFT-Rechengitters sticht im Vergleich augenscheinlich heraus. Für diese Fanstufe wurde das Gitter bereits für eine instationäre Simulation im Frequenzbereich, eine sogenannte Harmonic Balance-Simulation, vorbereitet. Dafür ist es von Vorteil, wenn die Wellenlänge der auszuwertenden Blattfolgefrequenz mit ungefähr 25-30 Zellen aufgelöst wird. Die Anzahl der Punkte in Umfangsrichtung soll die Nachläufe für die Auswertung ausreichend auflösen und ermöglichen, dass die Nachläufe sich möglichst dissipationfrei ausbreiten können. Die Grenzschichten auf allen Schaukeloberflächen werden voll aufgelöst, das heißt, die erste Zelle hat die

Breite des dimensionslosen Wandabstands $y^+ \approx 1$. Somit wird die Grenzschicht nicht mit Wandgesetzen modelliert. Wie schon im Abschnitt 2.4 erwähnt, wurde immer das Menter SST $k-\omega$ Turbulenzmodell gewählt und die Erweiterungen für den Staupunkt-Anomalie-Fix sowie die Rotationseffekte ausgeschaltet. Eine Ausnahme bildet die Simulation für die ASPIRE-Fanstufe, bei der die Produktion turbulenter kinetischer Energie im Staupunkt mit der Cauchy-Schwarz-Ungleichung begrenzt wurde. Da das Menter SST-Modell bereits eine Limitierung der Schubspannung beinhaltet und der hier gewählte Begrenzer für eine erhöhte Dissipationsrate in der Hintergrundströmung sorgt (Jaron, 2018), ergibt sich nach Gl. 2.6 ein verringertes integrales Längenmaß. Weiterhin wird angenommen, dass die Strömung immer voll turbulent ist, sodass auf das Transitionsmodell verzichtet werden kann. Diese Annahme führt bei der CRAFT-Fanstufe aufgrund der niedrigen Reynoldszahlen zu größeren Abweichungen von den Messdaten, was in den Ergebnissen dieser Arbeit auch zu sehen sein wird.

Nachfolgend werden die Fanstufen sowie die daran durchgeführten Experimente und Simulationen noch etwas detaillierter vorgestellt.

Tabelle 4.2: Eigenschaften des Rechennetzes und der Turbulenzmodelle für die numerische RANS-Simulation.

	DLR UHBR	ACAT1	NASA SDT	ASPIRE	DLR CRAFT
Anzahl der Zellen	4 Mio.	5,4 Mio.	9,3 Mio.	7,5 Mio.	24,8 Mio.
Nachlauf-Auflösung	90 Punkte	97 Punkte	120 Punkte	122 Punkte	154 Punkte
Turbulenzmodell	Menter SST	Menter SST	Menter SST	Menter SST	Menter SST
Staupunkt-Fix	aus	aus	aus	Schwarz	aus
Rotationseffekte	aus	aus	aus	aus	aus
Transitionsmodell	aus	aus	aus	aus	aus

4.1.1 DLR UHBR

Die DLR UHBR-Fanstufe wurde am Institut für Antriebstechnik ausgelegt (Kaplan, Nicke und Voss, 2006; Kaplan, 2010). Sie weist ein Größenverhältnis von 1:3 zu einer vergleichbaren Fanstufe in einem realen Flugzeugtriebwerk auf. Der Fan ist repräsentativ für einen modernen, langsam drehenden Fan eines Triebwerks mit hohem Nebenstromverhältnis. Die Stator-Blattzahl wurde so gewählt, dass die Blattfolgefrequenz im AP-Betriebspunkt nicht ausbreitungsfähig ist. Ein weiteres Designkriterium bestand darin, eine möglichst niedrige Drehzahl im Abflug zu erreichen, um die Entstehung von Verdichtungsstößen im Rotor-Spitzenbereich und somit Kreissägenlärm zu vermeiden. Außerdem wurde versucht, die Fanstufe für ein Triebwerk mit einem hohen Nebenstromverhältnis von über 12 auszulegen, damit der Vortriebswirkungsgrad und somit der Treibstoffverbrauch reduziert werden kann. Die Abbildung 4.1 zeigt eine Projektion der Kanalkontur und der Schaufelberandungen auf die x-r-Ebene. Es ist auch eingezeichnet, auf welcher axialen Position die Mischungsebene für die RANS-Simulation platziert wurde. Wie es in Abschnitt 2.5 beschrieben ist, werden dort die Strömungsdaten extrahiert und für die akustische Auswertung zur Stator-Vorderkante extrapoliert. Die Kanalkontur und die Positionen der Schaufelvorder- und -hinterkanten, wie sie in der Abbildung zu sehen sind, bilden die Grundlage für die Netzgenerierung für die Simulation mit dem RANS-

4. Anwendung der Methoden

Löser und dem Stromlinienkrümmungsverfahren. In Abbildung 4.2 ist das Rechengitter um den Fan-Rotor im Radialschnitt ungefähr in der Kanalmitte zu sehen.

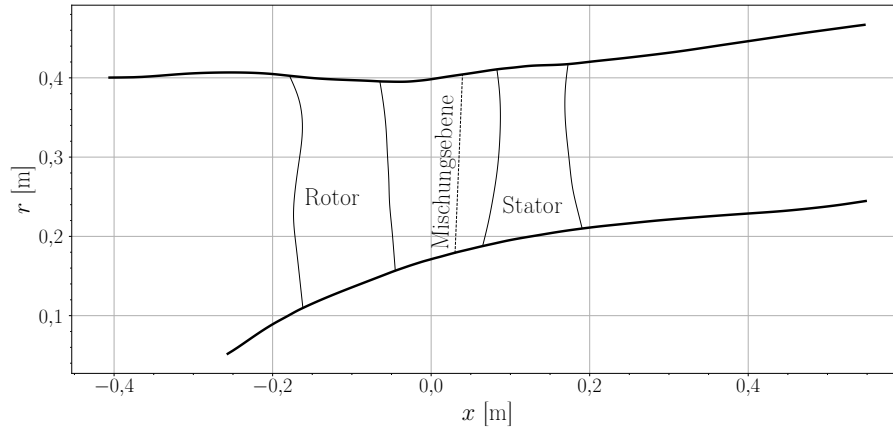


Abbildung 4.1: Meridionalschnitt der DLR UHBR-Fanstufe.

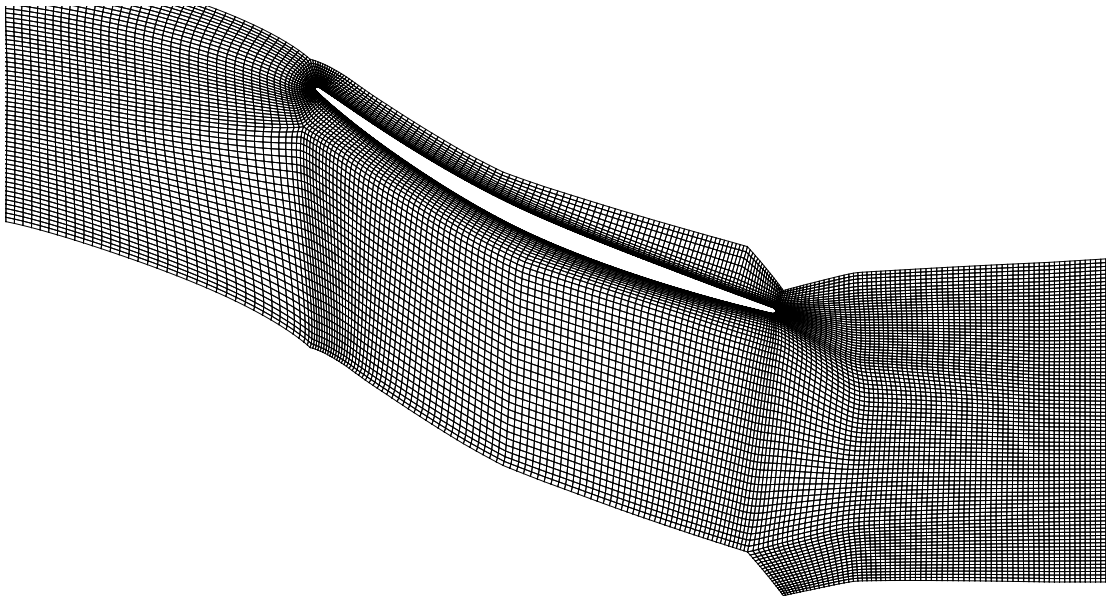


Abbildung 4.2: Strukturiertes Rechengitter im Radialschnitt für die RANS-Simulation des DLR UHBR-Rotors.

Eine Aufnahme des montierten Fans am Zweiwellen-Prüfstand des DLR in Köln ist in Abb. 4.3 zu sehen. An diesem Prüfstand wurden einige aerodynamische (Schnell, Giebmanns et al., 2009; Meillard et al., 2013) und akustische (A. Moreau und Oertwig, 2013) Messungen durchgeführt. Für die akustischen Messungen wurden 40 Fernfeld-Mikrofone ungefähr 3 m vor dem Einlauf sowie 110 Mikrofone stromauf und 40 Mikrofone stromab wandbündig in der Kanalwand positioniert. Die im Kanal befindlichen Mikrofone wurden für eine Analyse der Azimutal- und Radialmoden stromauf und stromab der Fanstufe genutzt. Insbesondere zum AP-Betriebspunkt sind eine große Anzahl von experimentellen Studien sowie numerische Simulationen vorhanden.



Abbildung 4.3: Fotografische Aufnahme des DLR UHBR-Prüfstands. (Quelle: Meillard et al., 2013)

4.1.2 ACAT1

Die transsonische ACAT1-Fanstufe weist ähnliche Eigenschaften hinsichtlich der Größe, der Machzahlen und des Druckaufbaus wie der DLR UHBR Fan aus dem vorherigen Abschnitt auf. Es handelt sich hierbei ebenfalls um ein verkleinertes Modell mit einem Maßstab 1:3 im Verhältnis zu vergleichbaren Fanstufen in einem realen Triebwerk. Wie in Abbildung 4.4 zu erkennen ist, weist die Fanstufe im Gegensatz zum UHBR-Fan eine Geometrie mit Kern- und Nebenströmung mit einem Design-Nebenstromverhältnis von ungefähr 8 auf. Die OGVs im Nebenstromkanal und die IGVs im Kernstromkanal haben jeweils die selbe Schaufelanzahl. Die Mischungsebene vor den OGVs für die RANS-Simulation ist in der Abbildung wieder als gestrichelte Linie angedeutet. Breite, graue Linien stellen die relevanten Bereiche für die Interaktion zwischen Rotor-Schaukel und OGV dar. Wie schon in Abschnitt 2.2 erläutert, kann das analytische Fanakustik-Verfahren nur die Interaktion zwischen zwei Schaufelreihen in einer Stromröhre berücksichtigen. Aus diesem Grund wird der Rotor am Schaufelfuß für die Auswertung abgeschnitten unter der Annahme, dass die Nachlauf-Interaktion zwischen Rotor und IGV vernachlässigbar ist. Dementsprechend werden nur die Strömungsparameter für Stromlinien extrahiert, die letztendlich in den Nebenstrom führen. Die Bestimmung der Stromlinie, die den Haupt- und Nebenstrom trennt, wird für jeden Betriebspunkt durchgeführt, da eine Änderung des Nebenstromverhältnisses in Abhängigkeit von den Randbedingungen zu erwarten ist. In der Abbildung 4.5 ist das Rechengitter um den Fan-Rotor im Radialschnitt ungefähr in der Kanalmitte zu sehen.

Die Fanstufe wurde experimentell am UFFA (**U**niversal **F**an **F**acility for **A**coustic)-Prüfstand der AneCom AeroTest GmbH in Wildau untersucht. Der Prüfstand ist in Abb. 4.6 zu sehen. Es wurde eine umfangreiche Datenbank im Rahmen des EU-Projekts TurboNoiseBB aufgebaut, mit deren Hilfe die Forschung auf dem Gebiet des Fan-Breitbandlärms vorangetrieben werden soll. Die experimentellen Ergebnisse umfassen Strömungsdaten mittels Hitzdraht-Anemometrie (Meyer et al., 2019) und Akustikdaten mittels Mikrofon-Messungen (Behn und Tapken, 2019; Tapken, Behn et al., 2019; Pereira und Jacob, 2022). Der Schalldruck, der sich stromabwärts ausbreitet, wurde mit 60 wandbündig installierten Kondensator-Mikrofonen aufgenommen. Diese wurden weit hinter den OGVs an der Kanalwand des Nebenstroms in axialer Richtung

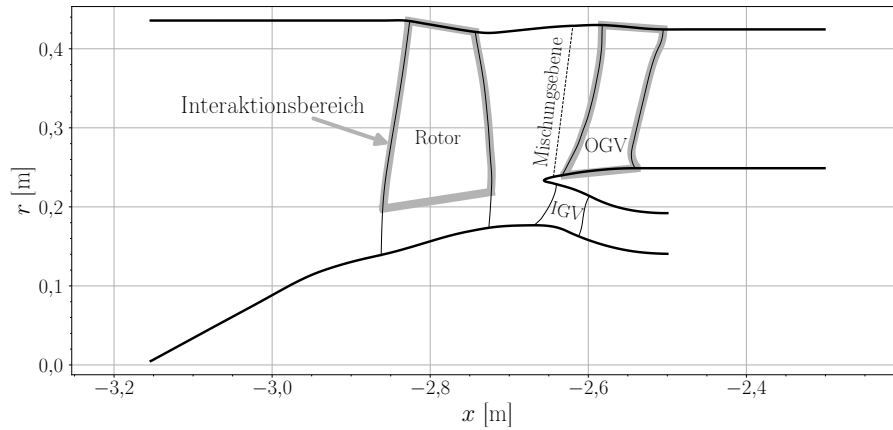


Abbildung 4.4: Meridionalchnitt der ACAT1-Fanstufe.

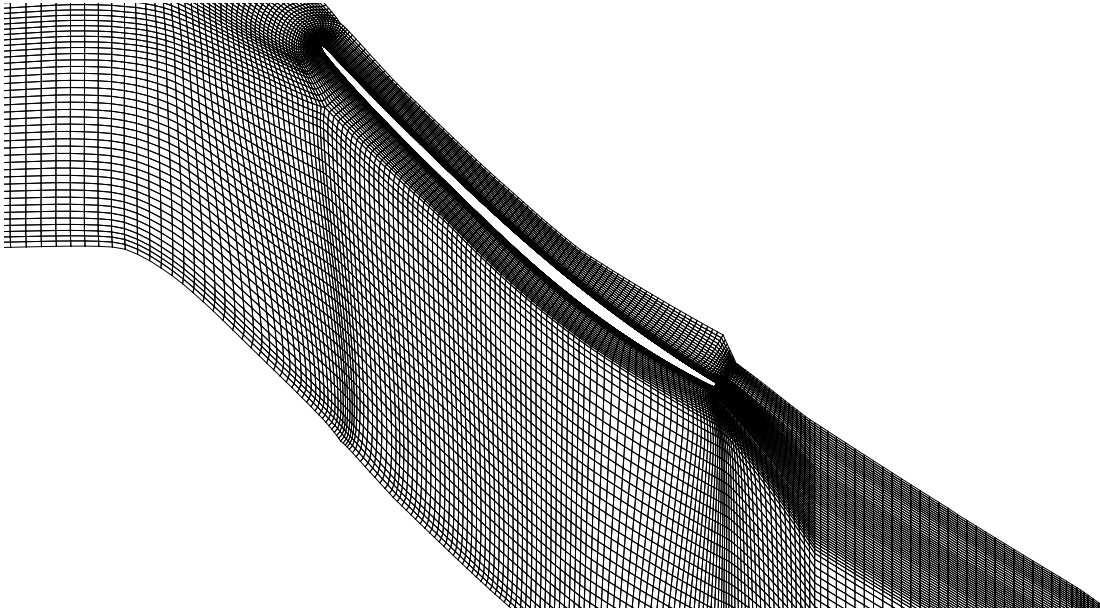


Abbildung 4.5: Strukturiertes Rechengitter im Radialschnitt für die RANS-Simulation des ACAT1-Rotors.

verteilt. Die hydrodynamischen und akustischen Druckschwankungen wurden mit der Methode zur Zerlegung der axialen Wellenzahlen (Tapken, Pardowitz und Behn, 2017) voneinander separiert. Der Schalldruck, der sich stromaufwärts ausbreitet, wurde mit 25 Fernfeld-Mikrofonen gemessen, welche in einem Halbkreis um den Fan-Einlauf positioniert wurden. Bezüglich der Breitbandlärm-Ergebnisse konnten Guérin, Kissner, Seeler et al. (2020) feststellen, dass das Messsignal bei niedrigen Frequenzen bis ungefähr 1 kHz durch andere Quellen als die RSI-Schallquelle beeinflusst sein könnte. Auf dem Foto ist zu erkennen, dass sich der Prüfstand in einem großen, reflexionsfreien Raum befindet. Es existiert eine offene Strömungsführung, bei der die zugeführte Luft aus der Umgebung angesaugt und die abgeführte, verdichtete Luft über eine Drossel zur Einstellung des Betriebspunktes und einen Abluftturm in die Umgebung ausgeblasen wird. Um den Fan-Einlauf wurde ein sogenanntes **Inflow Control Device (ICD)**

angebracht, das Strömungsstörungen und Turbulenzen im Einlauf reduziert. Grizewski et al. (2021) haben gezeigt, dass dadurch die Qualität der akustischen Messdaten verbessert wird.

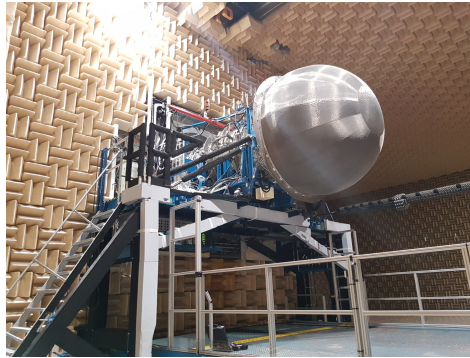


Abbildung 4.6: Fotografische Aufnahme des ACAT1-Prüfstands. (Quelle: TurboNoiseBB Consortium, 2020)

In der Vergangenheit wurden bereits einige RANS-Simulationen mit anschließender analytischer Auswertung der Akustik (Methode 3) im Rahmen des EU-Projekts durchgeführt (Kissner, Guérin und Behn, 2019; Guérin, Kissner, Kajasa et al., 2019). Zusätzlich wurde ein Vergleich der Strömungslösungen verschiedener CFD-Löser durchgeführt (Kissner, Guérin, Seeler et al., 2020). Daraus geht hervor, dass die Wahl der Turbulenzmodelle von höchster Relevanz für die RANS-basierte Vorhersage von Breitbandlärm ist. Ein Vergleich verschiedener Modelle zur Vorhersage von Fan-Breitbandlärm zeigte eine gute Übereinstimmung der Schallleistungspegel in einem Bereich von ± 3 dB (Guérin, Kissner, Seeler et al., 2020). Die gemessenen Schallleistungspegel wurden von allen Modellen um einige Dezibel unterschätzt, was durch das Vorhandensein von zusätzlichen Schallquellen während der Messungen auch zu erwarten ist. Lewis et al. (2021) führten einen Vergleich zwischen RANS-basierten und anspruchsvolleren **Large Eddy Simulation (LES)**-basierten analytischen Breitbandlärm-Vorhersagen durch. Mit den aufwendigeren LES-Methoden konnte keine nennenswerte Erhöhung der Genauigkeit bei den akustischen Ergebnissen erzielt werden. Deshalb kann davon ausgegangen werden, dass die hier genutzte Methode 3 geeignet ist, um die einfacheren Ansätze von den Methoden 1 und 2 zu validieren.

Für die experimentellen und numerischen Untersuchungen wurden in dem EU-Projekt zwei verschiedene Konfigurationen der Fanstufe auf jeweils zwei Arbeitslinien untersucht: Der Abstand zwischen Rotor und OGV wurde für eine sogenannten **Short Gap (SG)**- und **Long Gap (LG)**-Konfiguration variiert. Zusätzlich wurden durch eine Drosselung der Fanstufe eine sogenannte **Low Noise (LN)**- und **Sea-Level-Static (SLS)**-Arbeitslinie gerechnet, vermessen und ausgewertet. Im Rahmen dieser Arbeit werden vorrangig die SG-Konfiguration und die Zertifizierungspunkte auf beiden Arbeitslinien ausgewertet. Zusätzlich wurde für eine Studie zum Einfluss der Fan-Belastung auf die Fan-Akustik ein vollständiges Kennfeld mit mehreren Drehzahllinien gerechnet.

4.1.3 NASA SDT

Die NASA SDT-Fanstufe wurde von General Electric mit einer Teilfinanzierung der NASA entworfen (Tweedt, 2012). Es handelt sich hierbei ebenfalls um ein für Forschungszwecke

verkleinertes Modell mit einem Maßstab von 1:5 im Vergleich zu Fanstufen realer, moderner Triebwerke mit hohem Nebenstromverhältnis. Die SDT-Fanstufe ist mit einem äquivalenten Design-Nebenstromverhältnis von zirka 9 ausgewiesen. Für den Entwurf wurde der Fokus auf ein geräuscharmes Design gelegt. Dementsprechend wurden in der Vergangenheit viele Studien durchgeführt, die ein Verständnis der Mechanismen zur Schallerzeugung in Turbomaschinen generieren sollen (Nallasamy und Envia, 2005; Envia et al., 2008; Tweedt, 2012). Die NASA hat dafür die Fanstufe in dem in Abb. 4.7 gezeigten Low Speed Wind Tunnel des Glenn Research Center in umfangreichen akustischen Messstudien untersucht (Woodward et al., 2002). Die Spektren wurden für die Betriebspunkte AP, CB und SL mit Fernfeld-Mikrofonen aufgezeichnet. Zudem wurden aerodynamische Vermessungen der Rotor-Nachläufe mithilfe von Hitzdraht- (Podboy, Krupar, Helland et al., 2002) und Laser-Doppler-Anemometrie (Podboy, Krupar, Hughes et al., 2002) durchgeführt. Um die Hitzdrähte nicht zu schädigen, wurden die Messungen nur bei einer reduzierten Drehzahl des AP-Betriebspunkts vorgenommen. Die experimentellen Daten sowie die Geometrie des Fans wurden auf Initiative des NASA-Mitarbeiters Dr. Edmane Envia im Rahmen sogenannter Fan-Breitbandlärm-Workshops in den Jahren 2014-2017 zur Verfügung gestellt, an denen auch das DLR teilgenommen hat.



Abbildung 4.7: Fotografische Aufnahme des NASA SDT-Prüfstands. (Quelle: Podboy, Krupar, Hughes et al., 2002)

In der Seitenansicht der Fanstufe in Abb. 4.8 sind die Mischungsebene der RANS-Simulation und die Messebene für die Hitzdraht-Anemometrie eingezeichnet. Es fällt auf, dass der Rotor-Stator-Abstand im Unterschied zu den anderen untersuchten Fanstufen vergleichsweise groß ist. Am Mittelschnitt beträgt dieser in etwa das 1,7-fache der Sehnenlänge, wohingegen sich der Stator bei den anderen Fans ungefähr eine Sehnenlänge hinter dem Rotor befindet. Die Strömungs-Messungen wurden nicht mit der hier gezeigten Stator-Schaufelreihe durchgeführt, sondern mit einer Variante mit lediglich 26 Schaufeln und einem Pfeilungswinkel von 30° . Auf den Vergleich der Rotor-Nachläufe zwischen Experiment und Simulation sollte dies aber keinen Einfluss haben, da das Teilungsverhältnis zwischen den Varianten konstant gehalten und die gleichen Betriebspunkte untersucht wurden. In der Abbildung 4.9 ist das Rechengitter um den Fan-Rotor im Radialschnitt ungefähr in der Kanalmitte zu sehen.

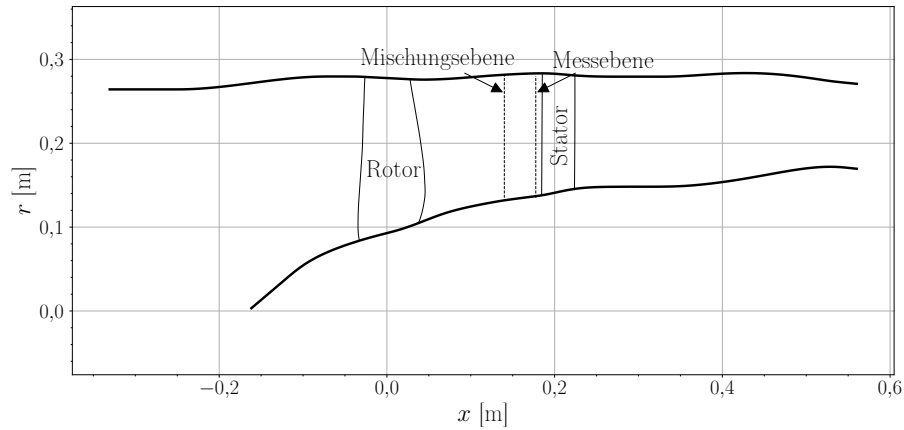


Abbildung 4.8: Meridionalschnitt der NASA SDT-Fanstufe.

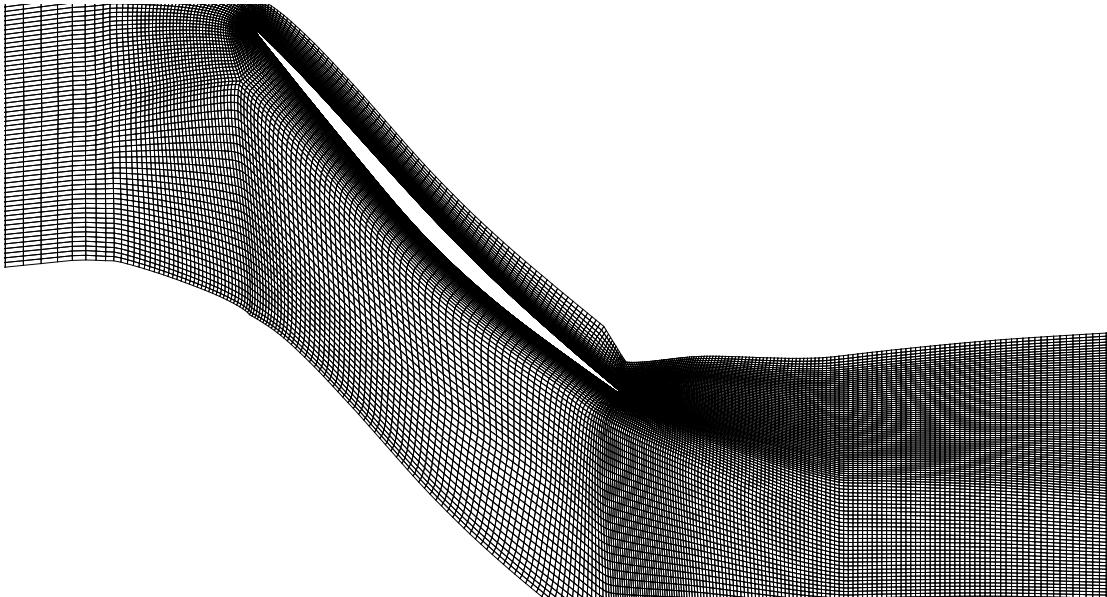


Abbildung 4.9: Strukturiertes Rechengitter im Radialschnitt für die RANS-Simulation des NASA SDT-Rotors.

4.1.4 ASPIRE

Die ASPIRE-Fanstufe wurde im gleichnamigen EU-Projekt durch das Institut für Antriebstechnik des DLR ausgelegt (Schnell, Goldhahn und Julian, 2019). Die Spezifikationen für das Triebwerk und der Entwurf des Gehäuses kamen von dem Flugzeughersteller Airbus. Es handelt sich dabei um eine Fanstufe mit Kern- und Nebenströmung, die in diesem Fall im Originalmaßstab untersucht wird. Abbildung 4.10 zeigt wieder die Kanalgeometrie in der Seitenansicht mit eingezeichneter Mischungsebene und den für die Nachlauf-Interaktion relevanten Bereich. In Abbildung 4.11 ist das Rechengitter um den Fan-Rotor im Radialschnitt ungefähr in der Kanalmitte zu sehen.

Das Entwurfsziel bestand darin, einen generischen Fan für einen Triebwerksentwurf der nächsten Generation zu erstellen, um den Einfluss des Propulsors auf die Leistung, Integration und die akustische Signatur mittels numerischer Simulationen zu bestimmen.

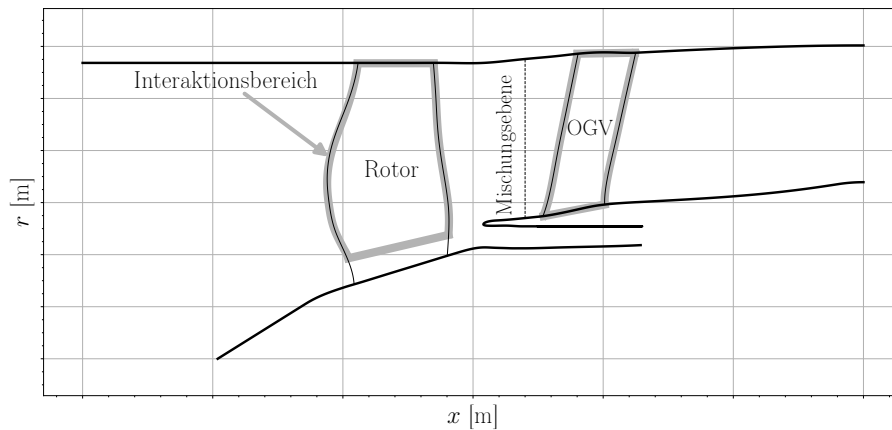


Abbildung 4.10: Meridionalchnitt der ASPIRE-Fanstufe.

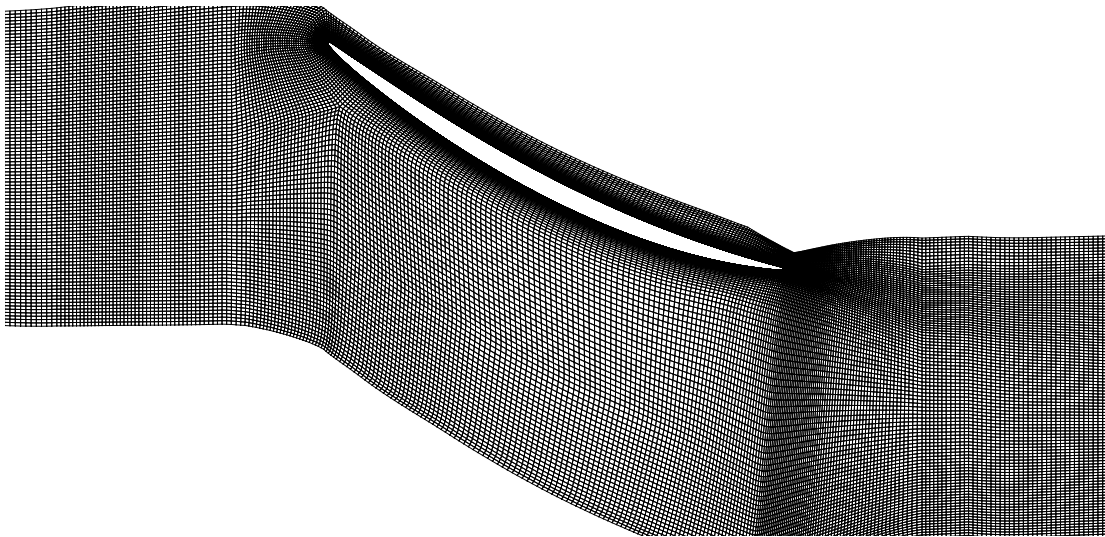


Abbildung 4.11: Strukturiertes Rechengitter im Radialschnitt für die RANS-Simulation des ASPIRE-Rotors.

Das Nebenstromverhältnis ist mit einem Wert von 16 dementsprechend deutlich höher als das von aktuellen zivilen Triebwerken. Gleichzeitig ist das Totaldruckverhältnis der Fanstufe vergleichsweise niedrig. Um der Gewichtszunahme durch den großen Durchmesser entgegen zu wirken, wurde das Gehäuse mit einem sehr kurzen Einlauf ausgelegt. Das Triebwerk verfügt über eine variable Düsengeometrie, wodurch theoretisch in jedem Betriebspunkt eine optimale Anströmung des Rotors gewährleistet werden kann. Während die Anzahl der Stator-Schaufeln vorgegeben waren, wurde die Anzahl der Rotor-Schaufeln aerodynamisch und strukturell so optimiert, dass die Moden der Blattfolgefrequenz für alle drei Zertifizierungspunkte (AP, CB, SL) nicht ausbreitungsfähig sind. Guérin und Holewa (2018) sowie Kissner und Guérin (2019) haben bereits numerische Simulationen der Fanstufe durchgeführt, um den Tonal- und Breitbandlärm zu untersuchen. Da es sich bei dem Projekt lediglich um eine Konzeptskizze handelt, existieren demnach keine Messdaten für den Fan. In Abbildung 4.12 ist eine Skizze des Triebwerks dargestellt, in dem die Rotor- und OGV-Sektion hervorgehoben sind.

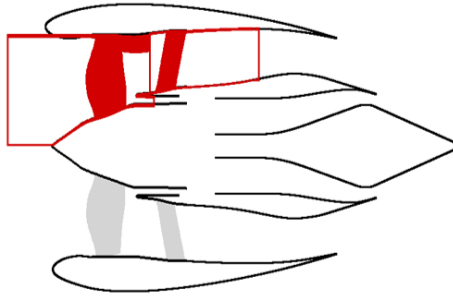


Abbildung 4.12: Skizze des ASPIRE-Triebwerks. (Quelle: Guérin und Holewa, 2018)

4.1.5 DLR CRAFT

Bei der subsonischen DLR CRAFT-Fanstufe handelt es sich um einen Fan im niedrigen Mach- und Reynoldszahl-Bereich. Er wurde vom Institut für Antriebstechnik speziell für aerodynamische und aeroakustische Studien an variablen Rotor-Stator- und Rotor-Rotor-Konfigurationen ausgelegt (Jaron, 2010). Durch eine lange, frei tragende Nabe sind auch Experimente an einem isolierten Rotor und eine Variation des Rotor-Stator-Abstands möglich. Beim DLR wurden bereits Mikrophonmessungen (Klähn, A. Moreau, Caldas, Meyer et al., 2021; Klähn, A. Moreau, Caldas und Tapken, 2022) und Hitzdrahtmessungen (Caldas und Meyer, 2023) für verschiedene Betriebspunkte durchgeführt. Abbildung 4.13 zeigt die Rotor-Stator-Konfiguration mit der Hitzdraht- und Mischungsebene zwischen den beiden Schaufelreihen. Die Ebenen liegen relativ nah beieinander, sodass die experimentellen und numerischen Daten ohne Extrapolation miteinander verglichen werden können. In Abbildung 4.14 ist das Rechengitter um den Fan-Rotor im Radialschnitt ungefähr in der Kanalmitte zu sehen.

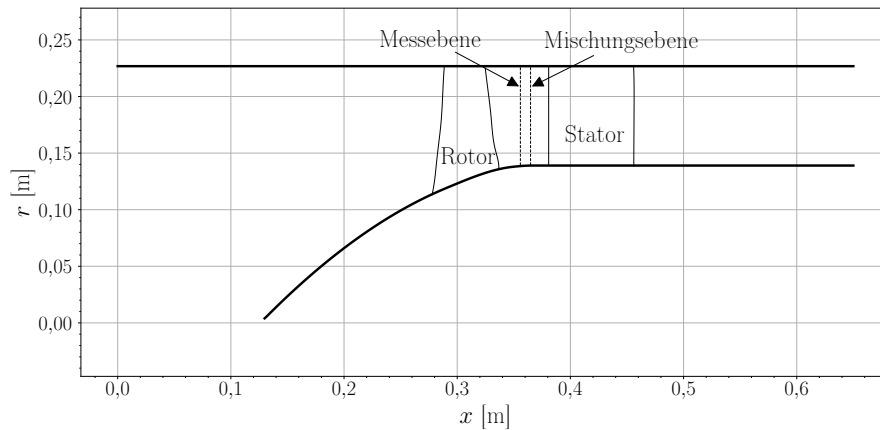


Abbildung 4.13: Meridionaler Schnitt der DLR CRAFT-Fanstufe.

Der entsprechende Prüfstand ist in Abb. 4.15 zu sehen. Um eine homogene Strömung mit niedrigen Turbulenzgraden im Einlauf gewährleisten zu können, haben Caldas, Kruck et al. (2022) für diesen Prüfstand ein ICD entworfen und am Einlauf montiert. Dieser ist auf der rechten Seite erkennbar. Links ist auf dem Foto die Drossel zu sehen, mit der am Austritt der Querschnitt variiert werden kann, damit bei einer konstanten Drehzahl ein spezifischer Massenstrom und somit die Fan-Belastung eingestellt werden kann. Die Messsektionen können

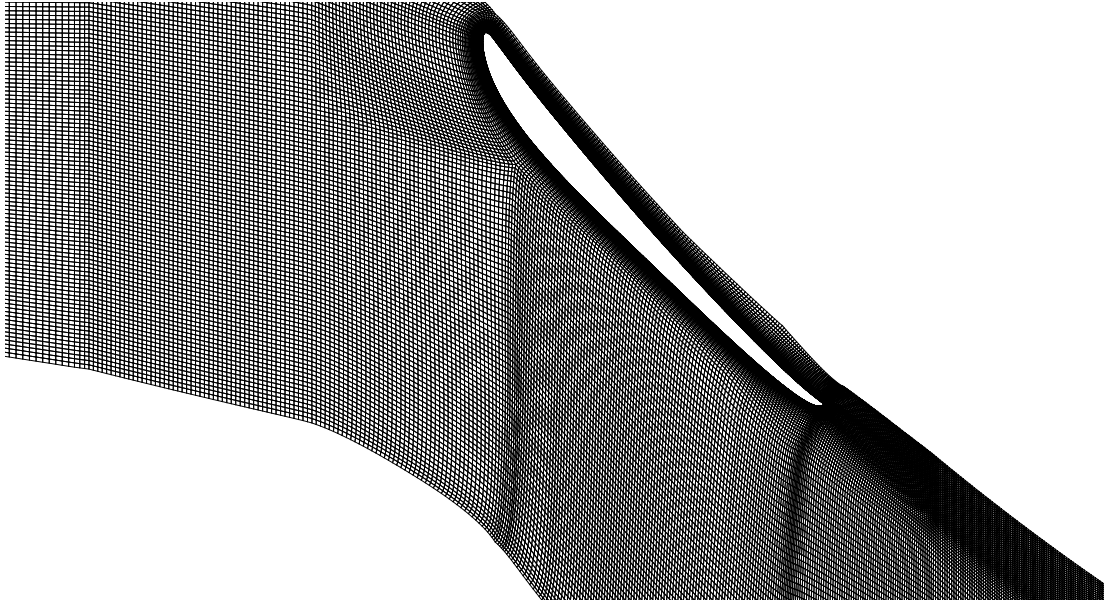


Abbildung 4.14: Strukturiertes Rechengitter im Radialschnitt für die RANS-Simulation des DLR CRAFT-Rotors.

sehr flexibel gestaltet werden. Die Schalldrücke wurden mittels wandbündiger Mikrofone in der Einlauf-Sektion aufgezeichnet. Dafür wurden 59 Mikrofone in Umfangsrichtung und 30 Mikrofone in axialer Richtung jeweils äquidistant angeordnet. Mittels dieser gewählten Anordnung kann eine Azimutal- und Radialmoden-Analyse mit hoher Genauigkeit bis 6 kHz durchgeführt werden (Tapken, Gutsche und Enghardt, 2014; Tapken, Pardowitz und Behn, 2017). Ein Trigger-Signal wird dazu genutzt, um die Rotor-kohärenten Anteile des Schallfelds zu entfernen. Die Hitzdrahtmessungen wurden entsprechend der Beschreibungen in Abschnitt 2.6 durchgeführt und ausgewertet. Tapken, Meyer et al. (2021) und Tapken, Caldas et al. (2021) geben eine noch ausführlichere Beschreibung zum Prüfstand, der Instrumentierung und den Auswertemöglichkeiten.

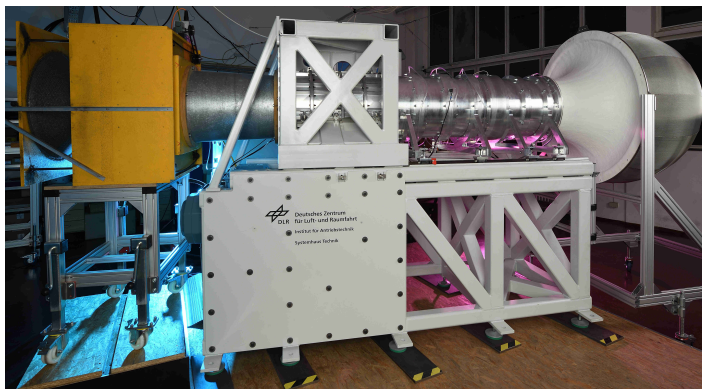


Abbildung 4.15: Fotografische Aufnahme des DLR CRAFT-Prüfstands (Strömung geht hier von rechts nach links). (Quelle: DLR, dlr.de/impressum, CC BY-NC-ND 3.0)

4.2 Kalibrierung des empirischen Nachlauf-Turbulenzmodells

Damit das empirische Nachlauf-Turbulenzmodell angewendet werden kann, ist es zunächst notwendig, die Proportionalitätsfaktoren mithilfe von höherwertigen Verfahren zu kalibrieren. Hierfür werden die Verfahren von Methode 3 (RANS-Simulation, siehe Abschnitt 2.4 und 2.5) sowie Methode 4 (Hitzdrahtmessung, siehe Abschnitt 2.6) angewendet. Aus den Verfahren können Informationen über die Turbulenz und die Geschwindigkeitsdefizite im Bereich zwischen Rotor und Stator gewonnen werden. Mithilfe der TLS (turbulentes integrales Längenmaß, engl. **T**urbulent **i**ntegral **L**ength **S**cale) im Nachlauf Λ_w und der Nachlaufbreite w_w kann über Gl. 3.29 der Proportionalitätsfaktor K_L kalibriert werden. Und mithilfe der umfangsgemittelten TKE (turbulente kinetische Energie, engl. **T**urbulent **K**inetic **E**nergy) k und einer Fourier-Zerlegung der Nachläufe $v(h)$ kann über Gl. 3.33 der Proportionalitätsfaktor K_U kalibriert werden.

4.2.1 Kalibrierung mit verschiedenen numerischen Simulationen

Zunächst werden die Proportionalitätsfaktoren K_L und K_U anhand der zuvor vorgestellten Fanstufen in ausgewählten Betriebspunkten bestimmt. Die Betriebspunkte befinden sich dabei in der Regel auf einer Arbeitslinie und weisen unterschiedliche Drehzahlen auf. Nur für die ACAT1-Fanstufe werden an dieser Stelle zwei Arbeitslinien untersucht. Die entsprechende Test-Matrix ist in Tab. 4.3 aufgeführt und die sich aus den RANS-Simulationen ergebenden Proportionalitätsfaktoren sind in Abb. 4.16 dargestellt.

Tabelle 4.3: Test-Matrix mit den hier untersuchten Fanstufen und den dazugehörigen Betriebspunkten. Die Abkürzungen sind alle in der Nomenklatur vorzufinden.

Fanstufe	Arbeitslinie	Betriebspunkt
UHBR		AP
		CB
		DP
ACAT1 (SG)	LN	AP
		CB
		SL
	SLS	AP
		CB
		SL
SDT		AP
		SL
ASPIRE		AP
		CB
		SL
CRAFT		50%
		75%
		DP

Die Fanstufen und Betriebspunkte sind unter den Diagrammen aufgelistet, wobei die Abkürzungen alle in der Nomenklatur vorzufinden sind. Die mittleren und turbulenten Nachläufe wurden für diese Kalibrierung mit dem in Abschnitt 2.5 beschriebenen Verfahren von Jaron (2018) über die Mischungsebene hinaus extrapoliert und an der Stator-Vorderkante

aus der Simulation extrahiert. Damit je Betriebspunkt ein Datenpunkt ausgewertet werden kann, wird auf die radiale Verteilung der Proportionalitätsfaktoren die Flächenmittelung aus Gl. 3.11 angewendet. Die Randbereiche wurden dabei allerdings ignoriert, da dort die Nachläufe durch weitere Strömungsphänomene beeinflusst werden (siehe Abschnitt 3.3) und somit die Bestimmung der Turbulenz- und Nachlauf-beschreibenden Parameter ungenau wird. Eine einfache Mittelung über alle Fanstufen und Betriebspunkte ergibt für beide Proportionalitätsfaktoren einen Wert von ungefähr 0,3. Die Streuung ist dabei in beiden Fällen vergleichsweise groß mit einer Standardabweichung von $\sigma \approx 0,1$. Das heißt, die Werte für K_L und K_U bewegen sich zwischen 0,2 und 0,4, was sich auch mit Ergebnissen aus bisherigen Studien aus der Literatur deckt (siehe Abschnitt 3.4).

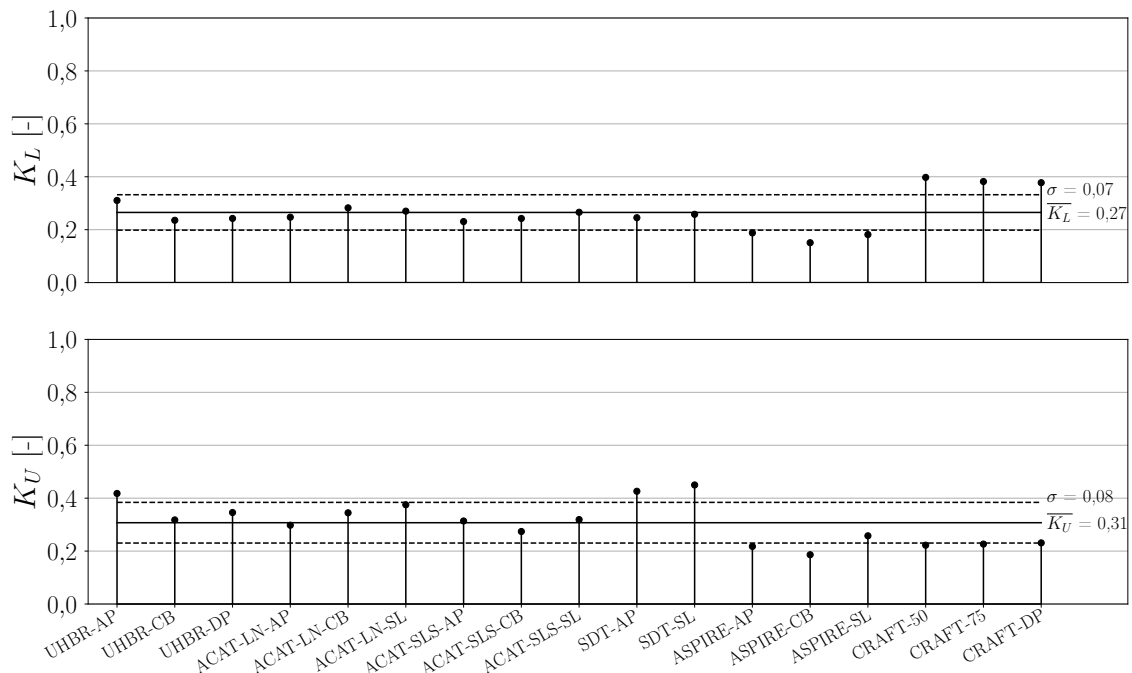


Abbildung 4.16: Über RANS-Simulationen bestimmte Werte für die Proportionalitätsfaktoren. Jeder Datenpunkt entspricht einem flächengemittelten Wert an der Stator-Vorderkante der Fanstufen und Betriebspunkte aus Tab. 4.3. Die Kanalwandbereiche wurden in die Flächenmittelung nicht mit einbezogen.

Bei genauerer Betrachtung der Abb. 4.16 (oben) fällt auf, dass die Simulationen der Fanstufen UHBR, ACAT1 und SDT deutlich geringere Schwankungen für die K_L -Werte aufweisen. Die Simulation der ASPIRE-Fanstufe unterschätzt und die Simulation der CRAFT-Fanstufe überschätzt den Mittelwert hingegen deutlich. Die Abweichung des Mittelwerts durch die RANS-Simulation an der ASPIRE-Fanstufe hängt mit der Aktivierung des Staupunkt-Fix zusammen. Wie bereits in Abschnitt 4.1 erläutert wurde, beinhaltet das angewendete Menter SST Turbulenzmodell bereits eine Begrenzung der Schubspannungen, was in Kombination mit dem Staupunkt-Fix in sehr niedrigen TLS-Werten resultiert. Dadurch ergeben sich in der Folge zu niedrige Werte für K_L . Die RANS-Simulation für die CRAFT-Fanstufe sollte hingegen wegen der niedrigen Reynoldszahlen mit einer Transition von laminarer zu turbulenter Strömung und nicht, wie für alle anderen Simulationen, mit vollturbulenter Strömung durchgeführt werden.

Im Vergleich zur Realität ergeben sich durch die vollturbulente Strömungs-Annahme ohne laminare Bereiche aus der Simulation zu schmale Nachläufe, was auch in Abschnitt 4.4.3 in einem Vergleich mit den Hitzdrahtmessdaten zu sehen sein wird. Dies resultiert wiederum in zu hohen Werten für K_L .

Für den Proportionalitätsfaktor K_U ergibt sich in Abb. 4.16 (unten) hingegen für mehr Betriebspunkte eine vergleichsweise hohe Streuung. Dies könnte unter anderem durch die vorhandene Hintergrundturbulenz erklärt werden, die in die Kalibrierung, wie in Abschnitt 3.4 erläutert, mit einfließt. Die Hintergrundturbulenz wird in einer CFD-Simulation hauptsächlich durch die Eintrittsbedingungen bestimmt, die für die Turbulenzparameter vorgegeben werden. Die festgelegten Turbulenzparameter basieren dabei häufig auf Annahmen oder bereits durchgeführten Messungen am Prüfstand und schwanken daher von Simulation zu Simulation relativ stark. Wie groß die Hintergrundturbulenz bei den hier untersuchten Fällen ist, soll daher im folgenden Abschnitt noch genauer untersucht werden. Eine weitere Vermutung, warum die Werte einige Ausreißer aufweisen, könnte in der Abhängigkeit von K_U zur axialen Distanz zur Rotor-Hinterkante liegen. Es ist nicht auszuschließen, dass entgegen der gemachten Annahme doch eine Korrelation zur Ausbreitungsdistanz der Nachläufe besteht. Auf diesen Aspekt soll in Abschnitt 4.2.4 näher eingegangen werden. Sollte es eine Abhängigkeit zur Ausbreitungsdistanz l geben, würde das die erhöhten Werte für die SDT-Fanstufe erklären, da diese im Vergleich zu den anderen Fanstufen, wie in Abschnitt 4.1.3 erwähnt, einen größeren relativen Abstand zwischen Rotor und Stator aufweist. Als letzte mögliche Begründung für die Schwankungen sei hier noch eine mögliche Abhängigkeit von der Fan-Belastung genannt. Das Verhalten der Proportionalitätsfaktoren bei variierender Belastung wird in Abschnitt 4.2.3 genauer untersucht.

Um den Einfluss der Proportionalitätsfaktoren auf die akustischen Untersuchungen der Fanstufen bewerten zu können, wurde in Abb. 4.17, ähnlich wie in Abb. 3.7, ausgehend von einer Referenz (schwarz) der Wert für K_L und K_U jeweils um $\pm 0,1$ variiert. Dargestellt ist dafür das breitbandige Schallleistungspegel-Spektrum der Nachlauf-Interaktions-Schallquelle für zwei der untersuchten Fanstufen. Das heißt, es handelt sich dabei um das Endergebnis des Modells für die Lärmvorhersage aus Kapitel 3, entsprechend dem Ergebnis von Gl. 3.48. Die Zacken im Spektrum entstehen durch Resonanzen im Kanal. Obwohl die Anwendungsbereiche der Fanstufen recht unterschiedlich sind und die Amplituden der Spektren einen deutlichen Unterschied aufweisen, deuten sich in dem Diagramm ähnliche Trends an, wie sie auch schon durch Abb. 3.7 identifiziert wurden: Durch die Erhöhung von K_L verschiebt sich das Spektrum vor allem hin zu tieferen Frequenzen. Und durch die Erhöhung von K_U wird vor allem die Amplitude des Spektrums angehoben. Nach einer Integration der Spektren über den Frequenzbereich ergeben sich die Gesamt-Schallleistungspegel P_{ges} , welche in den Legenden angegeben sind. Daraus lässt sich für beide Fanstufen ablesen, dass die Variation von $\Delta K_L = \pm 0,1$ eine Änderung der Schallleistung um $\Delta P_{\text{ges}} \approx \pm 1,3$ dB und eine Variation von $\Delta K_U = \pm 0,1$ eine Änderung der Schallleistung um $\Delta P_{\text{ges}} \approx \pm 2,5$ dB verursacht.

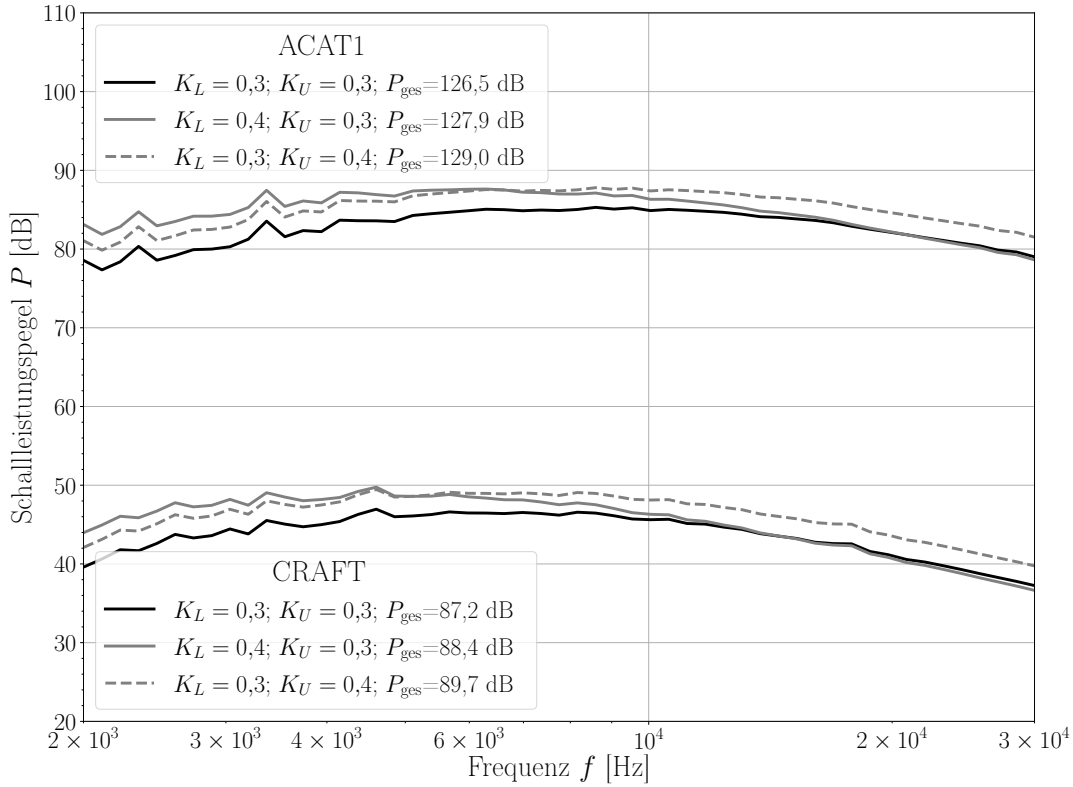


Abbildung 4.17: Breitbandige Spektren der Interaktions-Schallquelle für die Auslegungspunkte der ACAT1-Fanstufe (oben) und CRAFT-Fanstufe (unten). Ausgehend von der Referenz wurden die Proportionalitätsfaktoren variiert.

4.2.2 Einfluss der Hintergrundturbulenz auf die Kalibrierung

In diesem Abschnitt soll ermittelt werden, ob eine große Varianz der Hintergrundturbulenz bei den verschiedenen Fanstufen für die Streuung des Proportionalitätsfaktors K_U verantwortlich sein könnte. Davon kann die Sensitivität des Faktors bezüglich der Turbulenz-Randbedingungen am Einlauf abgeleitet werden. Auf den Faktor K_L sollte die Hintergrundturbulenz keinen Einfluss haben, da hierfür lediglich die Parameter Breite und turbulentes Längenmaß im Nachlauf in Betracht gezogen werden. Um den Hintergrund-Turbulenzgrad abschätzen zu können, wurde die Umfangsverteilung der turbulenten kinetischen Energie aus den RANS-Simulationen an der Mischungsebene in der Kanalmitte extrahiert und nach Gln. 3.36 und 3.37 in den Turbulenzgrad umgerechnet. Für einen akkuraten Abgleich mit den K_U -Werten aus Abb. 4.16 müsste eigentlich ein flächengemittelter Wert an der Stator-Vorderkante gebildet werden. Für eine Untersuchung des Einflusses auf die Streuung sollte diese Vorgehensweise jedoch ausreichend sein, da die relative Differenz der Betriebspunkte zueinander betrachtet wird.

Abbildung 4.18 zeigt beispielhaft den Turbulenzgrad im Nachlauf als Umfangsverteilung für verschiedene Betriebspunkte der UHBR- (links) und SDT-Fanstufe (rechts). Die Hintergrundturbulenz wurde jeweils als gestrichelte Linie markiert. Hierbei ist erkennbar, dass es einen deutlichen Unterschied in der Hintergrundturbulenz der UHBR-Fanstufe im AP-Betriebspunkt und den anderen beiden Betriebspunkten gibt. Dies erklärt den Ausreißer

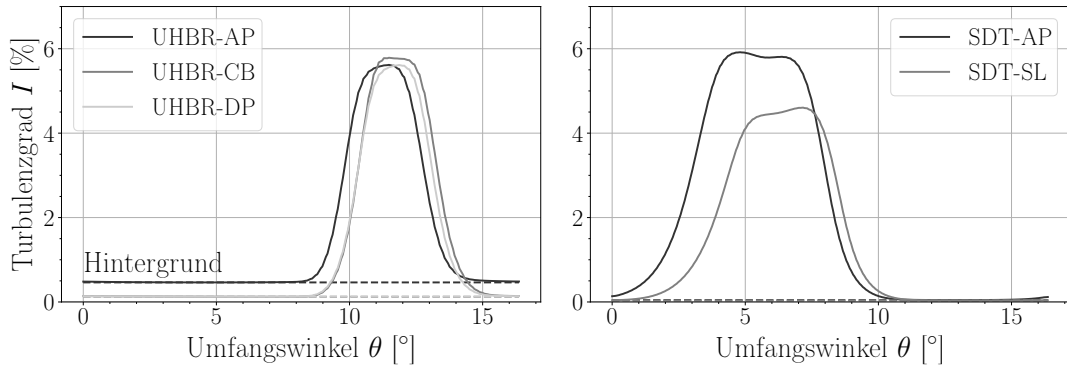


Abbildung 4.18: Umfangsverteilung des Turbulenzgrads für die UHBR- (links) und SDT-Fanstufe (rechts). Die Daten wurden an der Mischungsebene einer RANS-Simulation jeweils in der Kanalmitte für verschiedene Betriebspunkte extrahiert.

für diesen Betriebspunkt in Abb. 4.16. Die Daten für die SDT-Fanstufe weisen für beide Betriebspunkte sehr niedrige und konstante Hintergrundturbulenzen aus. In Abbildung 4.16 ist auch keine starke Schwankung zwischen den Betriebspunkten der Fanstufe zu erkennen. Allerdings ist der turbulente Nachlauf jeweils sehr breit, was wiederum die hohen Werte für K_U erklären könnte. Die Vermutung liegt nach wie vor nahe, dass der im Vergleich zu den anderen Fanstufen große Abstand zur Rotor-Hinterkante einen Einfluss auf den Proportionalitätsfaktor hat und somit eine Abhängigkeit zur Ausbreitungsstanz existiert. Dieser Aspekt wird nochmal in Abschnitt 4.2.4 aufgegriffen.

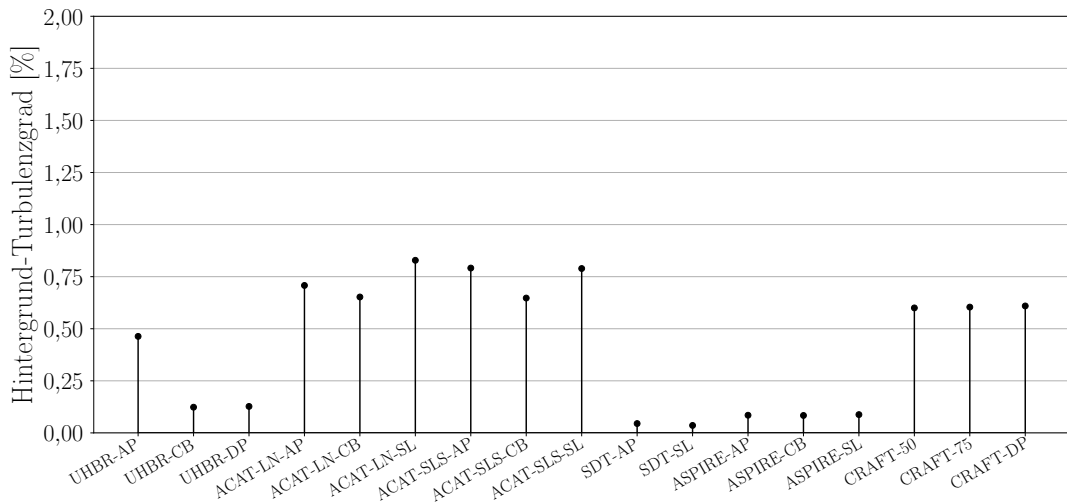


Abbildung 4.19: Turbulenzgrad der Hintergrundströmung am Mittelschnitt der RANS-Mischungsebene für die verschiedenen Fanstufen und Betriebspunkte.

Die Hintergrundturbulenzen für alle untersuchten Fanstufen und Betriebspunkte sind in Abb. 4.19 dargestellt. Es kristallisiert sich dabei heraus, dass Schwankungen im Turbulenzgrad vor allem für die UHBR- und ACAT1-Fanstufe existieren, was sich auch in den Schwankungen für den Proportionalitätsfaktor K_U widerspiegelt. Ausreißer vom Mittelwert lassen sich mithilfe der Hintergrundturbulenz noch nicht erklären. Zum Beispiel besitzt die SDT-Fanstufe einen

sehr niedrigen Hintergrund-Turbulenzgrad und hohe K_U -Werte und die CRAFT-Fanstufe einen hohen Hintergrund-Turbulenzgrad und vergleichsweise niedrige K_U -Werte. Zusammenfassend lässt sich also festhalten, dass die Hintergrundturbulenz auf den Proportionalitätsfaktor K_U einen Einfluss haben kann. Im Rahmen der Kalibrierung sollte die Hintergrundturbulenz lieber nicht mitberücksichtigt und stattdessen getrennt modelliert werden.

4.2.3 Einfluss der Fan-Belastung auf die Kalibrierung

In diesem Abschnitt wird die Kalibrierung der Proportionalitätsfaktoren anhand der transsonischen Fanstufe ACAT1 (siehe Abschnitt 4.1.2) ausführlicher untersucht. Im Gegensatz zum Abschnitt 4.2.1 wird die Kalibrierung für eine deutlich größere Anzahl an RANS-Simulationen in verschiedenen Betriebspunkten durchgeführt. So soll der Einfluss der Fan-Belastung auf die Proportionalitätsfaktoren untersucht werden. Es wird ein vollständiges Fan-Kennfeld gerechnet, indem auf sechs Drehzahllinien die Fanstufe von der Pumpgrenze bei niedrigen Massenströmen bis zur Sperrgrenze bei hohen Massenströmen entdrosselt wird. Dies kommt einer Variation der Fan-Belastung beziehungsweise des Inzidenzwinkels i gleich:

$$i = \beta_1 - \chi_{V_k} \quad (4.1)$$

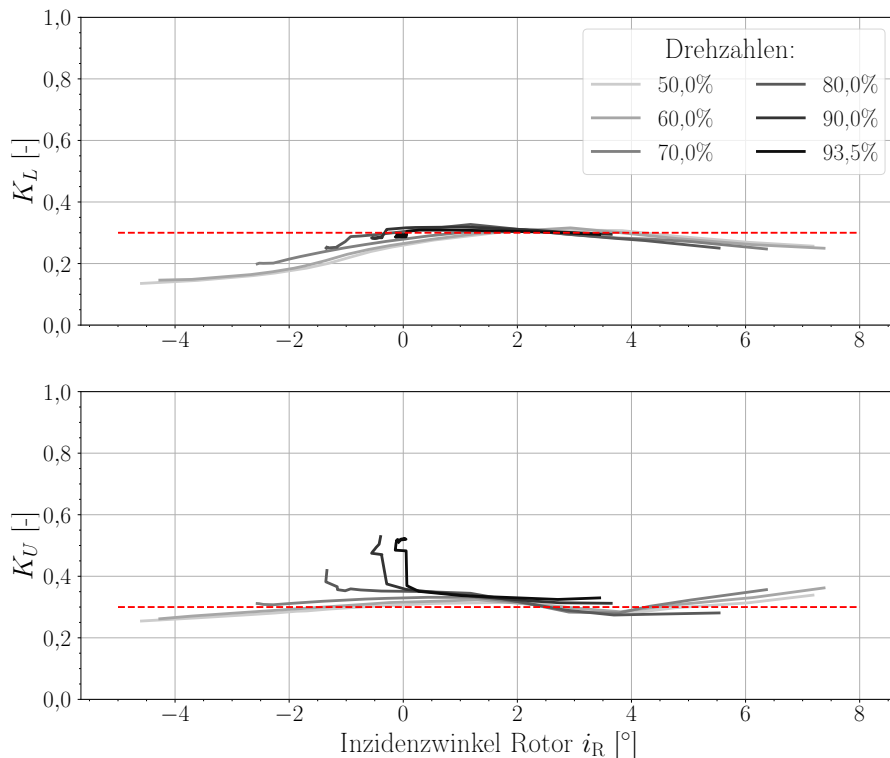


Abbildung 4.20: Durch RANS-Simulationen bestimmte Proportionalitätsfaktoren für die ACAT1-Fanstufe. Der Inzidenzwinkel wurde am Mittelschnitt des Rotors bestimmt.

Abbildung 4.20 zeigt für die sechs Drehzahlen die aus den Simulationen bestimmten K_L - und K_U -Werte über die Inzidenzwinkel des Rotors. Die Grautöne der Drehzahllinien werden mit steigender Drehzahl dunkler. Es ist schnell erkennbar, dass der Verlauf der jeweiligen

Drehzahllinien sehr ähnlich ist, was wiederum darauf hindeutet, dass die Proportionalitätsfaktoren unabhängig von der Drehzahl sind. Allerdings ist auch zu erkennen, dass es ab einer bestimmten Inzidenz eine starke Abhängigkeit von der Fan-Belastung zu geben scheint. Die im Abschnitt 4.2.1 festgelegten Proportionalitätsfaktoren, welche als gestrichelte Linien eingezeichnet sind, sind offensichtlich nur in einem bestimmten Inzidenzwinkel-Bereich gültig. Dieser Bereich umfasst die Betriebspunkte mit optimaler Anströmung, die für diesen Fan bei ungefähr $+2^\circ$ Brustinzidenz liegt.

Der Proportionalitätsfaktor K_L sinkt jeweils bei Abweichungen von der optimalen Anströmung. Dieser Effekt hängt höchstwahrscheinlich damit zusammen, dass die Breite der Nachläufe mit erhöhter Inzidenz und allmählichen Ablösungen auf der Schaufel deutlich ansteigt, während die TLS-Werte sich nur moderat erhöhen. Der Proportionalitätsfaktor K_U stimmt tendenziell über einen größeren Inzidenzwinkel-Bereich mit dem zuvor bestimmten Wert überein. Durch Strömungsablösungen bei stark positiven Inzidenzen steigen die Werte moderat an. Wenn die Fanstufe hingegen ab einer Drehzahl von ungefähr 80% bei niedrigen Inzidenzen sperrt, steigen die Werte drastisch an. Dies hängt damit zusammen, dass die Hintergrundturbulenz durch die auftretenden Stöße stark zunimmt.

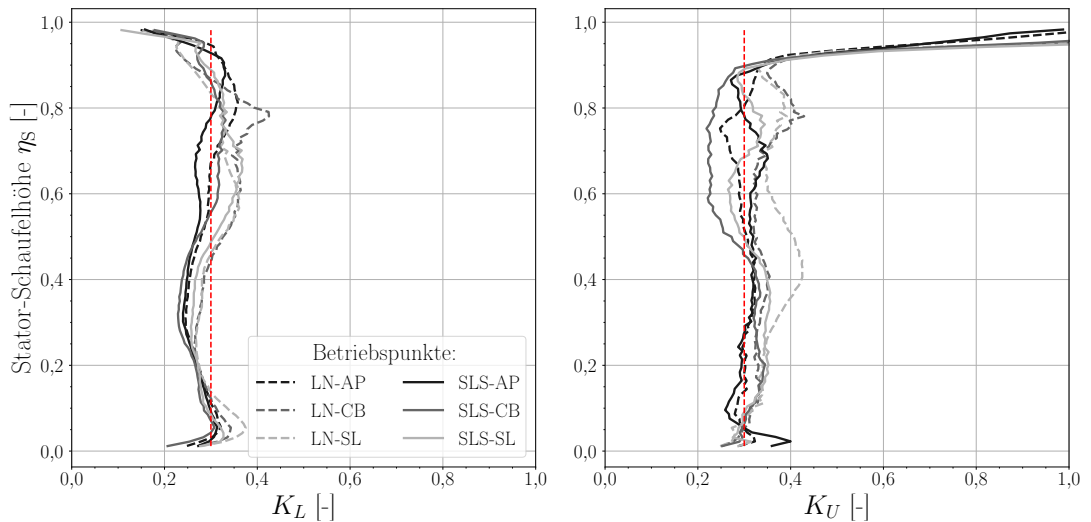


Abbildung 4.21: Radialer Verlauf der Proportionalitätsfaktoren für sechs Betriebspunkte der ACAT1-Fanstufe.

Abbildung 4.21 zeigt die radialen Verläufe der Proportionalitätsfaktoren für die sechs spezifischen Betriebspunkte aus Tab. 4.3. Basierend auf diesen Verläufen scheint es legitim zu sein, einen konstanten Mittelwert über weite Bereiche der Schaufelhöhe für die Proportionalitätsfaktoren anzunehmen. Lediglich in den Randbereichen, wo die Einflüsse von Blattspitzenwirbeln und Wandgrenzschichten zunehmen, weichen die Werte stark von den zuvor bestimmten Faktoren ab.

4.2.4 Kalibrierung mit Hitzdrahtmessdaten und Einfluss der axialen Position im Kanal

In diesem Abschnitt wird die Kalibrierung der Proportionalitätsfaktoren anhand der subsonischen Fanstufe CRAFT (siehe Abschnitt 4.1.5) ausführlicher untersucht. Dafür wurden im Gegensatz zu den vorherigen Abschnitten vor allem die Hitzdrahtmessdaten an einer geringeren Anzahl an Betriebspunkten ausgewertet.

Abbildung 4.22 zeigt, ähnlich wie Abb. 4.20, die Proportionalitätsfaktoren für verschiedene Betriebspunkte über den Inzidenzwinkel. In diesem Fall ist allerdings der Inzidenzwinkel am Stator herangezogen worden, da durch die Hitzdrahtmessung im Bereich zwischen Rotor und Stator keine Information über die Anströmung des Rotors verfügbar ist. Für die Nominaldrehzahl konnten durch die Drosselung der Fanstufe mehrere Betriebspunkte bei verschiedenen Inzidenzwinkeln ausgewertet werden. Zusätzlich wurden die Proportionalitätsfaktoren für zwei Betriebspunkte bei niedrigerer Drehzahl bestimmt. Dafür wurde die Durchflusskennzahl des Auslegungspunktes $\varphi = c_x/u = 0,33$ konstant gehalten.

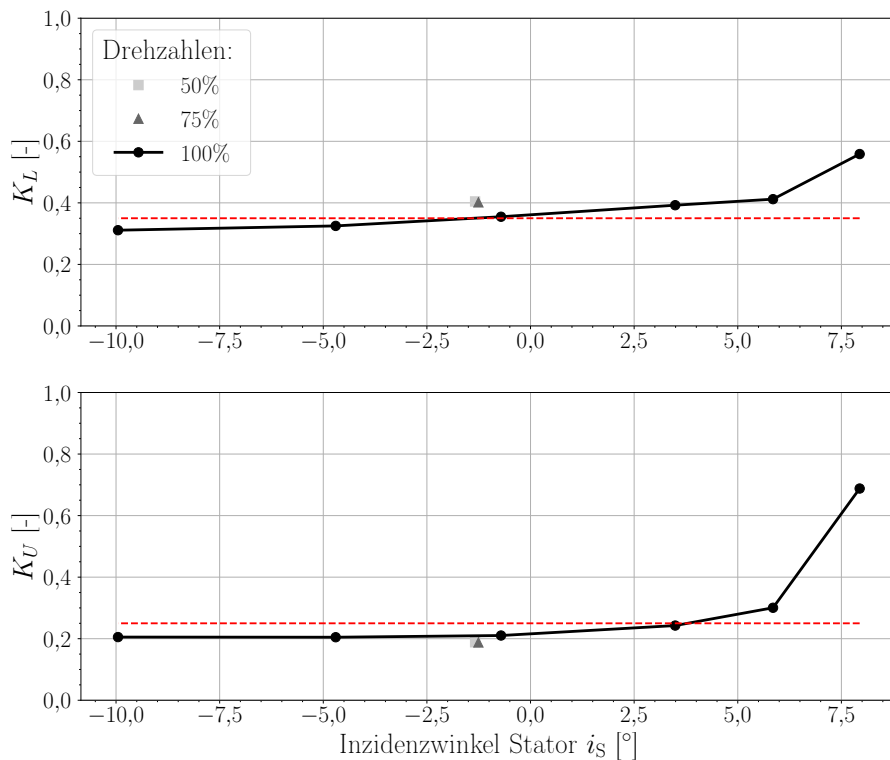


Abbildung 4.22: Durch Hitzdrahtmessung bestimmte Proportionalitätsfaktoren für die CRAFT-Fanstufe. Der Inzidenzwinkel wurde am Mittelschnitt des Stators bestimmt.

Aus den Hitzdrahtmessungen ergeben sich auf der 100%-Drehzahllinie über einen breiten Inzidenzwinkel-Bereich für beide Proportionalitätsfaktoren sehr konstante Werte. Wie auch im Abschnitt 4.2.1 bereits mithilfe von RANS-Simulationen festgestellt wurde, ergeben sich für die CRAFT-Fanstufe eher Proportionalitätsfaktoren am äußeren Rand der Standardabweichung. Für die Auswertungen im Abschnitt 4.4 werden daher für die Faktoren Werte von $K_L = 0,35$ und $K_U = 0,25$ verwendet. Diese sind in der Abbildung als gestrichelte Linie eingezeichnet.

Auch für die Betriebspunkte bei niedrigerer Drehzahl ergeben sich ähnliche Werte für K_L und K_U . Daraus kann geschlossen werden, dass für diese Fanstufe mit niedrigen Machzahlen die Proportionalität annähernd unbeeinflusst von der Fan-Belastung ist. Lediglich bei einer sehr hohen Inzidenz beziehungsweise niedrigen Durchflusskennzahl von $\varphi \approx 0,26$ steigen die Werte sehr stark an. In diesem Betriebspunkt treten Ablösungen am Rotor auf. Dadurch nimmt die Turbulenz stark zu und ist nicht mehr proportional zur Nachlauf-Form, weshalb das empirische Nachlauf-Turbulenzmodell schlussendlich nicht mehr anwendbar ist.

Da die Hitzdrahtmessungen in verschiedenen Eintauchstiefen durchgeführt wurden, ist auch ein Vergleich der radialen Verteilung der Proportionalitätsfaktoren mit der RANS-Simulation möglich. Dieser Vergleich ist in Abb. 4.23 zu sehen. Für die akustische Anregung sind die Proportionalitätsfaktoren an der Stator-Vorderkante relevant. Die Nachlauf- und Turbulenz-Parameter werden aus der RANS-Simulation an dieser axialen Position extrahiert, indem die in Abschnitt 2.5 beschriebenen Modelle auf die Daten an der Mischungsebene angewendet werden. Da die Messebene sich aber ungefähr 25 mm vor der Stator-Vorderkante befindet, ist ein Vergleich mit den RANS-Daten an der Mischungsebene selbst sinnvoller (vgl. Abb. 4.13). Daher sind in der Abbildung neben den Hitzdraht-Daten (gepunktet) auch die RANS-Daten an der Mischungsebene (gestrichelt) und extrapoliert zur Stator-Vorderkante (durchgezogen) dargestellt. In dem Zusammenhang kann auch gleich der Einfluss der axialen Position im Kanal mit bewertet werden.

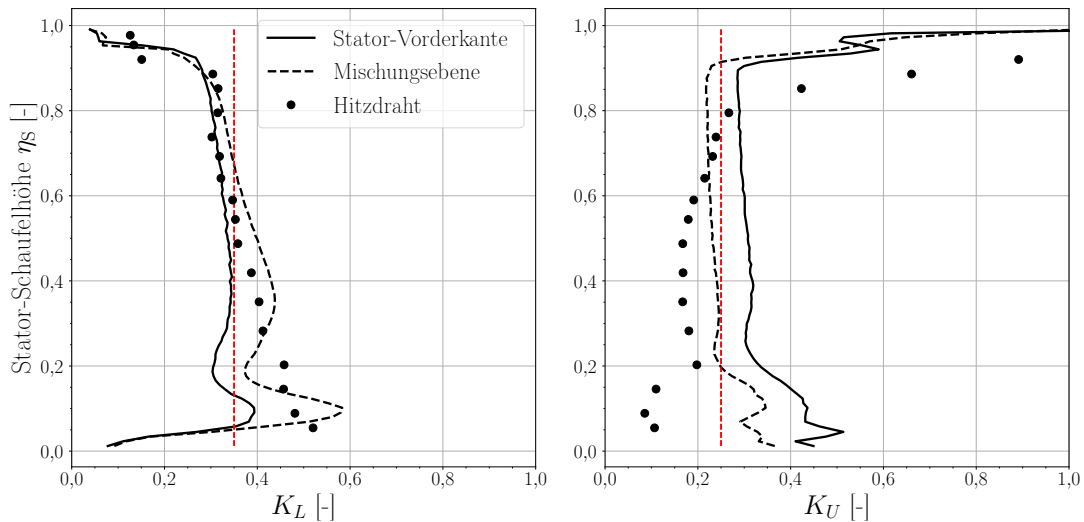


Abbildung 4.23: Radialer Verlauf der Proportionalitätsfaktoren für den Auslegungspunkt der CRAFT-Fanstufe. Die Daten wurden an zwei axialen Positionen der RANS-Simulation sowie an der Messebene der Hitzdrahtsonden bestimmt. Die Messebene befindet sich bei 52% und die Mischungsebene bei 70% des axialen Rotor-Stator-Abstands.

Es ist eine gute Übereinstimmung der gemessenen und simulierten Proportionalitätsfaktoren in der Messebene beziehungsweise Mischungsebene zu erkennen. Es gilt allerdings zu beachten, dass auch zwischen diesen beiden Ebenen noch ein axialer Abstand von ungefähr 9 mm existiert. Für K_L geben sowohl Messung als auch Simulation niedrige Werte für den Außenbereich aus. Diese steigen dann von außen nach innen jeweils allmählich an, bis sie ein Maximum im Nabenbereich erreichen und die Werte aus der Simulation dann in der Grenzschicht wieder

stark abfallen. Die Hitzdrahtsonden konnten nicht so nah an die Nabe herangeführt werden. Für K_U ergeben sich jeweils relativ konstante Werte im Kanalmitten-Bereich, was die Annahme konstanter Werte im radialen Verlauf nochmal bestätigt. In den Randbereichen gibt es allerdings größere Abweichungen zwischen den beiden Methoden. Es sollte allerdings nicht außer Acht gelassen werden, dass die Bestimmung der Nachlauf-Parameter, wie in Abschnitt 3.3 bereits ausführlich erläutert, in diesen Bereichen sehr ungenau wird. Weiterhin sorgen zusätzliche Strömungsphänomene dafür, dass das Nachlauf-Turbulenzmodell nicht mehr uneingeschränkt gültig ist.

Die Abhängigkeit der Proportionalitätsfaktoren von der axialen Position im Kanal soll zunächst theoretisch hergeleitet werden. Dafür wird die Abhängigkeit der Nachlauf- und Turbulenz-Parameter von der Ausbreitungsstrecke l untersucht. Laut dem Modell von Jaron (2018) existieren folgende Zusammenhänge für die TKE k , TLS Λ_w , die Nachlaufbreite w_w sowie die Nachlaufhöhe A_w :

$$k \propto 1/l \quad (4.2)$$

$$\Lambda_w \propto \sqrt{l} \quad (4.3)$$

$$w_w \propto \sqrt{l} \quad (4.4)$$

$$A_w(l) \approx \text{konst.} \quad (4.5)$$

Mithilfe der Gln. 3.29 und 3.35 kann nun abgeleitet werden, welche Abhängigkeit die Proportionalitätsfaktoren von der Ausbreitungsstrecke aufweisen sollten:

$$K_L \propto \frac{\Lambda_w}{w_w} \propto \frac{\sqrt{l}}{\sqrt{l}} = 1 \quad (4.6)$$

$$K_U \propto \sqrt{k} \cdot \frac{\sqrt{w_w}}{A_w} \propto \frac{\sqrt[4]{l}}{\sqrt{l}} = \frac{1}{\sqrt[4]{l}} \quad \text{für } w_w < 0,5 \quad (4.7)$$

In Worten zusammengefasst bedeutet das, dass der Proportionalitätsfaktor K_L sich, wenn überhaupt, nur geringfügig über die Ausbreitungsstrecke ändern und K_U mit $l^{-1/4}$ abnehmen sollte. Bei einem Vergleich der RANS-Ergebnisse an der Mischungsebene und der Stator-Vorderkante fällt jedoch auf, dass sich diese Trends nicht auf die Ergebnisse übertragen lassen.

Der Faktor K_L ändert sich im Außenbereich tatsächlich nur geringfügig. Im Bereich von ungefähr 5% bis 70% Statorhöhe verringert sich der Wert mit der Lauflänge hingegen. Kankanwadi und Buxton (2023) haben durch Untersuchungen der Nachläufe eines Zylinders festgestellt, dass die Hintergrundturbulenz einen wichtigen Einfluss auf die Vergrößerung der Nachlaufhöhe hat. Eames, Jonsson und Johnson (2011) postulieren außerdem konkret in ihrem Modell, dass die Proportionalität zu $\sqrt{l}$ nur gültig ist, wenn die Nachlaufhöhe größer ist, als die TLS der Hintergrundturbulenz. Im umgekehrten Fall, das heißt, wenn die Nachlaufhöhe kleiner ist als die TLS, besteht eine lineare Abhängigkeit zur Ausbreitungsstrecke $w_w \propto l$, wodurch sich K_L effektiv mit der Lauflänge verringert.

Der Faktor K_U verringert sich hingegen über die Lauflänge nicht, sondern erhöht sich sogar. Dieses Phänomen erklärt zunächst auch die höheren Werte für K_U bei der SDT-Fanstufe, da diese einen größeren Abstand zwischen Rotor und Stator aufweist als die anderen Fanstufen.

Die Begründung für das Phänomen könnte damit zusammenhängen, dass der relative Anteil der Hintergrundturbulenz sich über die Lauflänge erhöht, während die Nachläufe sich schneller ausmischen und die Nachlauf-Turbulenz schneller dissipiert. Eine weitere These, weshalb die mittleren und turbulenten Nachläufe unterschiedlich stark dissipieren, besteht in der zusätzlichen Turbulenzgenerierung im Nachlauf bei der Konvektion im Kanal. Während der Konvektion wird in der Scherschicht der Nachläufe zusätzlich zur bereits stromauf erzeugten Turbulenz noch weitere Turbulenz generiert, während der mittlere Nachlauf sich weiterhin ausmischt. Dadurch sinkt der Nachlauf-Turbulenzgrad im Vergleich weniger stark als die mittleren Nachlauf-Parameter.

In den Modellen von Joseph, Britchford und Loheac (2003) finden sich zwei proportionale Verhältnisse wieder, die dem Proportionalitätsfaktor K_U ähnlich sind. Die Verhältnisse stammen wiederum von empirischen Messdaten-Auswertungen, die aus der Literatur entnommen wurden. Tatsächlich kann von diesen Verhältnissen auch eine Abhängigkeit von der Ausbreitungsdistanz l abgeleitet werden:

$$\frac{c_t}{v_{\max}} \propto \sqrt{k} \cdot \frac{w_w}{A_w} \propto l \quad (4.8)$$

$$\frac{\sqrt{\left(\widetilde{v'^2}\right)_{\max}}}{v_{\max}} \propto \sqrt{k_{\max}} \cdot \frac{w_w}{A_w} \propto -e^{-l} \quad (4.9)$$

Die beiden Gleichungen stellen also ein Verhältnis von der umfangsgemittelten beziehungsweise maximalen Turbulenzgeschwindigkeit und der Nachlauftiefe her, was in etwa K_U entspricht. Beide Verhältnisse weisen auf einen ansteigenden Verlauf der Proportionalitätsfaktoren mit der Ausbreitungsdistanz hin, was sich mit der Beobachtung aus Abb. 4.23 deckt. Daher wäre eine Anpassung des Turbulenzmodells ratsam, sodass die Abhängigkeit des Faktors von der Ausbreitungsdistanz mit berücksichtigt wird.

4.3 Einfluss der Strömung im Kanalwand-Bereich auf die Akustik

Das im Rahmen dieser Arbeit vorgestellte empirische Turbulenzmodell berücksichtigt für die akustische Rotor-Stator-Interaktion im Breitbandspektrum lediglich die Turbulenz im Rotor-Nachlauf. Weitere Quellen von Turbulenz durch Strömungseffekte, wie sie hauptsächlich in den Kanalwand-Bereichen auftreten, werden durch das Modell nicht abgedeckt. Um die Dimension des Fehlers abschätzen zu können, der durch die Vernachlässigung der Randeffekte entsteht, werden nachfolgend Simulationen und Hitzdrahtmessungen mit und ohne den Einfluss der Kanalwandströmung berechnet. Dafür wird eine Begrenzungs-Methode (engl. Clipping Method) auf die Strömungsdaten angewendet und dann die breitbandige Rotor-Stator-Interaktion mit PropNoise berechnet. Die Begrenzungs-Methode beschreibt eine synthetische Manipulation der radialen Verteilung der Turbulenz-Größen an der Stator-Vorderkante. Ab einem festzulegenden Innen-Radius r_i und Außen-Radius r_a werden dazu die Turbulenz-Werte in den Außenbereichen konstant gehalten, wodurch in der Regel die großen Gradienten in den Randbereichen begrenzt werden. Die Grenzzadien r_i und r_a werden unter Berücksichtigung der Strömungslösungen und Messdaten manuell festgelegt, sodass für einen Großteil der Fanstufen und Betriebspunkte der Einfluss der Randströmung auf die Akustik reduziert wird. Somit gilt beispielsweise für die radiale Verteilung der TLS:

$$\Lambda_{\perp}^{\top}(r) = \begin{cases} \Lambda(r_i) = \text{konst.}, & \text{wenn } r < r_i \\ \Lambda(r), & \text{wenn } r_i \leq r \leq r_a \\ \Lambda(r_a) = \text{konst.}, & \text{wenn } r > r_a \end{cases} \quad (4.10)$$

Wird die Methode lediglich auf einen der beiden Randbereiche angewendet, so wird für die Begrenzung des Innenbereichs $\Lambda_{\perp}(r)$ nur der Innen-Radius r_i und für die Begrenzung des Außenbereichs $\Lambda^{\top}(r)$ nur der Außen-Radius r_a festgelegt. Die Begrenzung wird für die hier gemachten Untersuchungen immer nur auf den Außenbereich angewendet. Meier zu Ummeln und A. Moreau (2020) haben in ihrer Studie festgestellt, dass der Breitbandlärm der Interaktions-Schallquelle stärker durch den Außen- als den Innenbereich beeinflusst wird. In den Abbildungen der nachfolgenden Abschnitte ist zu erkennen, dass der Anstieg der TKE im Außenbereich deutlich ausgeprägter ist. Zudem werden die durchströmten Flächen nach außen hin quadratisch größer und somit bei einer Flächenmittelung nach Gl. 3.11 die Außenbereiche stärker gewichtet.

Mithilfe der Begrenzungs-Methode werden also künstliche Strömungslösungen erzeugt, die sich ungefähr ergeben würden, wenn sekundäre Strömungseffekte wie Kanalspitzenwirbel nicht vorhanden wären. Die Turbulenz wird dann nur noch durch die Nachläufe beeinflusst, was auch die Annahme des empirischen Nachlauf-Turbulenzmodells ist.

4.3.1 Untersuchungen mit verschiedenen numerischen Simulationen

Die Begrenzungs-Methode wird zunächst wieder auf die in Tab. 4.3 aufgelistete Auswahl von Betriebspunkten für die verschiedenen Fanstufen angewendet. Um das Prinzip der Methode zu illustrieren, ist in Abb. 4.24 die radiale Verteilung der Turbulenz-Größen beispielhaft

für den AP-Betriebspunkt der SDT-Fanstufe dargestellt. Dabei ist der radiale Verlauf der Größen an der Stator-Vorderkante einmal ohne (schwarz) und einmal mit Begrenzung (grau) eingezeichnet. Es ist zu erkennen, dass durch die Begrenzung der Einfluss der Strömungseffekte im Außenbereich auf den Verlauf des Längenmaßes und des Turbulenzgrads reduziert ist. Da es sich bei den abgebildeten Parametern um normierte Größen handelt, die auf die Sehnenlänge beziehungsweise die Strömungsgeschwindigkeit bezogen sind, welche nicht durch die Begrenzung angepasst werden, ist der Verlauf im Randbereich nicht ganz konstant.

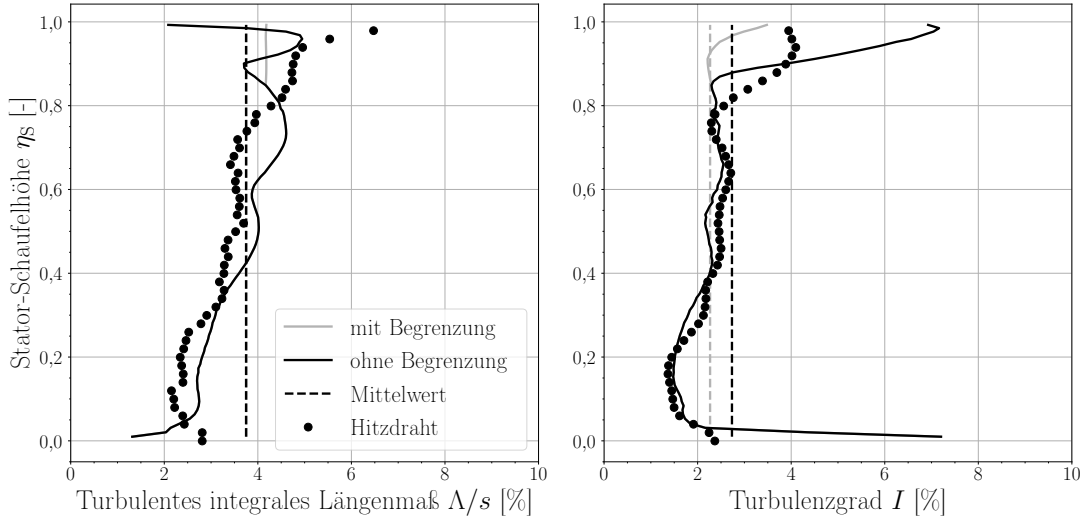


Abbildung 4.24: Radialer Verlauf der Turbulenzgrößen für die SDT-Fanstufe im AP-Betriebspunkt mit und ohne Begrenzung im Kanal-Außenbereich. Die Daten wurden mit einer RANS-Simulation und einer Hitzdrahtmessung jeweils an der Stator-Vorderkante ermittelt.

Zusätzlich wurden die von der NASA durchgeführten Hitzdrahtmessungen hinzugefügt. Für den Turbulenzgrad deutet sich, abgesehen von den äußersten Randbereichen, eine sehr gute Übereinstimmung der Messdaten mit der Simulation an, was ein Hinweis auf die Vertrauenswürdigkeit der RANS-Ergebnisse ist. Im Außenbereich scheint der Gradient in der simulierten Grenzschicht sehr groß zu sein, wodurch die Strömungsgeschwindigkeiten schnell kleiner werden und der Turbulenzgrad stark ansteigt. Auch die TLS stimmt in großen Teilen der Stator-Höhe gut mit den Messdaten überein. In den Randbereichen werden die Längenmaße in der Messung jedoch größer, während sie in der Simulation kleiner werden. Für die hier gemachten Untersuchungen ist die Erkenntnis wichtig, dass die RANS-Simulation steigende TKE- und sinkende TLS-Werte in den Randbereichen ausgibt. Da beide Turbulenzgrößen einen Einfluss auf die Amplitude des Schalldruckspektrums haben (vgl. Abb. 4.17), liegt die Vermutung nahe, dass sich der Einfluss der beiden Größen in diesen Bereichen gegenseitig aufhebt. Die über den Radius gemittelten Werte sind als gestrichelte Linien dargestellt. Wie zu erwarten, sinkt der Mittelwert für die TKE durch die Begrenzung. Der radiale Mittelwert der TLS ändert sich nicht. Da die TLS in den Randbereichen keinen eindeutig monotonen Verlauf hat, ist der Mittelwert sehr stark von der gewählten Position r_a abhängig. In den Untersuchungen hier wurde diese Position stets auf 85% der Stator-Höhe festgelegt.

Das breitbandige Schallleistungspegel-Spektrum, welches sich durch die akustische Auswertung der Turbulenzdaten mit dem Interaktions-Modell ergibt, ist in Abb. 4.25 dargestellt. Der

4. Anwendung der Methoden

Vergleich mit Mikrofon-Messdaten bestätigt eine sehr gute Lärmvorhersage durch die mit der Simulation gekoppelten akustischen Modelle. Der spektrale Verlauf und die Amplitude stimmen gut mit den Messdaten überein. Es gibt eine kleine Differenz, die bei sehr niedrigen Frequenzen größer wird. Diese Differenz kommt durch zusätzlich Schallquellen zustande, die am Prüfstand mit gemessen wurden. Dadurch, dass sich die radial gemittelte TLS nicht geändert hat, ist auch der spektrale Verlauf ohne die Sekundärströmungseffekte im Außenbereich sehr ähnlich und weist keine Frequenzverschiebung auf. Durch die Reduktion der gemittelten TKE gibt es allerdings eine annähernd konstante Verschiebung von ungefähr 1,5 dB nach unten. Umgekehrt kann daraus geschlossen werden, dass die Strömungseffekte im Außenbereich für diesen Fan und Betriebspunkt für eine Erhöhung der Schallleistung um ungefähr 1,5 dB verantwortlich sind.

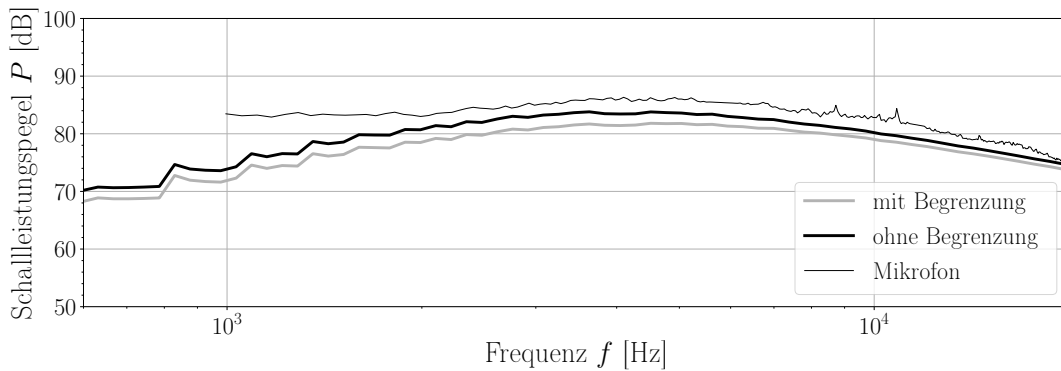


Abbildung 4.25: Breitbandiges Leistungsdichtespektrum der Interaktions-Schallquelle am SDT-Fan im AP-Betriebspunkt. Die Spektren wurden mit und ohne Begrenzung der Turbulenzgrößen im Kanal-Außenbereich berechnet. Außerdem ist das mit Mikrofonen gemessene Spektrum dargestellt.

Nach Anwendung dieser Vorgehensweise auf alle Fanstufen und Betriebspunkte aus Tab. 4.3 ergeben sich die Ergebnisse, welche in Abb. 4.26 zu sehen sind. In den oberen beiden Diagrammen wurde das Verhältnis zwischen den gemittelten, begrenzten TLS-Daten $\overline{\Lambda}^T$ sowie den Turbulenzgraden $\overline{I}^T$ und den nicht-manipulierten Daten gebildet. Ein Wert von 1 bedeutet dementsprechend, dass sich die Mittelwerte durch die Begrenzung nicht ändern. Im unteren Diagramm ist die Differenz zwischen den Gesamt-Schallleistungspegeln ohne und mit Begrenzung zu sehen. Hier bedeutet ein Wert von 0 dB, dass die Begrenzungs-Methode keine Änderung herbeiführt. Daraus kann abgelesen werden, dass die TLS-Werte sich tendenziell nur sehr leicht erhöhen. Die gemittelten Turbulenzgrade sind durch die Begrenzung 10-20% niedriger. Dies führt wiederum dazu, dass die Gesamt-Schallleistungspegel um 0,5 bis 1,5 dB absinken. Lediglich im LN-AP-Betriebspunkt der ACAT1-Fanstufe tritt eine vergleichsweise stärkere Erhöhung der TLS und leichte Verringerung der TKE auf, sodass der Gesamt-Schallleistungspegel sich nicht ändert. Es bestätigt sich aber insgesamt für einen Großteil der Fanstufen und Betriebspunkte die Vermutung, dass der Beitrag für den breitbandigen Rotor-Stator-Interaktionslärm durch die Strömungsphänomene im Außenbereich rund 0,5 bis 1,5 dB ausmacht.

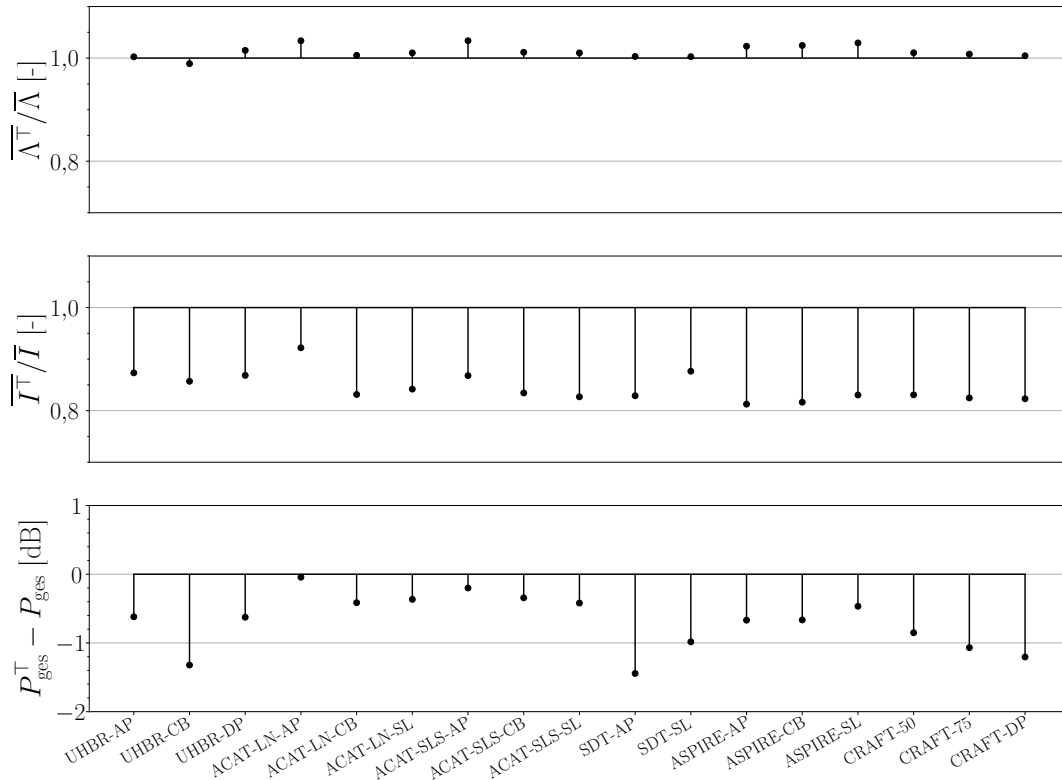


Abbildung 4.26: Verhältnis der flächengemittelten Turbulenzgrößen und Gesamt-Schallleistungspegel mit und ohne Begrenzung zur Untersuchung des Einflusses der Strömung im Kanal-Außenbereich auf die Akustik.

4.3.2 Einfluss der Fan-Belastung auf die Strömung in den Kanalwand-Bereichen

In Anlehnung an die Untersuchungen aus Abschnitt 4.2.3 wird die Begrenzungs-Methode auf das gesamte Kennfeld der ACAT1-Fanstufe angewendet, um auch den Einfluss der Strömung im Kanal-Außenbereich abseits der Arbeitslinie untersuchen zu können. So kann festgestellt werden, ob sich der Fehler mit steigender Fan-Belastung ändert, wenn das Modell die komplexe Strömung in den Kanalwand-Bereichen nicht berücksichtigt.

Die Abbildung 4.27 zeigt nochmal zur Illustration der Begrenzungs-Methode den radialen Verlauf der Turbulenzparameter für den AP-Betriebspunkt der ACAT1-Fanstufe. Hier ist wieder zu erkennen, wie die Methode die Gradienten im Außenbereich abschneidet und durch konstante Werte ab dem Radius r_a ersetzt. Es fällt außerdem wieder auf, dass sich aus den Simulationen steigende TKE und sinkende TLS-Werte in den Randbereichen ergeben (vgl. Abb. 4.24), wodurch sich der Einfluss auf die Akustik teilweise gegenseitig aufhebt. Der Betriebspunkt war im vorhergehenden Abschnitt bereits aufgefallen, da sich der Schallleistungspegel im Gegensatz zum unmodifizierten Betriebspunkt nicht verändert. Es ist tatsächlich zu erkennen, wie eine relativ große Fläche bei der TLS abgeschnitten wird, während der Anstieg des Turbulenzgrads im Randbereich im Vergleich zu anderen Betriebspunkten schwächer ausgeprägt ist.

Nach der breiten Anwendung der Methode auf alle Betriebspunkte ergeben sich die Drehzahllinien aus Abb. 4.28, die mit zunehmender Drehzahl dunkler werden. Bei Vernachläss-

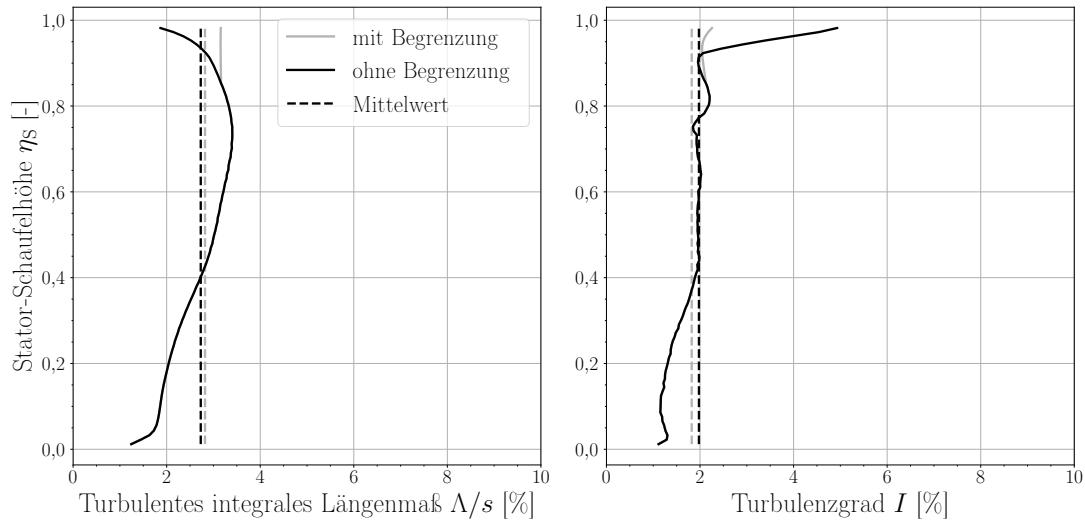


Abbildung 4.27: Radialer Verlauf der Turbulenzgrößen für die ACAT1-Fanstufe im LN-AP-Betriebspunkt mit und ohne Begrenzung im Kanal-Außenbereich. Die Daten wurden mit einer RANS-Simulation an der Stator-Vorderkante ermittelt.

sigung von kritischen Betriebspunkten mit Sperr- und Ablöse-Effekten, ergibt sich über einen großen Inzidenzwinkel-Bereich ein annähernd konstanter Beitrag der Strömungsphänomene im Randbereich von ungefähr 0,4 dB. Das heißt, die zusätzliche Turbulenz im Kanal-Außenbereich sorgt für eine leichte und vor allem konstante Verschiebung der Drehzahllinien zu höheren Schallleistungspegeln. Bei Steigerung der Inzidenzwinkel steigen die Schallpegel in Pumpgrenznähe insgesamt stark an, da die Turbulenzen im Nachlauf durch Strömungsablösungen zunehmen. Dadurch verringert sich aber gleichzeitig der relative Beitrag der Strömung in den Randbereichen am Gesamtlärm. Die Strömung und damit der Breitbandlärm wird dann von Ablösungen dominiert.

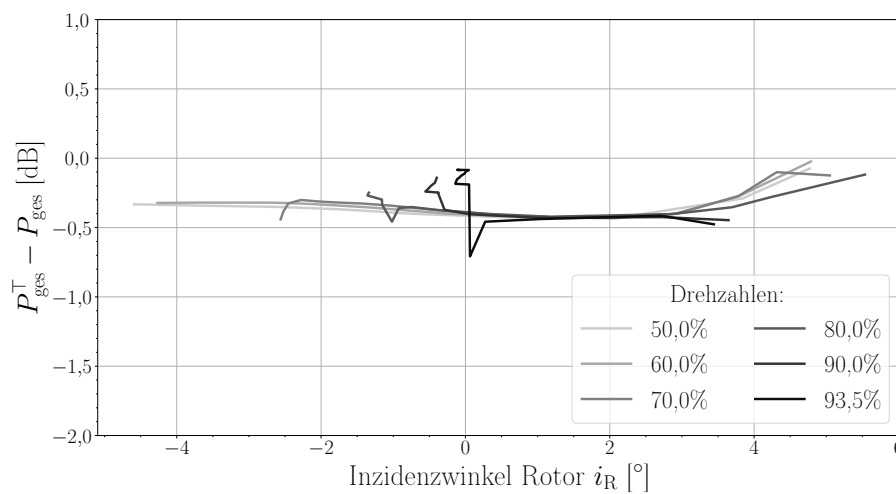


Abbildung 4.28: Basierend auf RANS-Simulationen analytisch berechnete Gesamt-Schallleistungspegel der Interaktions-Schallquelle für die ACAT1-Fanstufe. Es wurde für verschiedene Betriebspunkte im Kennfeld die Differenz zwischen den Schallleistungspegeln ohne und mit Begrenzung gebildet. Der Inzidenzwinkel wurde am Mittelschnitt des Rotors bestimmt.

4.3.3 Untersuchungen mit Hitzdrahtmessdaten an einer subsonischen Fanstufe

Abschließend wird der Einfluss der Strömungsphänomene in den Randbereichen noch anhand der am subsonischen CRAFT-Prüfstand gewonnenen Hitzdrahtdaten überprüft. Die Abbildung 4.29 zeigt den Turbulenzgrad I im 2D-Axialschnitt der Messebene für jeweils zwei Schaufelpassagen in verschiedenen Betriebspunkten. Von links nach rechts wurde die Drehzahl N erhöht (a–c) und auf der höchsten Drehzahl die Durchflusskennzahl φ stark reduziert (d). Auf der unteren Reihe wurde die zuvor vorgestellte Begrenzungs-Methode auf die Messdaten angewendet. Der Außenradius r_a , von dem aus die Werte nach außen konstant gehalten werden, ist darin als gestrichelte Linie eingezeichnet. Die Position wurde auf 75% der Rotor-Schaufelhöhe festgelegt. Alle Schaufelpassagen wurden für diese Auswertung über die Zeit gemittelt, sodass sich für jede Passage die gleiche Strömungslösung ergibt. Dies ist das Äquivalent zu einer RANS-Simulation, in der alle Passagen identisch sind. Die Nachläufe, die sich von der Nabe bis zum Gehäuse erstrecken, und die Blattspitzenwirbel sind pro Passage gut identifizierbar.

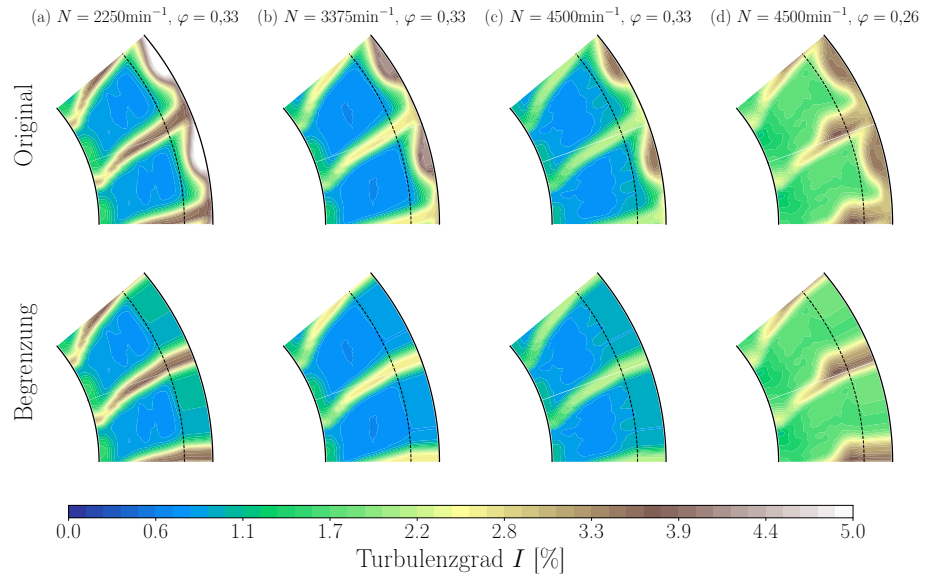


Abbildung 4.29: Durch Hitzdrahtsonden gemessene Turbulenzgrade der CRAFT-Fanstufe im Axialschnitt und bei verschiedenen Betriebspunkten. Auf die in der unteren Reihe dargestellten Betriebspunkte wurde die Begrenzungs-Methode angewendet.

Zunächst fällt auf, dass bei Erhöhung der Drehzahl N und konstanter Durchflusskennzahl φ der Turbulenzgrad in den Nachläufen und den Blattspitzenwirbeln abnimmt. Dies ist den steigenden Strömungsgeschwindigkeiten in der Fanstufe geschuldet, wodurch sich das Verhältnis der turbulenten Geschwindigkeiten zur mittleren Strömungsgeschwindigkeit verringert. Die Hintergrundturbulenz bleibt relativ konstant auf niedrigem Niveau von ungefähr 0,5%. Durch die Begrenzungs-Methode werden die Blattspitzenwirbel offensichtlich erfolgreich aus der Strömungslösung entfernt. Bei einer Durchflusskennzahl von $\varphi = 0,26$ treten Strömungsablösungen auf, wodurch der Turbulenzgrad ab einer Rotor-Schaufelhöhe $\approx 60\%$ stark zunimmt. In diesem Betriebspunkt entfernt die Begrenzungs-Methode nicht nur die Turbulenz

der Blattspitzenwirbel, sondern fügt zusätzlich noch etwas Turbulenz in den Außenbereich hinzu, indem es die Turbulenz der Ablösung an der Position r_a konstant hält.

Die Strömungsdaten aus der Hitzdraht-Messung, wie TLS, TKE und Strömungsgeschwindigkeiten, können auch als Eingabeparameter genutzt werden, um entsprechend der Methode 4 (siehe Abb. 1.3) die breitbandigen Spektren der Interaktions-Schallquelle analytisch berechnen zu können. Dafür wird angenommen, dass die gemessenen Strömungsgrößen für die Anregung am Stator verantwortlich sind. Da die Messebene sich etwas näher an der Rotor-Hinterkante befindet als die Stator-Vorderkante, ist davon auszugehen, dass die aerodynamische Anregung insgesamt etwas stärker ausfällt als in der Realität. Daraus ergibt sich für die verschiedenen Drehzahlen das Diagramm in Abb. 4.30. Die Schalleistungspegel steigen bei konstanter Drehzahl und Drosselung der Fanstufe zur Pumpgrenze hin moderat an. Bei den Pumpgrenz-nahen Betriebspunkten gibt es durch die zuvor beobachteten Ablösungen einen deutlichen Anstieg der Schalleistungspegel. Die Mikrofonmessungen zeigen ähnliche Trends – jedoch bei höheren Schallpegeln, da in der Realität noch weitere Schallquellen gemessen werden.

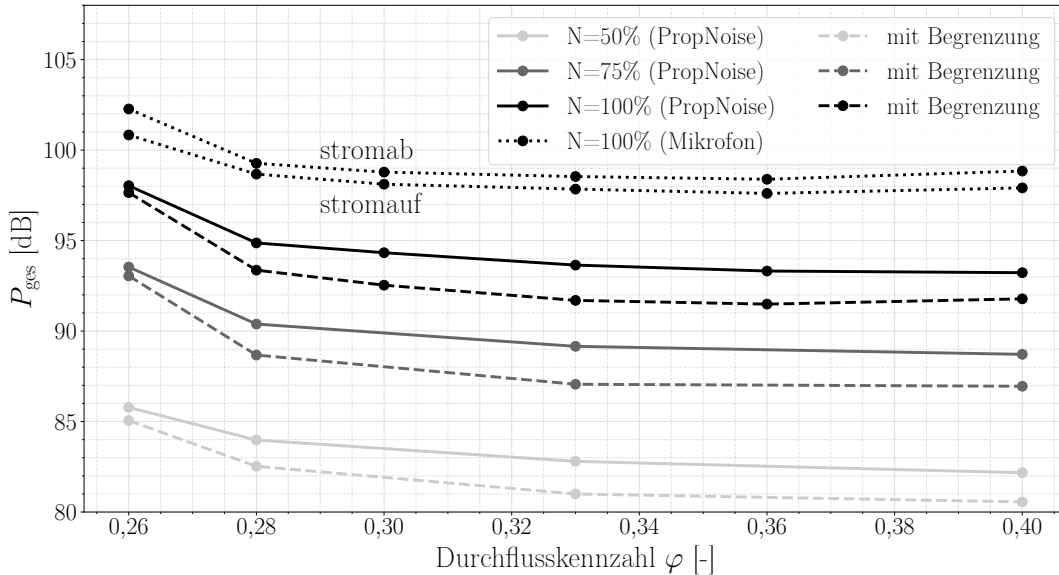


Abbildung 4.30: Basierend auf Hitzdrahtmessungen analytisch berechnete Gesamt-Schalleistungspegel der Interaktions-Schallquelle für die CRAFT-Fanstufe. Es wurden für verschiedene Betriebspunkte im Kennfeld die Schalleistungspegel ohne und mit Begrenzung berechnet. Die Mikrofonmessdaten wurden stromauf- und stromabwärts der Rotor-Stator-Stufe für die 100%-Drehzahl aufgenommen.

Es ist mit bloßem Auge bereits erkennbar, dass die Differenz zwischen den Rechnungen mit und ohne Blattspitzenwirbel für die meisten Betriebspunkte ungefähr 1,5 dB beträgt. Nahe der Pumpgrenze konvergieren die Graphen, was auf einen verringerten Beitrag der Blattspitzenwirbel zum Breitbandlärm hindeutet. Diese Beobachtung deckt sich mit den zuvor gewonnenen Erkenntnissen aus Abb. 4.28. Der Grund dafür liegt in der zusätzlichen Turbulenz, die durch die Begrenzungs-Methode erzeugt wird, und in dem verringerten relativen Beitrag der Strömung in den Randbereichen zur Akustik, wie es auch im vorherigen Abschnitt schon beschrieben wurde.

4.4 Vergleich der vier Methoden zur Vorhersage der Strömung und Akustik am Fan

Ein Vergleich der Vorentwurfs-Methoden, also der Mittelschnitt- und Mehrschnitt-basierten Methoden 1 und 2 (siehe Abb. 1.3), mit den Referenz-Methoden, also den RANS- und Hitzdraht-basierten Methoden 3 und 4, sowie Messdaten soll tiefere Einblicke in die Arbeitsweise und die Modelle der Verfahren geben. Dafür werden in den nachfolgenden Abschnitten die Geometrie-, Leistungs-, Strömungs- und Akustikdaten exemplarisch für die ACAT1- und CRAFT-Fanstufe miteinander verglichen, um insbesondere die Eignung der Vorentwurfs-Methoden zur Vorhersage dieser Daten zu untersuchen. Die Untersuchungen werden für verschiedene Betriebspunkte im Kennfeld durchgeführt. Ein einheitliches Farbschema soll in den nachfolgenden Abbildungen helfen, die Ergebnisse der unterschiedlichen Methoden zu unterscheiden: Die Ergebnisse der Methode 1 werden in schwarz dargestellt, der Methode 2 in rot, der Methode 3 in blau und der Methode 4 in orange.

4.4.1 Neuauslegung der Geometrie

Bevor der Vergleich zwischen den verschiedenen Methoden durchgeführt werden kann, ist es zunächst notwendig, für jede Methode eine geeignete Repräsentanz der Geometrie vorzugeben. Für die Methoden 3 und 4 können jeweils die 3D CAD (rechnerunterstütztes Konstruieren, engl. **C**omputer **A**ided **D**esign)-Geometrien importiert und mithilfe des Verfahrens T2P (siehe Abschnitt 2.5) parametrisiert werden. Für die Methoden 1 und 2 existiert hingegen kein automatisiertes Verfahren, um die CAD-Geometrie der Fanstufen zu parametrisieren. Während die geometrische Abbildung für Methode 1 (Mittelschnittverfahren) noch relativ einfach händisch umzusetzen ist, ist die Parametrisierung der Schaufelprofile für Methode 2 (Mehrschnittverfahren) deutlich komplexer. Dies ist einer der Gründe, weshalb für die Methoden 1 und 2 zunächst eine Neuauslegung der Fanstufen durchgeführt werden muss. Der zweite Grund besteht darin, dass durch die Vorgabe des Design-Druckverhältnisses für die Profilauslegung das Kennfeld auf den Auslegungspunkt für alle Methoden zentriert wird. Anders ausgedrückt werden Schaufelprofile durch die Neuauslegung ermittelt, die die Unterschiede in den Modellierungen ausgleichen. Für die Methode 1 sind das vor allem die Metallwinkel im Mittelschnitt, welche als repräsentativ für die gesamte 3D-Geometrie angenommen werden (Guérin, A. Moreau, Meier zu Ummeln et al., 2021), damit das vorgegebene Druckverhältnis bei definiertem Massenstrom und Wellendrehzahl umgesetzt werden kann.

Für die Auslegung der Fanstufe müssen der Strakverlauf und die Projektion der Schaufel-Vorderkanten und -Hinterkanten auf die Meridionalebene (Abb. 4.31 und Abb. 4.32) vorgegeben werden. Für Methode 1 passiert das durch die Angabe von Naben- und Gehäuse-Radien an den Vorder- und Hinterkanten sowie axialen Abständen zwischen den Schaufelreihen. Die Schaufelreihen selbst werden an einem repräsentativen Radialschnitt durch die axiale Sehnenlänge und die Profildicke beschrieben. Die Position wird für die nachfolgend untersuchten Fanstufen immer auf 70% der Kanalhöhe festgelegt. Die Form der Schaufeln in radialer Richtung werden durch die Angabe von Neigungs- und Pfeilungswinkeln sowie durch das Verhältnis von Sehnenlänge und Profildicke zwischen Schaufelspitze und -fuß festgelegt. Daraus ergibt sich die

4. Anwendung der Methoden

vereinfachte Repräsentanz der Schaufel-Geometrie für Methode 1, wie sie in den Abbildungen mit gestrichelten Linien dargestellt ist.

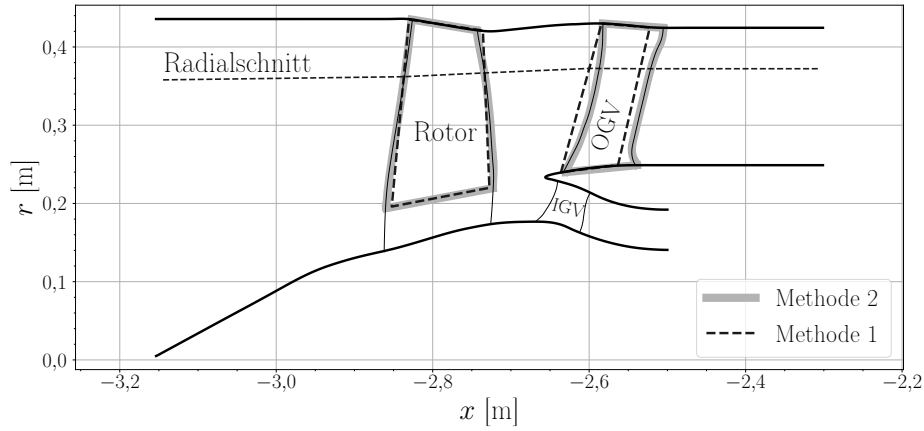


Abbildung 4.31: Meridionalschnitt der ACAT1-Fanstufe mit überlagerter Neuauslegung durch die Methoden 1 und 2.

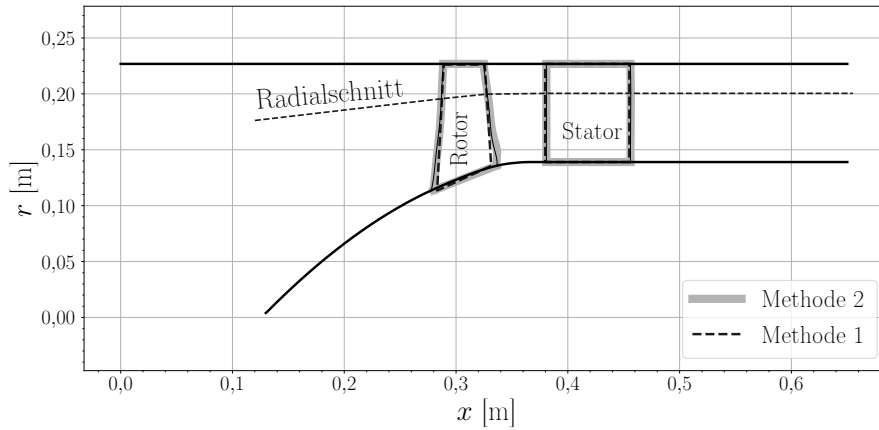


Abbildung 4.32: Meridionalschnitt der DLR CRAFT-Fanstufe mit überlagerter Neuauslegung durch die Methoden 1 und 2.

Für Methode 2 wird hingegen, wie in Abschnitt 2.3 beschrieben, ein strukturiertes Rechengitter des Meridionalschnitts erstellt und somit die Geometrie in dieser Ebene genauer abgebildet. Es ist in den Abbildungen anhand der dicken, grauen Linien erkennbar, dass die Projektion der Schaufelgeometrie mit dem Original übereinstimmt. Die Interaktion der Rotor-Schaufelreihe mit der IGV-Schaufelreihe wird, wie in den Abschnitten 2.2 und 3.2 bereits erläutert, nicht berücksichtigt. Daher ist die ACAT1-Rotorgeometrie, wie sie für die akustischen Modelle aufbereitet wird, im Schaufelfuß-Bereich abgeschnitten. Neben der Geometrie im Meridionalschnitt müssen für das Mehrschnittverfahren noch die Parameter aus Tab. 4.4 im Auslegungspunkt bekannt sein, um die Schaufelprofile auf verschiedenen radialen Positionen entwerfen zu können. Vor allem wird dadurch festgelegt, welches Druckverhältnis der Rotor bei einem festgelegten Massenstrom und Drehzahl umsetzen soll. Die relative Profildicke nach Gl. 3.16 wird als einziger Parameter für die Profile an den verschiedenen radialen Ebenen

vorgegeben. Der Stator entzieht der Strömung den Drall, den der Rotor eingebracht hat, weshalb der Abströmwinkel immer mit 0° vorgegeben wird.

Tabelle 4.4: Designvorgaben für die Neuauslegung der ACAT1- und CRAFT-Fanstufe durch Methode 2. Der Massenstrom ist für die ACAT1-Fanstufe für den Nebenstromkanal angegeben. Die relative Profildicke wird als radiale Verteilung vorgegeben und ist hier exemplarisch auf 50% der Schaufelhöhe angegeben.

	ACAT1	DLR CRAFT
Fanstufe		
Drehzahl	7100 min ⁻¹	4500 min ⁻¹
Massenstrom	100 kg/s	7 kg/s
Rotor		
Schaufelzahl	20	18
Relative Profildicke	2,5%	4,8%
Druckverhältnis	1,42	1,04
Stator		
Schaufelzahl	44	21
Relative Profildicke	3,5%	4,9%
Abströmwinkel	0°	0°

Die Originalgeometrie (blau) und das Ergebnis der Neuauslegung (rot und schwarz) ist für beide Fanstufen in den Abb. 4.33 und 4.34 dargestellt. Es sind verschiedene Profilschnitte des Rotors und des Stators auf vier beispielhaften Schaufelhöhen bezogen auf den Rotor abgebildet. Die Profilschnitte sind im Sinne der Übersichtlichkeit in Umfangsrichtung versetzt zueinander eingezeichnet. Die Profile in PropNoise (Methode 1) werden als Platten angenommen und weisen daher keine Profilkontur auf. Außerdem sind die Vorderkanten- und Hinterkanten-Metallwinkel in PropNoise als kurze, dicke Linien angedeutet.

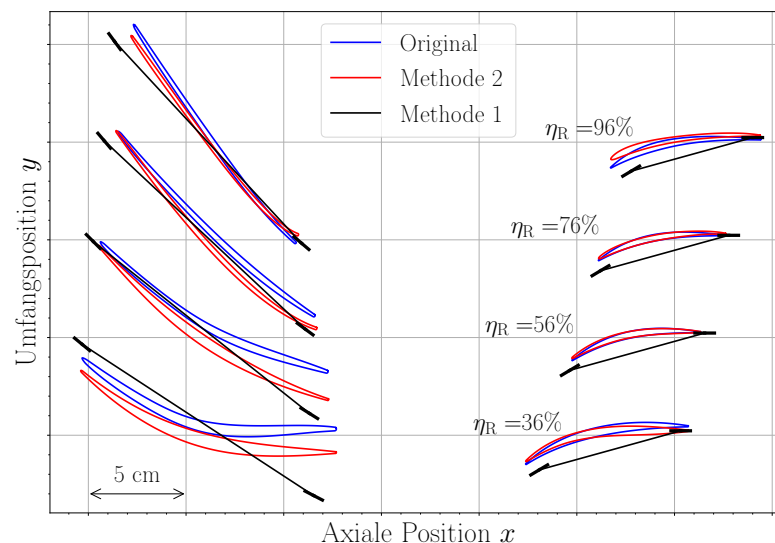


Abbildung 4.33: Vier Profilschnitte des ACAT1-Rotors (links) und -Stators (rechts) auf verschiedenen Rotor-Schaufelhöhen. Die Original-Geometrie (blau) wird mit der Neuauslegung durch ACDC (rot) und PropNoise (schwarz) verglichen.

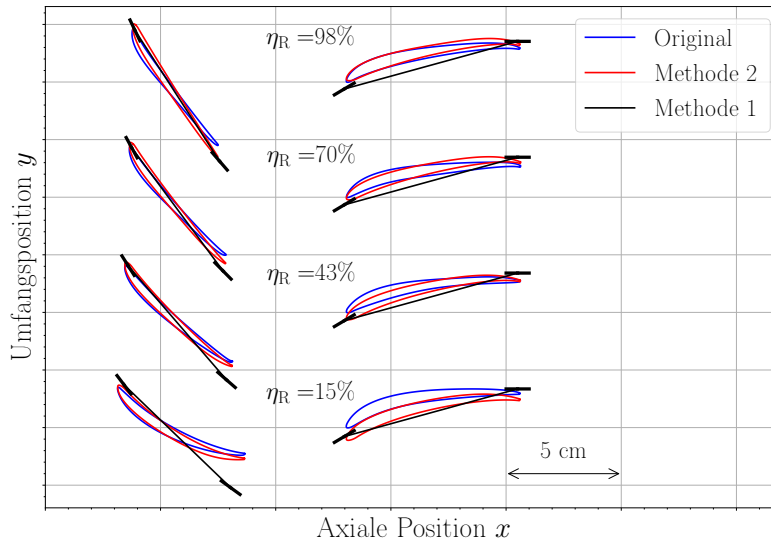


Abbildung 4.34: Vier Profilschnitte des CRAFT-Rotors (links) und -Stators (rechts) auf verschiedenen Rotor-Schaufelhöhen. Die Original-Geometrie (blau) wird mit der Neuauslegung durch ACDC (rot) und PropNoise (schwarz) verglichen.

Der qualitative Vergleich der neu ausgelegten Profilschnitte auf verschiedenen radialen Positionen mit dem Original belegt eine gute Übereinstimmung sowohl für transsonische als auch subsonische Profile. Teilweise scheint es jedoch geringfügige Abweichungen im Staffelungswinkel und im Metallwinkel an der Hinterkante zu geben. Um die Unterschiede in der Profilauslegung zudem quantitativ besser bewerten zu können, sind in den Abb. 4.35 und 4.36 die radialen Verläufe der Profilwinkel dargestellt. Die extrahierte Originalgeometrie (blau) dient dabei als Referenz und als Eingabe für Methode 3. Die Profilwinkel sind für die Staffelungswinkel der Sehne (durchgezogen) sowie für die Metallwinkel an der Profil-Vorderkante (gestrichelt) und -Hinterkante (gepunktet) jeweils für den Rotor (links) und den Stator (rechts) abgebildet.

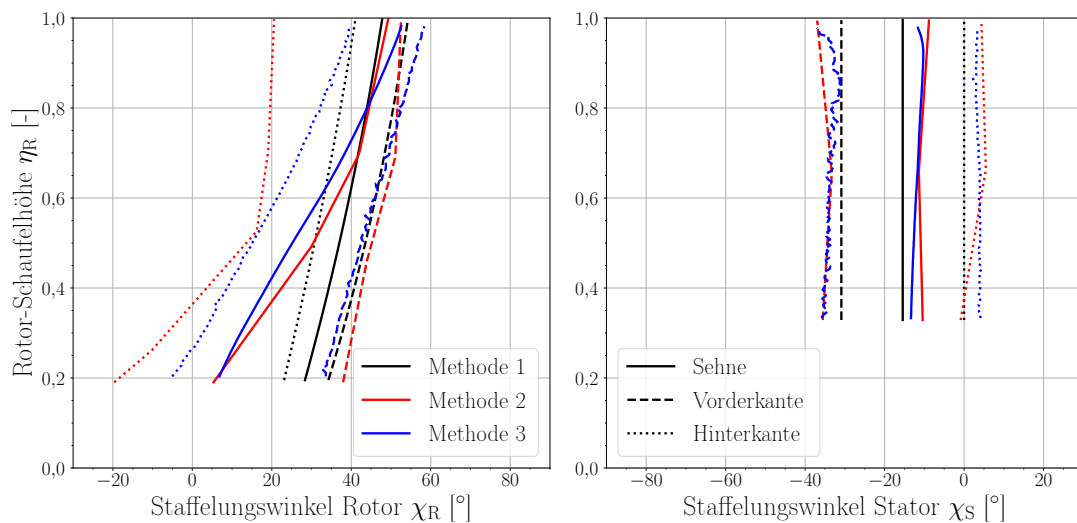


Abbildung 4.35: Radialer Verlauf der Profilwinkel für die ACAT1-Fanstufe am Rotor (links) und am Stator (rechts). Die Winkel wurden durch die jeweiligen Methoden (Farben) ermittelt und sind für die Sehne (durchgezogen), Vorderkante (gestrichelt) und Hinterkante (gepunktet) dargestellt.

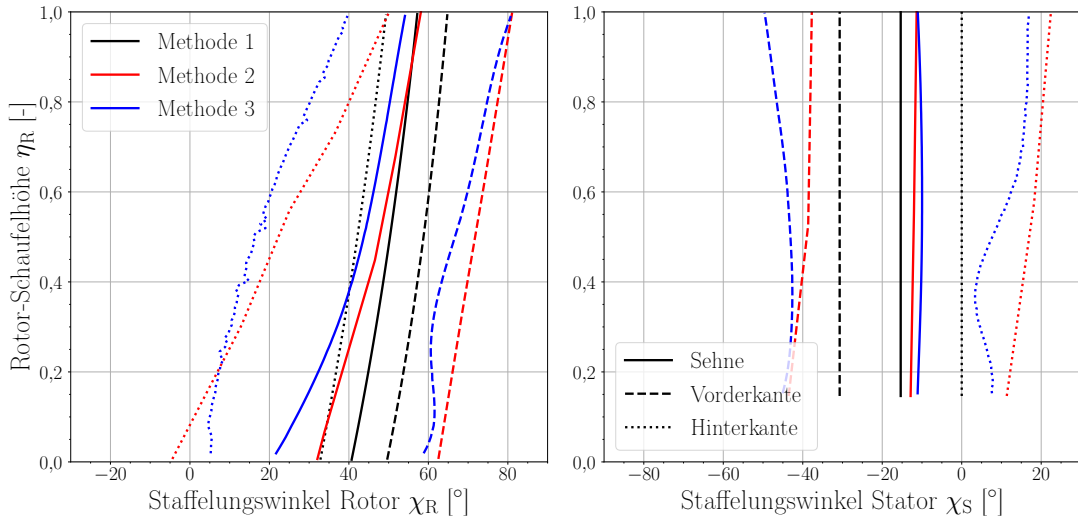


Abbildung 4.36: Radialer Verlauf der Profilwinkel für die CRAFT-Fanstufe am Rotor (links) und am Stator (rechts). Die Winkel wurden durch die jeweiligen Methoden (Farben) ermittelt und sind für die Sehne (durchgezogen), Vorderkante (gestrichelt) und Hinterkante (gepunktet) dargestellt.

Es bestätigt sich die zuvor gemachte Vermutung, dass die Unterschiede zwischen den Methoden vor allem für die Metallwinkel an den Profilhinterkanten auszumachen sind. Das Mittelschnittverfahren trifft die Profilwinkel erwartungsgemäß im Mittelschnitt am besten. Durch die implementierte Extrapolation in radialer Richtung entstehen jedoch teilweise größere Abweichungen zum Original. Das Mehrschnittverfahren bildet die radialen Verläufe tendenziell etwas besser ab. Für die Anregung des Stator-Druckfelds durch die Rotor-Nachläufe sind vor allem die Metallwinkel an der Stator-Vorderkante relevant (siehe Abschnitt 3.6). Diese weichen zumindest für das Mehrschnittverfahren nicht allzu stark von den Original-Winkeln ab. Es ist aber noch einmal darauf hinzuweisen, dass das Ziel der Neuauslegung nicht darin besteht, die Originalgeometrie exakt abzubilden. Vielmehr geht es darum, mit den implementierten Modellen den Auslegungspunkt im Kennfeld zu treffen. Durch die größeren Unterschiede in den Profilwinkeln des Mittelschnittverfahren werden daher die Unterschiede in den aerodynamischen Modellen ausgeglichen. Ob die Methoden in der Lage sind, nach der Neuauslegung der Profile das Kennfeld korrekt abzubilden, wird im nachfolgenden Abschnitt genauer untersucht.

4.4.2 Vorhersage der Fanstufen-Leistung

Zunächst wird als repräsentatives Ergebnis der Leistungsrechnung durch die verschiedenen Methoden das Fan-Druckverhältnis im Absolutsystem der beiden Fanstufen, ACAT1 und CRAFT, untersucht. Dafür wird, wie es für ein Fan-Kennfeld üblich ist, das berechnete Totldruckverhältnis

$$\Pi_{\text{tot}} = \frac{p_{\text{tot},3}}{p_{\text{tot},1}} \quad (4.11)$$

über den Luftmassenstrom

$$\dot{m} = \rho c_x A \quad (4.12)$$

aufgetragen. Da es für die ACAT1-Fanstufe methodenbedingt zu leicht veränderlichen Querschnitten kommt (die Trennstromlinie zwischen Kern- und Nebenmassenstrom verschiebt sich

4. Anwendung der Methoden

je nach Betriebspunkt, vgl. Abschnitt 3.2), wird der Massenstrom durch die Querschnittsfläche am Rotor-Eintritt geteilt. Mithilfe der sogenannten Massenstromdichte

$$\frac{\dot{m}}{A_1} = \rho_1 \cdot c_{x,1} \hat{=} \dot{m}_{\text{red}} \quad (4.13)$$

lassen sich so die verschiedenen Methoden besser miteinander vergleichen. Da die Rechnungen immer mit Standardatmosphären-Randbedingungen durchgeführt wurden, entspricht diese Größe auch dem auf ISA-Bedingungen normierten, reduzierten Massenstrom. Außerdem werden die Massenströme noch mit der relativen Fan-Drehzahl

$$N_{\text{rel}} = \frac{N}{N_{100\%}} \quad (4.14)$$

multipliziert, um die Isolinien etwas zu entzerren und somit die Übersichtlichkeit für die nachfolgenden Diagramme zu erhöhen.

Wie auch schon in den Abschnitten 4.2.3 und 4.3.2 erwähnt, wird für die ACAT1-Fanstufe ein hochaufgelöstes Kennfeld erstellt, indem eine sehr hohe Anzahl an Betriebspunkten die Prozessketten der Methoden 1, 2 und 3 durchlaufen. Dadurch können die Methoden und vor allem die Modelle auf den gesamten Betriebsbereich der Fanstufe angewendet werden. Die Studien sind damit nicht ausschließlich auf die sonst üblichen einzelnen Betriebspunkte auf der Arbeitslinie beschränkt. Die durch jede Methode ermittelten sechs Drehzahl-Isolinien sind in der Abb. 4.37 dargestellt. Auf jeder Drehzahllinie wird der Fan virtuell von niedrigen Massenströmen nahe der Pumpgrenze zu hohen Massenströmen nahe der Sperrgrenze entdrosselt. Die 93,5%-Auslegungsdrehzahl weist eine Drehfrequenz von rund 7100 min^{-1} auf (siehe Tab. 4.4). Zusätzlich sind die Messpunkte an den Zertifizierungspunkten (siehe Tab. 4.3) eingetragen. Die radiale Verteilung der Druckverhältnisse, welche durch die Methoden 2 und 3 berechnet wurden, wurden nach Gl. 3.11 flächengemittelt. Die Werte für Methode 1 sind für den repräsentativen Radialschnitt angegeben.

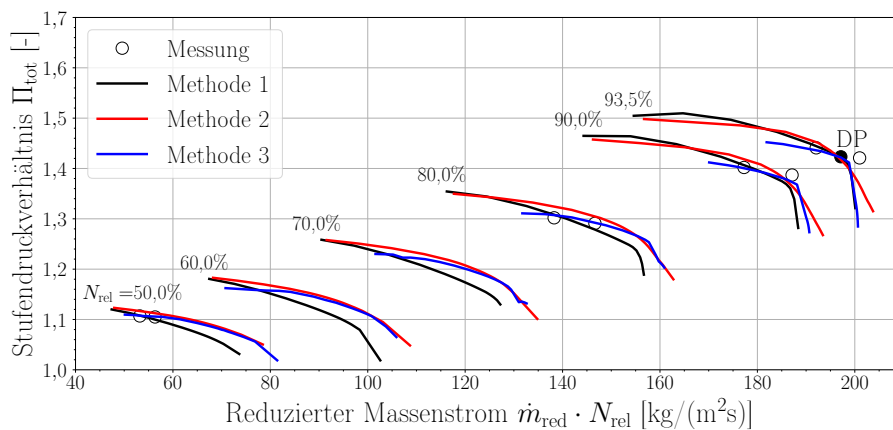


Abbildung 4.37: Kennfeld der gesamten ACAT1-Fanstufe durch die verschiedenen Methoden ermittelt und gemessen. Für die Methoden 2 und 3 wurden die Druckverhältnisse über die Kanalhöhe flächengemittelt.

Es ist zu erkennen, dass die Methoden 1 und 2 das Kennfeld im Vergleich mit den RANS-Simulationen und den Messungen gut berechnen. Auch die im vorherigen Abschnitt beschriebene Zentrierung auf den Auslegungspunkt hat offensichtlich gut funktioniert. Aufgrund der Ermittlung neuer Schaufelprofile durch die Vorauslegungsmethoden setzt die Fanstufe bei gegebenem Massenstrom und Drehzahl jeweils dasselbe Druckverhältnis um und die Auslegungspunkte sind identisch. Im Vergleich zu den Methoden 1 und 2 weist die Methode 3 einen kleineren Arbeitsbereich insbesondere bei höheren Fan-Drehzahlen auf. Die komplexeren 3D-Strömungsphänomene sorgen in der numerischen Simulation für frühere Strömungsablösungen bei Annäherung an die Pumpgrenze, wodurch die Simulationen nicht mehr konvergieren. Außerdem wird stets die kalte Fan-Geometrie für alle Drehzahlen berücksichtigt, was in vergleichsweise großen Kopfspaltmaßen bei hohen Drehzahlen im Gegensatz zur Realität resultiert. Bei niedrigen Drehzahlen gibt es eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Methode 2 und der Referenzmethode 3. Für das Sperren der Fanstufe bei hohen Drehzahlen ist das durch Methode 2 vorhergesagte drastische Absinken des Druckverhältnisses zu verhalten. Von Methode 1 wird es hingegen sehr akkurat vorhergesagt. Bei einem Vergleich mit den Messdaten scheinen aber alle drei Methoden Probleme zu haben, den Punkt, in dem das Sperren in der Fanstufe auftritt, genau vorherzusagen. Für die hier untersuchten Modelle hat das Sperrverhalten aber nur eine untergeordnete Relevanz, weshalb die Ungenauigkeiten keinen Einfluss auf die nachfolgenden Untersuchungen haben sollten.

Abbildung 4.38 zeigt das Kennfeld der CRAFT-Fanstufe. Hierfür wurden nur die Auslegungsdrehzahl und zwei weitere Punkte bei niedrigerer Drehzahl mit einer Durchflusskennzahl von $\varphi = 0,33$ berechnet. Da diese Fanstufe ausschließlich im subsonischen Bereich betrieben wird, ist die Übereinstimmung zwischen allen drei Methoden und den Messdaten sehr gut. Im Auslegungspunkt ist trotz Neuauslegung eine kleine Differenz im Druckverhältnis zu erkennen. Dies hängt damit zusammen, dass hier das Druckverhältnis der gesamten Fanstufe inklusive Stator dargestellt ist und die Auslegung basierend auf dem Rotor-Druckverhältnis durchgeführt wird.

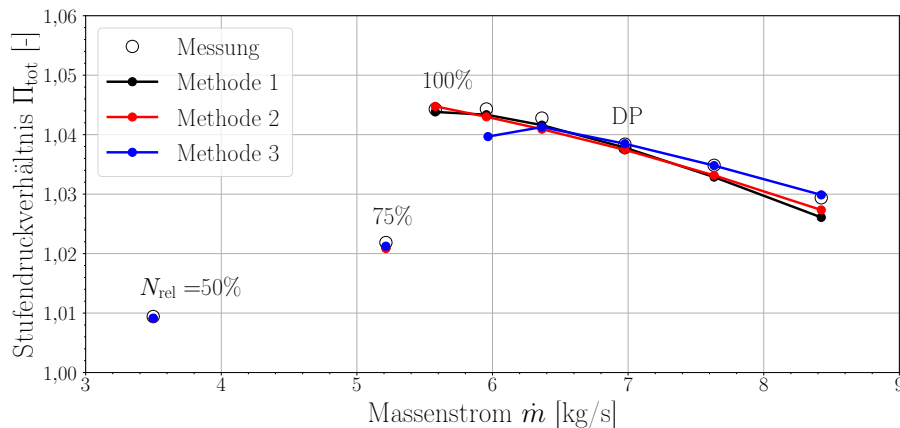


Abbildung 4.38: Kennfeld der gesamten CRAFT-Fanstufe durch die verschiedenen Methoden ermittelt und gemessen. Für die Methoden 2 und 3 wurden die Druckverhältnisse über die Kanalhöhe flächengemittelt.

Ein weiterer Parameter zur Charakterisierung der Leistung einer Fanstufe ist der Totaldruckverlustbeiwert des Rotors, welcher bereits in Gl. 3.1 definiert wurde. Im Abschnitt 3.1 wurde auch bereits erläutert, dass sich die Verluste in einer Fanstufe aus mehreren Verlustmechanismen zusammensetzen. Die viskosen Verlustbeiwerte für inkompressible Strömung berechnet nach Gl. 3.3 durch Methode 1 und nach Gl. 3.5 durch Methode 2 sind in Abb. 4.39 und 4.40 jeweils für die ACAT1- und CRAFT-Fanstufe dargestellt. Dieser Verlustanteil entsteht letztendlich durch die Grenzschichten auf den Schaufelprofilen und ist damit ein direktes Maß für die Bestimmung der Nachläufe (siehe Kapitel 3). Bei den RANS-Simulationen der Methode 3 lassen sich die Verlustanteile nicht mehr unterscheiden. Daher sind in den Abbildungen für Methode 3 lediglich die Gesamtverluste zum Vergleich dargestellt. Die radiale Verteilung der Verlustbeiwerte wird auch hier wieder für Methode 2 und 3 flächengemittelt. Für die Vergleichbarkeit werden dabei in den nachfolgenden Diagrammen die Randbereiche nicht in die Flächenmittelung von Methode 3 mit einbezogen. Der Einfluss der Randbereiche wurde bereits im Abschnitt 4.3 ausführlich untersucht und soll daher hier außen vor gelassen werden.

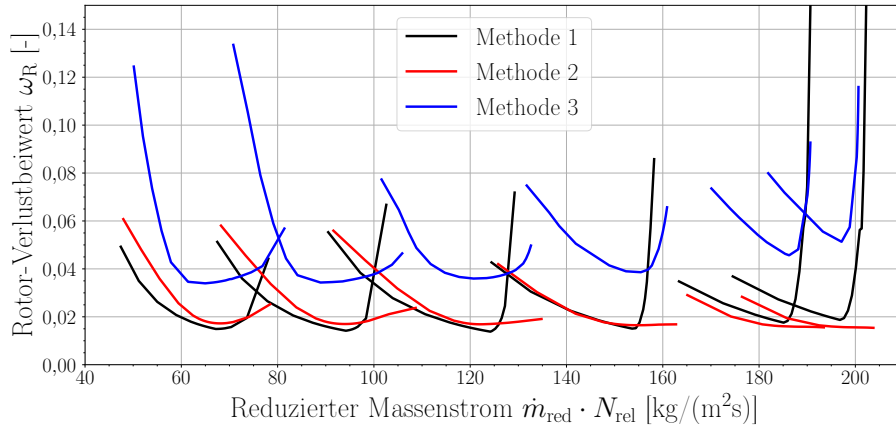


Abbildung 4.39: Totaldruckverlustbeiwerte des ACAT1-Rotors im Kennfeld. Für die Methoden 1 und 2 sind die inkompressiblen, viskosen Verluste dargestellt, während Methode 3 nur den Gesamt-Verlustbeiwert ausgibt. Die radialen Verteilungen wurden flächengemittelt und für Methode 3 die Randbereiche nicht berücksichtigt.

Zunächst fallen für die ACAT1-Fanstufe die typischen Verläufe der Verlustpolaren auf, wobei die Verluste bei hoher negativer und positiver Inzidenz stark ansteigen. Die minimalen Verluste bei optimaler Anströmung sind auf den jeweiligen Drehzahllinien für alle Methoden in etwa beim gleichen Massenstrom vorzufinden. Bei positiven Inzidenzen in Richtung Pumpgrenze (auf den Graphen nach links) sind die Gradienten aller drei Methoden sehr ähnlich. Bei negativen Inzidenzen in Richtung Sperrgrenze (auf den Graphen nach rechts) stimmen die Gradienten bei niedrigen Drehzahlen für Methode 2 und bei hohen Drehzahlen für Methode 1 besser mit Methode 3 überein. In beiden Fällen sollte der Gradient für Methode 1 hingegen nicht so groß sein, da es sich bei der dargestellten Größe um die inkompressiblen, viskosen Verluste handelt. Die hier genutzte Version des aerodynamischen Verlustmodells von PropNoise basiert noch stark auf empirischen Größen. Dadurch funktioniert das Modell gut für Bereiche um den Auslegungspunkt einer Fanstufe, aber weniger im Off-Design. Kürzlich wurde das Modell unter physikalischen Gesichtspunkten überarbeitet (A. Moreau und Meier zu Ummeln, 2023), wodurch

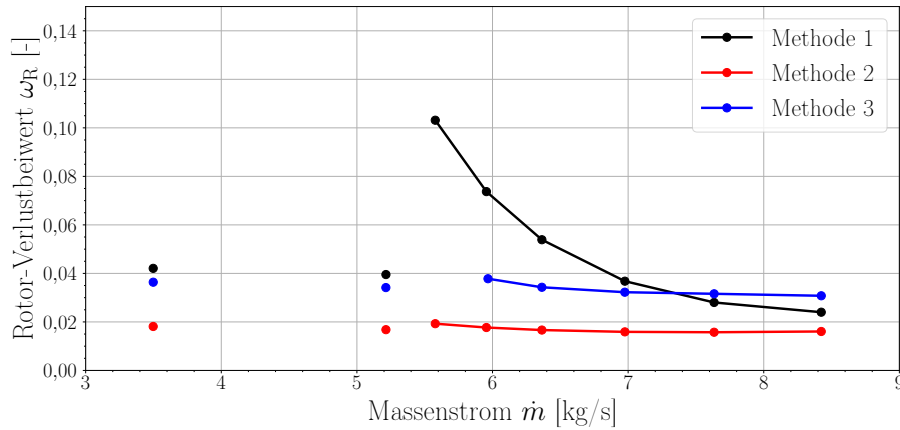


Abbildung 4.40: Totaldruckverlustbeiwerte des CRAFT-Rotors im Kennfeld. Für die Methoden 1 und 2 sind die inkompressiblen, viskosen Verluste dargestellt, während Methode 3 nur den Gesamt-Verlustbeiwert ausgibt. Die radialen Verteilungen wurden flächengemittelt und für Methode 3 die Randbereiche nicht berücksichtigt.

die Ergebnisse bei Fehlanströmung besser nachvollzogen werden können. Die Gesamtverluste der Methode 3 sind trotz Ausklammerung der Randbereiche deutlich höher, da noch eine Reihe weiterer Strömungsphänomene den Totaldruck über die Rotor-Schaufelreihe reduziert.

Die Verlustpolaren des CRAFT-Rotors berechnet durch Methoden 2 und 3 sind deutlich flacher und stimmen bezüglich der Gradienten gut überein. Durch die dicken Profile und den niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten verhält sich der Fan bei Inzidenzwinkel-Änderungen deutlich gutmütiger. Methode 1 ermittelt jedoch erstaunlich hohe Verluste und einen deutlich stärkeren Gradienten in Richtung Pumpgrenze. Bei einer Variation der Drehzahl ändern sich die Verluste, wie auch beim ACAT1-Fan, für alle Methoden nur wenig.

4.4.3 Vorhersage der mittleren Rotor-Nachläufe

Mithilfe der viskosen Rotor-Verluste beziehungsweise der damit einhergehenden Grenzschicht-dicken werden nach den Ausführungen aus Abschnitt 3.3 die Nachläufe für die Methoden 1 und 2 abgeschätzt. In den Abbildungen 4.41 und 4.42 sind die dimensionslosen Nachlaufparameter Fläche und Breite entsprechend den Gln. 3.19 und 3.21 aufgeführt. Die Ergebnisse der Vorentwurfsverfahren lassen sich im Gegensatz zu den Verlusten besser mit den Ergebnissen der RANS-Simulation vergleichen, da die Nachlaufparameter mithilfe der in Abschnitt 3.3 beschriebenen Gauß-Regression direkt aus der Simulation extrahiert werden. Zusätzlich wurden basierend auf Hitzdrahtmessdaten für die CRAFT-Fanstufe die Nachlaufparameter ebenfalls über das Regressions-Verfahren ermittelt und dargestellt.

Für die ACAT1-Fanstufe sind die Verläufe der Iso-Drehzahllinien im angepassten Kennfeld für alle drei Methoden sehr ähnlich zu den zuvor betrachteten Verlustpolaren. Es gibt durch die Ablösungen einen sehr starken Anstieg der Nachlaufflächen und -breiten bei positiven Inzidenzen. Bei niedrigen Drehzahlen sind mäßige Anstiege bei negativen Inzidenzen für die Methoden 2 und 3 zu verzeichnen. Dies bestätigt zunächst die Anwendbarkeit des vorgestellten Nachlauf-Modells. Etwas überraschend ist der drastische Anstieg der Flächen und Breiten in der RANS-Simulation bei Annäherung an den Sperr-Zustand der Fanstufe. Daraus kann geschlussfolgert werden, dass

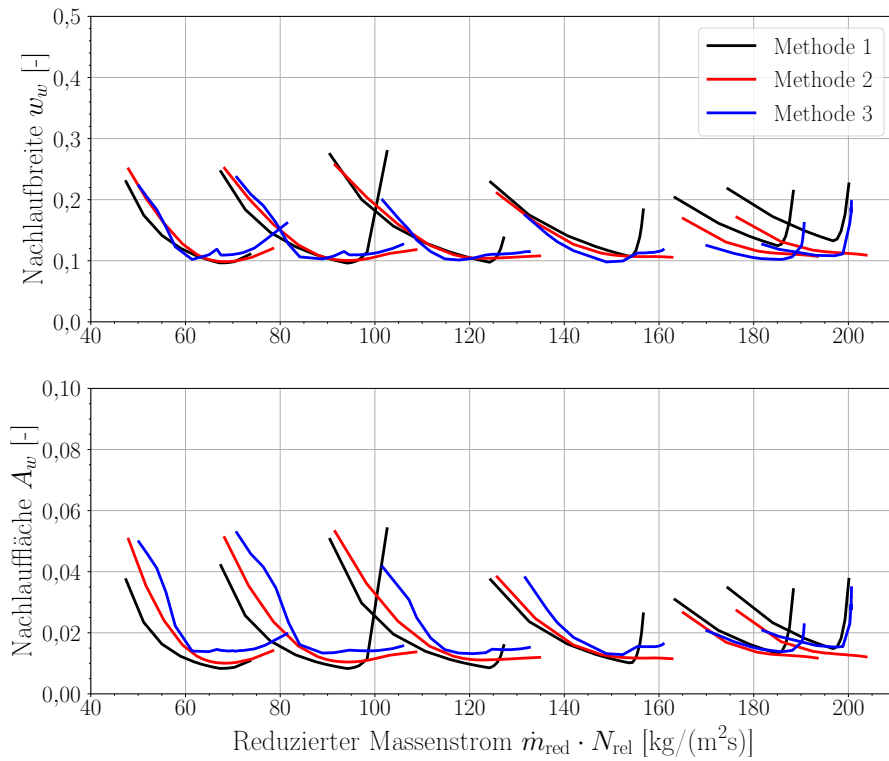


Abbildung 4.41: Dimensionslose Nachlaufparameter des ACAT1-Rotors im Kennfeld. Die radialen Verteilungen wurden flächengemittelt und für Methode 3 die Randbereiche nicht berücksichtigt.

auch Verdichtungsstöße am Fan-Rotor einen Einfluss auf die Nachläufe haben. Dieses Verhalten wird durch das Modell nicht abgedeckt, da die Berechnungen auf den inkompressiblen, viskosen Verlusten basieren. Methode 1 bildet das Verhalten zufälligerweise ab, da, wie zuvor erwähnt, das untersuchte aerodynamische Modell in diesen Bereichen keine sehr zuverlässigen Ergebnisse liefert.

Auch die Trendverläufe im angepassten Kennfeld der CRAFT-Fanstufe bezüglich der Nachlaufparameter ähneln sehr stark den Verläufen der Verluste aus Abb. 4.40. Die beobachteten Tendenzen der Methoden 2 und 3 werden durch die Hitzdrahtmessdaten (Methode 4) bestätigt. Die von Methode 2 berechneten Flächen und Breiten sind aber insgesamt etwas zu klein. Dieses Phänomen könnte auf zu niedrige Verluste zurückgeführt werden, da die Modelle des Mehrschnittverfahrens hauptsächlich für transsonische Verdichtergitter trainiert wurden (Schnös, 2020). Außerdem ist in dem Diagramm zu erkennen, dass die aus der RANS-Simulation extrahierten Nachläufe im Vergleich zu den gemessenen Nachläufen deutlich zu schmal sind. Dies hängt damit zusammen, dass im kritischen Reynoldszahl-Bereich der CRAFT-Fanstufe $Re = 5 \cdot 10^5$ mit einer Strömung zu rechnen ist, die über eine größere Lauflänge laminar ist und diese dadurch nicht so sehr der Profilkontur folgt, wie eine turbulente Strömung. Dies führt in der Realität zu breiteren messbaren Nachläufen (Wisselsberger, 1922; Delany und Sorensen, 1953; Rodriguez et al., 2015). Bei solchen Reynoldszahlen ist daher die korrekte Bestimmung des Transitionspunkts von hoher Wichtigkeit. Weil die Strömungssimulation allerturbulent durchgeführt wurde, ist damit zu rechnen, dass die Strömung am Rotor wiederum anliegt und die Nachläufe dadurch deutlich kleiner ausfallen.

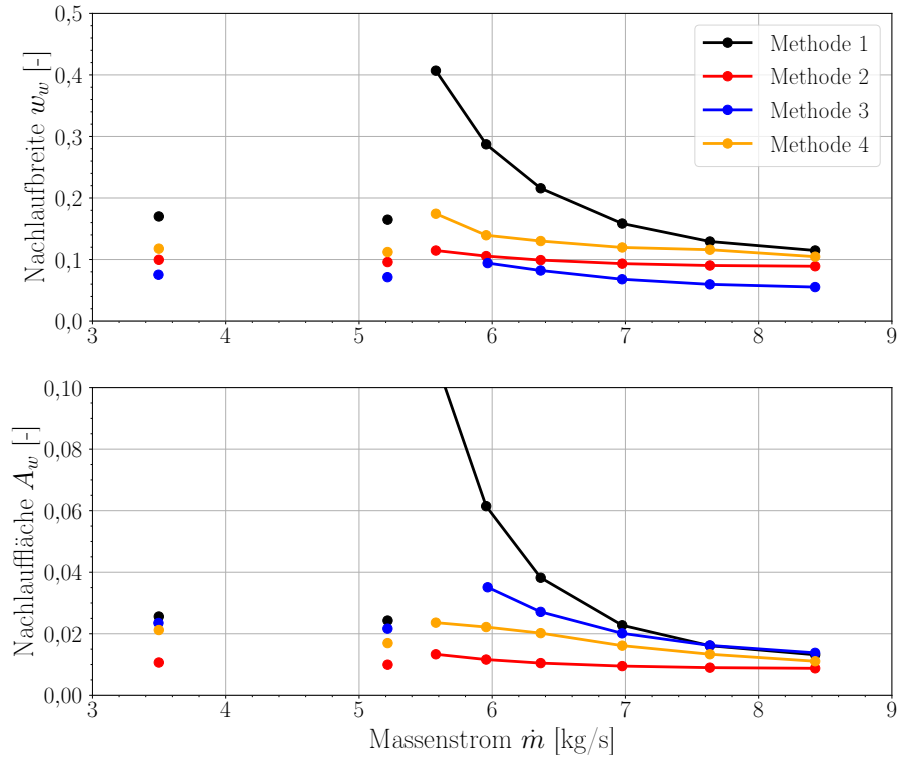


Abbildung 4.42: Dimensionslose Nachlaufparameter des CRAFT-Rotors im Kennfeld. Die radialen Verteilungen wurden flächengemittelt und für Methoden 3 und 4 die Randbereiche nicht berücksichtigt.

4.4.4 Vorhersage der Turbulenz in den Rotor-Nachläufen

Entsprechend des empirischen Nachlauf-Turbulenzmodells, welches in Abschnitt 3.4 beschrieben wurde, werden die Turbulenzparameter für die Methoden 1 und 2 bestimmt. Zur Beschreibung der Turbulenz im Nachlauf sind in den Abb. 4.43 und 4.44 die TLS und TKE im angepassten Kennfeld der beiden Fanstufen dargestellt. Durch einen Vergleich mit den Referenzmethoden 3 und 4 kann somit überprüft werden, ob das proportionale Verhältnis zu den Nachlaufparametern aus Abb. 4.41 und 4.42 geeignet ist, um die Turbulenz in den Nachläufen vorherzusagen.

4. Anwendung der Methoden

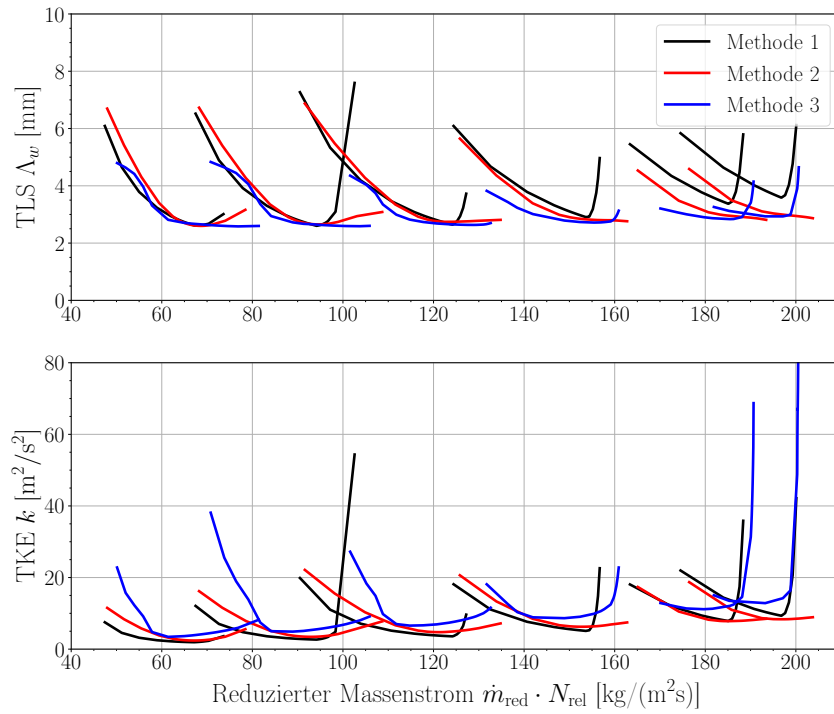


Abbildung 4.43: Turbulenzparameter im Nachlauf des ACAT1-Rotors im Kennfeld. Die radialen Verteilungen wurden flächengemittelt und für Methode 3 die Randbereiche nicht berücksichtigt. Die Proportionalitätsfaktoren wurden für $K_L = 0,3$ und $K_U = 0,3$ kalibriert.

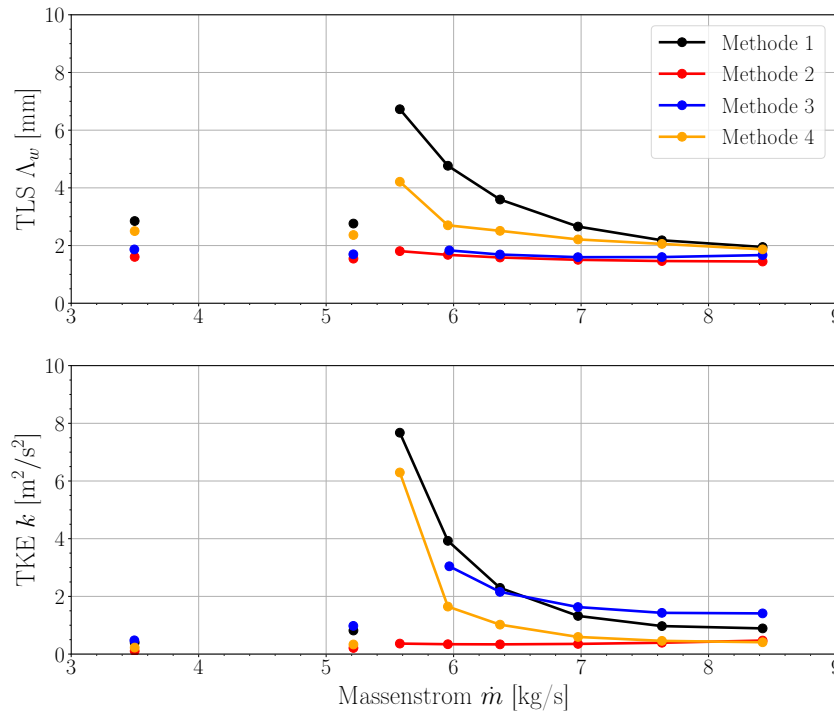


Abbildung 4.44: Turbulenzparameter im Nachlauf des CRAFT-Rotors im Kennfeld. Die radialen Verteilungen wurden flächengemittelt und für Methoden 3 und 4 die Randbereiche nicht berücksichtigt. Die Proportionalitätsfaktoren wurden für $K_L = 0,35$ und $K_U = 0,25$ kalibriert.

Bei einer direkten Gegenüberstellung der TLS mit der Nachlaufbreite und der TKE mit der Nachlauffläche lassen sich sehr ähnliche Aussagen wie in den vorhergehenden Abschnitten treffen. Für die Methoden 1 und 2 ist das aufgrund des Turbulenzmodells ein zu erwartendes Ergebnis. Für die Methoden 3 und 4 bestätigt es die gemachte Annahme zur Proportionalität zwischen mittlerem und turbulentem Nachlauf. Der größte Unterschied zwischen den Auslegungsmethoden und den Referenzmethoden kann für niedrige Machzahlen bei Annäherung an die Pumpgrenze identifiziert werden. Sowohl für die Methode 3 der ACAT1-Fanstufe als auch für die Methode 4 der CRAFT-Fanstufe sind hier bei der TKE im Gegensatz zur Nachlauffläche deutlich größere Gradienten zu erkennen. Diese Beobachtung konnte zuvor schon für die Proportionalitätsfaktoren in den Abschnitten 4.2.3 und 4.2.4 gemacht werden. Das bestätigt die Vermutung, dass die Proportionalität zwar für einen relativ großen Betriebsbereich um die Referenzanströmung gültig ist, sich aber bei starken Fehlanströmungen eine Abhängigkeit von der Fan-Belastung einstellt.

4.4.5 Einfluss auf die Vorhersage der Akustik

Nachdem die turbulenten Längenmaße und Geschwindigkeitsschwankungen durch alle Methoden ermittelt, untersucht und verglichen wurden, ist es nun möglich entsprechend Abschnitt 3.6 die Schalleistungspegel für die breitbandige Nachlauf-Interaktionsschallquelle zu bestimmen. Wie schon häufiger in dieser Arbeit erwähnt, ist die Turbulenz in den Nachläufen ein wichtiges Maß für die stochastischen Anregungen des Stator-Druckfelds und somit auch für die Aeroakustik einer Fanstufe. Um den Einfluss der verschiedenen Strömungslöser auf die Akustik beurteilen zu können, ist in den Abb. 4.45 und 4.46 der Gesamt-Schalleistungspegel für jeden Betriebspunkt der ACAT1- und CRAFT-Fanstufe dargestellt. Dafür wird die stromauf und stromab abstrahlende Schalleistung mithilfe von Gl. 3.46 berechnet und in das angepasste Kennfeld eingetragen. Zusätzlich sind auch am Prüfstand stromauf und stromab der Fanstufe gemessene Mikrofondaten dargestellt.

Abermals sind ähnliche Erkenntnisse wie aus den vorhergehenden Abschnitten zu den Verläufen der jeweiligen Drehzahllinien auszumachen. Es ist nach wie vor erkennbar, dass die jeweiligen Graphen an Verlustpolaren erinnern, mit einem Minimum bei optimaler Anströmung und steigenden Schallpegeln bei negativen und positiven Inzidenzen. Die Gradienten in Richtung Pumpgrenze, also bei positiven Inzidenzen, weisen dabei für alle Methoden eine sehr gute Übereinstimmung mit den Mikrofonmessungen auf. Auch der Anstieg von Drehzahllinie zu Drehzahllinie, das heißt entlang einer Arbeitslinie, ist für alle Methoden inklusive Mikrofonmessung sehr ähnlich. Allerdings werden die an der ACAT1-Fanstufe stromauf gemessenen Schalleistungspegel auf den Arbeitslinien ab einer Drehzahl von $N_{\text{rel}} = 80\%$ kleiner, während die Ergebnisse der Methoden entsprechend der Turbulenz weiter steigen. Dies hängt damit zusammen, dass Verdichtungsstöße auf dem Fan-Rotor in diesem Machzahl-Bereich auftreten, wodurch der am Stator auftretende Interaktionslärm nach vorne hin teilweise abgeschirmt wird (engl. Noise Shielding). Dieser Effekt ist aktuell in den akustischen Modellen nicht implementiert.

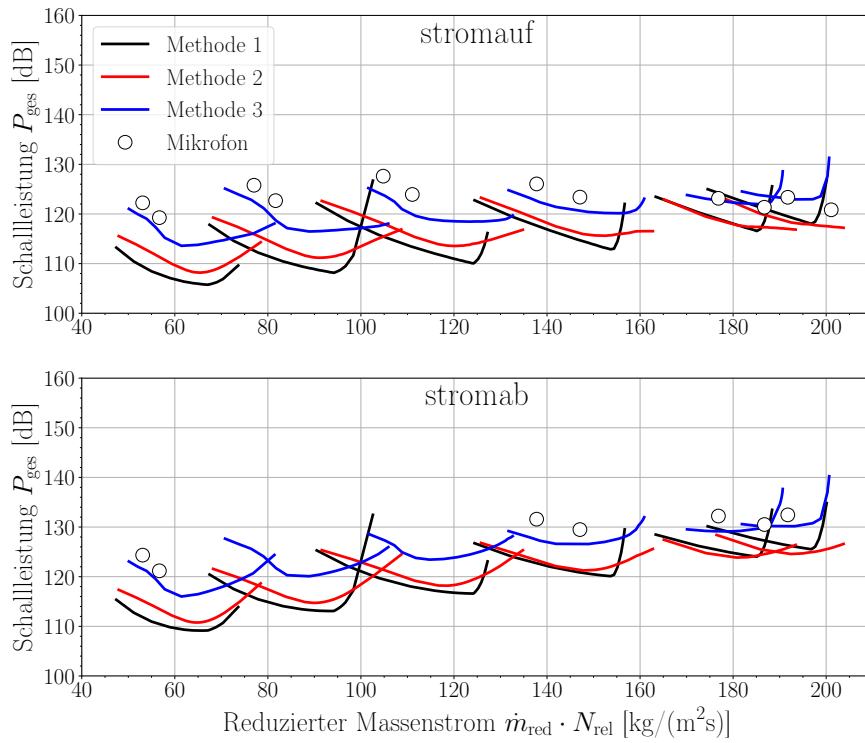


Abbildung 4.45: Gesamt-Schallleistungspegel der ACAT1-Fanstufe für die breitbandige Nachlauf-Interaktionsschallquelle stromaufwärts (oben) und stromabwärts (unten) durch die Methoden berechnet und durch Mikrofone gemessen.

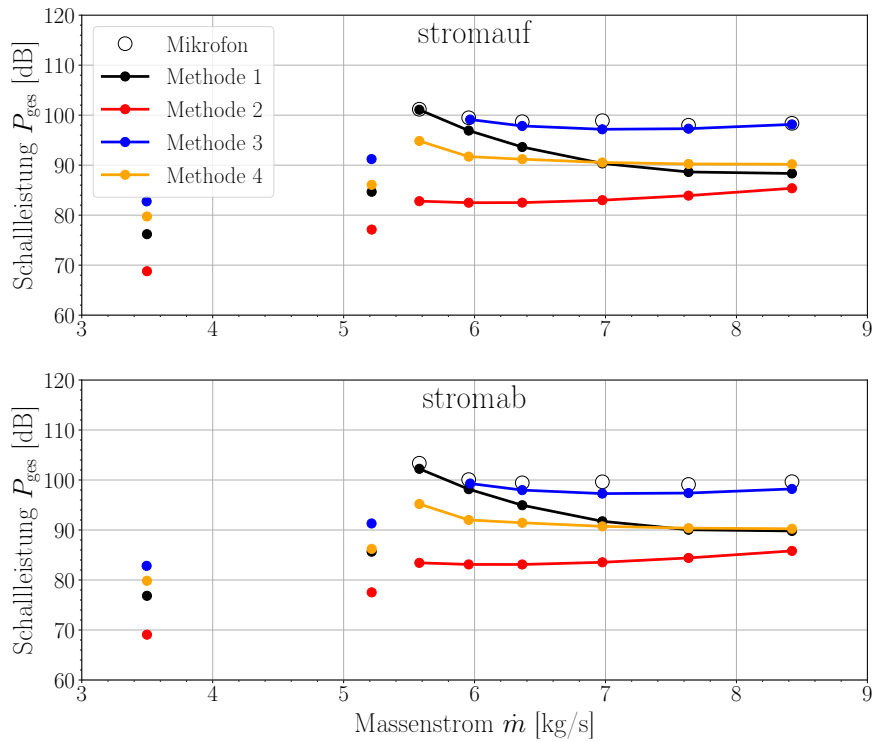


Abbildung 4.46: Gesamt-Schallleistungspegel der CRAFT-Fanstufe für die breitbandige Nachlauf-Interaktionsschallquelle stromaufwärts (oben) und stromabwärts (unten) durch die Methoden berechnet und durch Mikrofone gemessen.

Für die Messdaten an der CRAFT-Fanstufe lässt sich eine sehr akkurate Übereinstimmung zur Methode 3 feststellen. Während dies hinsichtlich des Gradienten sehr positiv zu bewerten ist, ist die Feststellung bezüglich der absoluten Pegel etwas überraschend, da die Messdaten noch mehr breitbandige Schallquellen beinhalten. Methode 3 hingegen berechnet nur die Interaktions-Schallquelle und sollte daher etwas niedriger liegen. Der Grund dafür könnte in der zuvor diskutierten vollturbulenten Simulation zu finden sein. In der Abbildung 4.44 ist zu erkennen, dass Methode 3 deutlich höhere TKE-Werte ausgibt, als durch die Hitzdrahtsonden gemessen wurden.

Unabhängig davon lässt sich ein gravierender Unterschied zu den Trendkurven der Turbulenz-Ergebnisse aus dem vorhergehenden Abschnitt festhalten:

Es ist auffällig, dass Methode 3 plötzlich bei den Schallleistungspegeln im Vergleich deutlich höhere Werte aufweist, obwohl es bei den Turbulenzparametern noch gute Übereinstimmungen zu den Vorauslegungsmethoden gab. Dies hängt damit zusammen, dass natürlich nicht ausschließlich die Turbulenzparameter, sondern noch weitere Strömungsgrößen in die Berechnung der Lärmpegel einfließen. Bei genauerer Betrachtung der jeweiligen Terme aus Gl. 3.42 und 3.43 kann die aerodynamische Anregung $|\zeta|^2$ als wichtigste Größe identifiziert werden, welche durch die verschiedenen Strömungslösungen zu Unterschieden zwischen den Methoden führt:

$$|\zeta(r)|^2 = (\pi \rho c_2(r))^2 \cdot |\Phi_{uu}(r)| \cdot |\mathcal{S}(r)|^2 \quad (4.15)$$

Die Turbulenzgrößen TLS und TKE haben über das turbulente Geschwindigkeitsspektrum Φ_{uu} einen linearen Einfluss auf Ergebnis. Es wird aber deutlich, dass die mittlere Strömungsgeschwindigkeit vor dem Stator c_2 sogar einen quadratischen Einfluss auf das Ergebnis hat. Es handelt sich dabei also um eine sehr sensitive Größe und Unterschiede in den Strömungslösungen machen sich sofort in den akustischen Ergebnissen bemerkbar. Somit ist die aerodynamische Anregung die interessantere Zwischengröße, um die Methoden und deren Einfluss auf die Akustik miteinander vergleichen zu können.

Die Integration der Anregung $|\zeta(r)|^2$ über den Radius r ist in der Abb. 4.47 für die ACAT1-Fanstufe und in Abb. 4.48 für die CRAFT-Fanstufe logarithmisch dargestellt. Darin sind die höheren Pegel der Methode 3 und insgesamt die Übereinstimmung mit den Schallleistungspegeln sofort erkennbar. Ein weiterer Grund für die durch Methode 3 berechneten höheren Pegel besteht in dem Einfluss der Turbulenz in den Randbereichen auf die Akustik. Die Randbereiche wurden in den vorhergehenden Abbildungen 4.41 bis 4.44 nicht berücksichtigt. Für die Berechnung der Schallpegel in den Abbildungen 4.45 und 4.46 wurde jedoch das vollständige Strömungsfeld berücksichtigt. Der Einfluss ist laut den Untersuchungen im Abschnitt 4.3 zwar relativ gering, aber durchaus vorhanden.

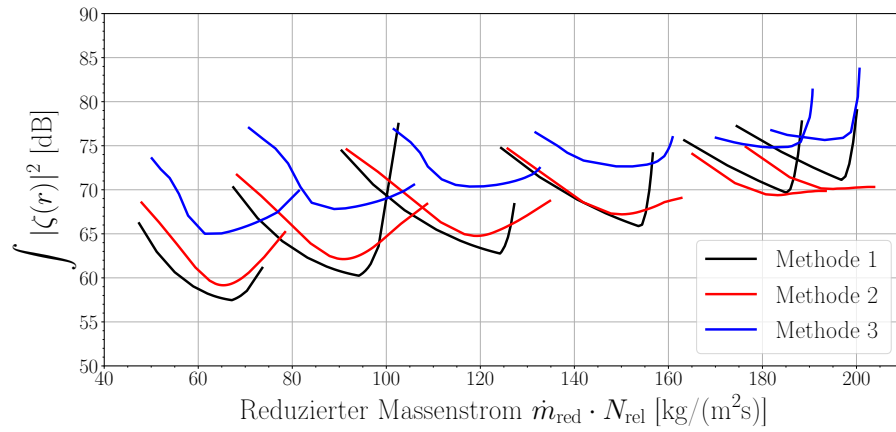


Abbildung 4.47: Über den Radius integrierte aerodynamische Anregung des ACAT1-Stators im Kennfeld.

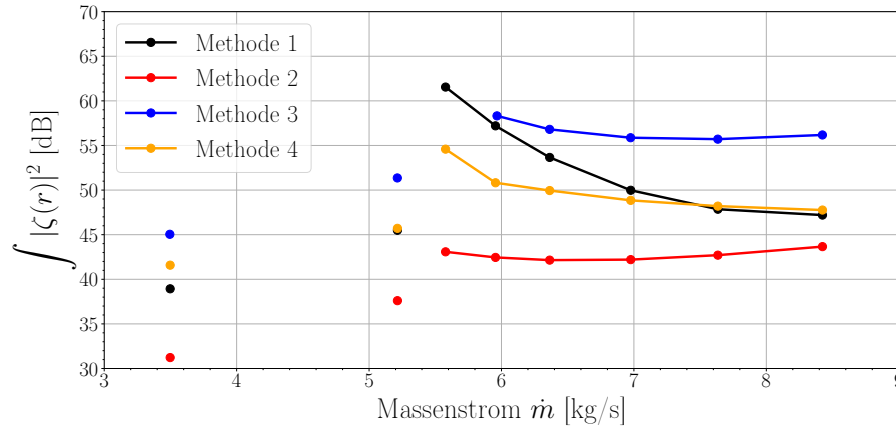


Abbildung 4.48: Über den Radius integrierte aerodynamische Anregung des CRAFT-Stators im Kennfeld.

5 | Schluss

Das Ziel dieser Arbeit bestand darin, eine Methode zur aeroakustischen Bewertung von Fanstufen vorzustellen, welche für den Einsatz während des Triebwerkvorentwurfs geeignet ist. Die Anforderungen an solche Vorentwurfsmethoden sind kurze Laufzeiten, leicht nachvollziehbare, robuste Modelle und die Erzeugung von ausreichend genauen Ergebnissen, die auf wenigen Eingabedaten basieren. Ausreichend sind die Ergebnisse vor allem dann, wenn sie die akustischen Trends in Parameterstudien richtig abbilden. Eine Sichtung der Literatur ergibt aktuell, dass es zwar bereits einige Ansätze gibt, die Fanakustik im Rahmen des Vorentwurfs abzuschätzen, diese Verfahren allerdings teilweise starken Einschränkungen unterliegen. Weiterhin erfüllen sie nicht alle zuvor genannten Anforderungen, sind nicht ausführlich öffentlich zugänglich dokumentiert oder wurden bisher noch nicht für eine große Anzahl an Fanstufen in einem breiten Betriebsbereich untersucht sowie mit Referenzdaten verglichen.

Aus diesem Grund wurde eine Kopplung zwischen einem in der Vorauslegung weit verbreiteten aerodynamischen 2D-Mehrschnittverfahren und einem analytischen Fanakustik-Verfahren entwickelt. Parallel dazu ist es ebenfalls möglich, Ergebnisse mit dem Fanakustik-Verfahren basierend auf der Strömungslösung eines 1D-Mittelschnittverfahrens, einer 3D RANS-Simulation und einer Hitzdrahtmessung zu erzeugen. Die dazu notwendigen, am DLR entwickelten und bisher bereits umfangreich angewendeten Verfahren zur Erzeugung der aerodynamischen und akustischen Daten wurden ausführlich beschrieben.

Das vorgestellte Fanakustik-Verfahren PropNoise ist in der Lage, alle relevanten Fan-Schallquellen (siehe Abschnitt 1.1) zu berechnen. Um die Komplexität der Auswertung zu verringern, wurden die Untersuchungen dieser Arbeit jedoch auf eine Schallquelle eingeschränkt. Für moderne Antriebskonzepte von zukünftigen Flugvehikeln rückte aus verschiedenen Gründen jüngst die Nachlauf-Interaktions-Schallquelle in vielen Studien zur Akustik von Flugzeugtriebwerken in den Vordergrund. Der breitbandige Anteil dieser Schallquelle entsteht, wenn die turbulenten Strömungsstörungen im Nachlauf des Rotors für akustische Druckschwankungen auf der Stator-Oberfläche sorgen.

Eine besondere Herausforderung zur Bestimmung dieser Schallquelle während der Vorentwurfs-Phase besteht darin, dass üblicherweise in dieser Phase keinerlei Informationen über die Geschwindigkeitsdefizite hinter einem Rotor und die Turbulenz in der Strömung vorhanden sind. Die etablierten Verfahren beschränken sich auf die Berechnung der mittleren Strömungsgeschwindigkeiten auf konkreten Stromlinien in der Meridionalebene und die Abschätzung der Strömungsverluste basierend auf teils empirischen Modellen. Jener Verlustanteil, der sich durch viskose Schaufel-Profilverluste auszeichnet, kann dazu genutzt werden, um die Geschwindigkeitsdefizite hinter dem Rotor zu bestimmen. Eine Methodik zur

Parametrisierung der Geschwindigkeitsdefizite und wie diese Parameter aus CFD-Simulationen und Hitzdrahtmessungen bestimmt werden können, wurde ausführlich beschrieben. Es wurde außerdem ein empirisches Nachlauf-Turbulenzmodell vorgestellt, welches die Turbulenz charakterisierenden Parameter von den mittleren Geschwindigkeitsdefiziten ableitet.

Dieses Turbulenzmodell stellt einen einfachen, proportionalen Zusammenhang zwischen den mittleren und turbulenten Nachläufen her. Es wird zunächst angenommen, dass dieses einfache Modell für verschiedene Fanstufen, Betriebsbedingungen und axiale sowie radiale Positionen im Kanal gültig ist. Zwei Faktoren beschreiben die proportionale Relation zwischen dem turbulenten integralen Längenmaß und der Nachlauf-Breite sowie der Umfangsverteilung der mittleren und turbulenten Komponente der Strömungsgeschwindigkeiten im Nachlauf. Werte für diese Faktoren lassen sich vereinzelt auch in der Literatur finden. Nichtsdestotrotz wurde in dieser Arbeit eine eigene Kalibrierung mithilfe von CFD-Simulationen und vereinzelt Hitzdrahtmessungen für fünf verschiedene Fanstufen mit teils sehr unterschiedlichen Anwendungsbereichen durchgeführt. Im Zuge dieser Kalibrierung wurde auch der Einfluss der Hintergrundturbulenz, der Fan-Belastung, der Fan-Drehzahl und der axialen sowie radialen Position im Kanal untersucht.

Das empirische Nachlauf-Turbulenzmodell beschränkt sich auf die Bestimmung der Rotor-Nachläufe, die durch die viskosen Effekte, das heißt durch die Strömungsgrenzschichten auf den Schaufeloberflächen, entstehen. Diese Annahme lässt sich in der Regel gut auf die sonst ungestörte Strömung in der Kanalmitte anwenden. Weitere Strömungsphänomene, die hinter einer Rotor-Schaufelreihe auftreten, werden allerdings nicht berücksichtigt. Solche Phänomene, wie Blattspitzenwirbel oder Kanalwandgrenzschichten, treten vorwiegend in den Randbereichen des Strömungskanals auf. Um den Fehler abschätzen zu können, der durch diese Vereinfachung in die Ergebnisse einfließt, wurden die RANS- und Hitzdraht-Daten in diesen Bereichen untersucht. Durch eine spezielle Datenmanipulation können die zusätzlichen Strömungseffekte in den Randbereichen unterdrückt werden und somit die Schallpegel einmal mit und einmal ohne Berücksichtigung dieser Strömungseffekte berechnet werden. Die Differenz der Schallpegel aus den beiden Rechnungen quantifiziert den Beitrag der komplexen Strömungsphänomene in den Randbereichen.

Abschließend wurden alle Methoden auf die vorgestellten Fanstufen angewendet und die Ergebnisse miteinander verglichen, um die Eignung der Vorentwurfsmethode zur Vorhersage von Fanlärm abschätzen zu können. Damit Unterschiede in den Ergebnissen zwischen den Vorentwurfsmethoden und den Referenzmethoden nachvollzogen werden können, sind die jeweiligen Zwischenschritte der Prozesskette für das Nachlauf-Interaktionsmodell dokumentiert worden. Die Methoden unterscheiden sich schon in der Abbildung der Fanstufen-Geometrie, welche den jeweiligen Verfahren vorgegeben werden müssen. Darauf aufbauend berechnen die Strömungsverfahren jeweils die Fan-Leistung und -Strömung. Das Nachlauf-Turbulenzmodell, die numerische Simulation und die Hitzdrahtmessung kommen dementsprechend zu unterschiedlichen Ergebnissen bezüglich der Nachläufe und der Turbulenz in den Nachläufen. Das akustische Modell ist zwar schlussendlich für jede Methode immer dasselbe, liefert aber aufgrund der unterschiedlichen aerodynamischen Eingabedaten auch unterschiedliche Schallpegel. Der Vergleich der akustischen Endergebnisse mit Mikrofon-Messdaten bringt zusätzliche Validität in die Auswertung.

5.1 Fazit

Basierend auf den Auswertungen dieser Arbeit können folgende Erkenntnisse gewonnen werden:

- Die Kalibrierung der Proportionalitätsfaktoren basierend auf RANS-Simulationen und Hitzdrahtmessdaten ergab folgende Werte: $K_L = 0,27 \pm 0,07$ und $K_U = 0,31 \pm 0,08$. Die Standardabweichung ist relativ betrachtet vergleichsweise hoch. Es konnte aber gezeigt werden, dass ein Teil der Streuung der Kalibrierungsmethodik zugesprochen werden kann. Es ist davon auszugehen, dass mit einigen Anpassungen der Methodik, die Streuung deutlich reduziert werden kann. Die gewählten Werte von $K_L = K_U = 0,3$ für die ACAT1-Fanstufe sowie $K_L = 0,35$ und $K_U = 0,25$ für die CRAFT-Fanstufe mit deutlich niedrigerer Reynoldszahl lieferten gute Ergebnisse für die anschließende Anwendung und Auswertung des Modells.
- Der Einfluss der Proportionalitätsfaktoren auf die Akustik wurde ebenfalls abgeschätzt. Die Sensitivität von K_L und K_U wurde untersucht, indem die Werte variiert und die resultierenden Schallpegel miteinander verglichen wurden. Die in der Kalibrierung auftretende Standardabweichung $\sigma \approx \pm 0,1$ ändert die Gesamt-Schallleistungspegel im Extremfall um bis zu $\pm 3,8$ dB. Ob diese Schwankung in der Kalibrierung als zu groß oder akzeptabel bewertet wird, hängt sicherlich von der Anwendung ab. Im Rahmen des Triebwerkvorentwurfs kann dieser Wert als durchaus akzeptabel betrachtet werden.
- Das empirische Turbulenz-Modell mit konstanten Proportionalitätsfaktoren lässt sich auf einen relativ breiten Betriebsbereich um die Referenzanströmung einer Fanstufe anwenden. Bei konstanter Fan-Belastung sind die Faktoren außerdem unabhängig von der Fan-Drehzahl. Weicht der Strömungswinkel jedoch sehr stark von der Referenz ab, das heißt, es treten sehr hohe negative oder positive Rotor-Inzidenzen auf, tritt eine Abhängigkeit der Faktoren zur Fan-Belastung auf. Dies hängt mit den auftretenden Strömungsablösungen und bei transsonischen Fanstufen mit zusätzlich auftretenden Stößen am Fan zusammen. Der Faktor K_L verringert und der Faktor K_U erhöht sich dann mit steigenden Inzidenzwinkeln an transsonischen Fanstufen. Subsonische Fanstufen sind deutlich gutmütiger gegenüber Fehlanströmung. Hier erhöhen sich die beiden Faktoren erst bei deutlicher Annäherung an die Pumpgrenze.
- Aus den Untersuchungen geht außerdem hervor, dass die Proportionalitätsfaktoren eine Abhängigkeit zum axialen Abstand zur Rotor-Hinterkante aufweisen. Basierend auf den Auswertungen der RANS-Simulation verringert sich der Faktor K_L unter bestimmten Umständen mit der Lauflänge l und der Faktor K_U erhöht sich. Aus veröffentlichten Studien geht ebenfalls eine Abhängigkeit zum Ausbreitungsweg der Nachläufe hervor. Es liegt die Vermutung nahe, dass die zusätzliche Turbulenzgenerierung im Nachlauf eine wichtige Rolle spielt und die Ausmischung der Nachläufe auch mit den Umgebungsbedingungen zusammenhängt. Somit hat auch die Hintergrundturbulenz einen Einfluss auf die Änderung der Proportionalitätsfaktoren entlang des Ausbreitungswegs. Entlang der radialen Position im Kanal sind die Faktoren zumindest in der Kanalmitte konstant oder schwanken um einen konstanten Mittelwert.

- In den Randbereichen treten Strömungsphänomene auf, die nicht nur mit den Grenzschichten auf der Rotor-Schaufel in Zusammenhang gebracht werden können. Da das vorgestellte Turbulenzmodell einen für diesen Bereich untergeordneten Anteil der Strömungsphänomene berücksichtigt, werden die Abweichungen zwischen der Physik und dem Modell signifikant größer. Alle im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Studien weisen auf eine konstante Unterschätzung der breitbandigen Gesamt-Schallleistungspegel um 0,5 bis 1,5 dB hin, wenn die Randbereiche außen vor gelassen werden. Über die Dimension des Fehlers lässt sich, wie zuvor im Zusammenhang mit der Kalibrierung erwähnt, auch diskutieren. Durch den im Bezug auf die Betriebsbedingungen konstanten Beitrag der Randbereiche zu den Schallpegeln verändert die Vernachlässigung dieser Schallquellen allerdings nicht die Aussagen beispielsweise zu den Trendlinien im Fan-Kennfeld oder zu Parameterstudien. Dieser Aspekt ist vor allem im Rahmen des Triebwerkvorentwurfs von hoher Relevanz.
- Alle angewendeten Methoden weisen auf jeder Drehzahllinie einen Betriebspunkt mit minimalen Verlusten, kleinen Nachläufen, wenig Turbulenz und niedrigen Breitband-Schallpegeln auf. Dieser Zustand tritt üblicherweise bei Betriebspunkten mit niedrigen Inzidenzwinkeln, also optimaler Rotor-Anströmung, auf. Konventionelle Fanstufen sind so ausgelegt, dass diese Bedingungen nur im Auslegungspunkt, also im Reiseflug, eingehalten werden. In den Zertifizierungspunkten bei Anflug und Abflug in Flughafennähe steigen die Rotor-Inzidenzwinkel, die Verluste sowie Turbulenzen und damit der Breitbandlärm. Veränderliche Geometrien wie variable Schubdüsen und verstellbare Schaufeln können dabei helfen, die optimalen Bedingungen auch bei Teillast einzuhalten und verbessern damit sowohl den Fan-Wirkungsgrad als auch die Fan-Akustik. A. Moreau, Schnell und Mennicken (2023) untersuchten den theoretischen, akustischen Vorteil von variablen Schubdüsen und verstellbaren Schaufeln. Die Studie kam zu dem Schluss, dass die Nutzung von variablen Schubdüsen geringfügig den Tonallärm verringert, während gleichzeitig der Fan-Breitbandlärm um bis zu 4 dB und der Strahlärm um 1 bis 2 dB reduziert wird. Es konnte außerdem gezeigt werden, dass der Einsatz von verstellbaren Schaufeln den Tonallärm um bis zu 4 dB und den Breitbandlärm um bis zu 6 dB reduziert, ansonsten aber keinen signifikanten Einfluss auf den Strahlärm hat.
- Die in dieser Arbeit vorgestellte Vorentwurfsmethode (Methode 2) scheint gut dazu geeignet zu sein, um akustische Schallquellen an einem Triebwerksfan vorherzusagen – auch abseits des üblichen Betriebsbereichs einer Fanstufe. Diese Aussage ist vor allem vor dem Hintergrund der zur Verfügung stehenden Strömungsinformationen und der extrem kurzen Laufzeiten von wenigen Sekunden zu bewerten. Die Untersuchungen wurden exemplarisch anhand der breitbandigen Nachlauf-Interaktions-Schallquelle durchgeführt. Sowohl die Veränderung der Nachläufe als auch die Trends bezüglich der Lärmcharakteristiken werden im Fan-Kennfeld durch die Methode gut abgebildet. Obwohl die Gradienten der Drehzahllinien gut mit den Referenzdaten übereinstimmen und die Turbulenzparameter insgesamt gut vorhergesagt werden, gibt es eine annähernd konstante Unterschätzung der Gesamt-Schallleistungspegel um ungefähr 6 dB. Die Unterschätzung der Schallleistungspegel hat neben den im Ausblick aufgezählten Verbesserungsvorschlägen

noch folgenden Grund: Bei genauerer Betrachtung des Terms für die aerodynamische Anregung fällt auf, dass neben der Turbulenz die mittlere Strömungsgeschwindigkeit einen quadratischen Einfluss auf das akustische Endergebnis hat. Somit ist diese Strömungsgröße ein sehr sensibler Parameter für die Berechnung des Breitbandlärms.

- Die Untersuchungen an der transsonischen ACAT1-Fanstufe haben ergeben, dass die RANS-basierte Vorhersage der Fanakustik (Methode 3) im Vergleich zu Messdaten eine gute Referenzmethode darstellt. Bei hohen Machzahlen und zunehmenden Verdichtungsstößen haben alle Methoden Schwierigkeiten, die Aerodynamik und Akustik korrekt vorherzusagen. Methode 1 gibt bei hohen negativen Inzidenzen zu hohe inkompressible, viskose Verluste aus. Für Methode 2 ergibt sich bei Annäherung an die Sperrgrenze zu wenig Turbulenz in den Nachläufen, da das Modell nicht den Effekt von Verdichtungsstößen auf Nachläufe berücksichtigt.
- Die Untersuchungen an der subsonischen CRAFT-Fanstufe haben ergeben, dass die Hitzdraht-basierte Vorhersage der Fanakustik (Methode 4) im Vergleich zu Messdaten eine gute Referenzmethode darstellt. Für Methode 3 liegt die Vermutung nahe, dass sich zu niedrige TLS- und zu hohe TKE-Werte ergeben, da die laminar-turbulente Transition in der Simulation nicht eingestellt wurde. Im Vergleich zu Methode 4 ist der Anstieg der Nachlaufparameter, Turbulenzparameter und Schallpegel bei Steigerung der Inzidenz für Methode 2 etwas zu schwach und Methode 1 etwas zu stark.
- Für eine abschließende Einordnung der vier Methoden aus industrieller Sicht sei nochmal auf die Tab. 2.1 verwiesen. Der zeitliche Aufwand der Methoden 3 und 4 ist durch das Aufsetzen und Durchführen einer Strömungssimulation sowie das Vorbereiten und Durchführen von Hitzdrahtmessungen hoch bis sehr hoch. Beide Methoden können außerdem nur angewendet werden, wenn die Geometrie der Fanstufe bereits bekannt ist. Durch die hohe Genauigkeit der beiden Methoden eignen sie sich sehr gut für Detailstudien oder Validierungen. Unter der Berücksichtigung des geringen zeitlichen Aufwands und der Möglichkeit, initiale Profil-Geometrien zu erzeugen, liefern die Methoden 1 und 2 ausreichend genaue Ergebnisse in einem akzeptablen Fehlerbereich. Dabei hat sich gezeigt, dass eine Mittelschnittrechnung mit guter radialer Extrapolation gleichwertige Ergebnisse wie ein Mehrschnittverfahren für die akustische Bewertung einer Fanstufe liefern kann. Von höherer Relevanz für die Berechnung der Nachlauf-Interaktions-Schallquellen sind die Berücksichtigung wichtiger Strömungsphänomene durch die aerodynamischen Modelle zur korrekten Bestimmung der Rotor-Verluste sowie der Nachläufe und Turbulenzen an der nachfolgenden Schaufelreihe. Für Anwendungen, bei denen zum Beispiel eine starke radiale Variation des Rotor-Designdruckverhältnisses im Fokus steht, ist jedoch der Einsatz eines Mehrschnittverfahrens im Zusammenhang mit Methode 2 zu bevorzugen.

5.2 Ausblick

Die folgenden Aspekte können für zukünftige Studien noch angepasst oder nachgebessert werden:

- Es wäre hilfreich, die Kalibrierung und Auswertung der Methoden mit zusätzlichen Hitzdrahtmessungen zu erweitern. Beispielsweise wäre eine ausführliche Studie zur Änderung der Proportionalitätsfaktoren mit der Ausbreitungsstrecke der Nachläufe sehr interessant. Dafür könnten an verschiedenen axialen Positionen die Strömungsgeschwindigkeiten mittels Hitzdrahtsonden gemessen und mittels der vorgestellten Methodik ausgewertet werden. Eine ausführliche Auswertung der Hitzdrahtmessungen an der ACAT1- und SDT-Fanstufe konnte außerdem leider nicht mehr in die Studien mit aufgenommen werden. Diese wären eine gute Ergänzung zu den numerischen Simulationen und würden mehr Vertrauen in die Daten schaffen.
- Die Hintergrundturbulenz außerhalb der Nachläufe wird in dem Nachlauf-Modell nicht berücksichtigt und fließt nur indirekt über die Kalibrierung in das Modell mit ein. Dadurch sind einerseits die Proportionalitätsfaktoren von den Eintritts-Randbedingungen abhängig, was für eine gewisse Streuung bei der Kalibrierung sorgt. Die Kalibrierung könnte daher so angepasst werden, dass die Hintergrundturbulenz zunächst aus der umfangsverteilten TKE entfernt wird. Andererseits kann die Hintergrundturbulenz unter Umständen eine eigene, nicht zu vernachlässigende Schallquelle sein. Diese könnte somit getrennt von der Nachlauf-Interaktion modelliert werden.
- Die Turbulenzmodelle einer RANS-Simulation haben bekanntermaßen einen großen Einfluss auf die Turbulenzparameter in der Strömung und damit auch auf den Fan-Breitbandlärm (Kissner, Guérin, Seeler et al., 2020). Durch eine Variation der Turbulenzmodelle könnten Schlussfolgerungen über den Einfluss auf die Kalibrierung der Proportionalitätsfaktoren gemacht werden. Somit könnte die Wahl des Turbulenzmodells für die Kalibrierung zusätzlich gerechtfertigt werden.
- Die RANS-Simulation für die subsonische CRAFT-Fanstufe sollte mit einer laminar-turbulenten Transition wiederholt werden. Dadurch könnten bessere Übereinstimmungen der mittleren und turbulenten Nachläufe mit den Messdaten erzielt werden. Die genaue Bestimmung des Transitionspunkts auf den Schaufelprofilen ist jedoch eine große Herausforderung. Dieser Prozess könnte durch eine Anpassung der Experimente unterstützt werden, indem mittels spezieller Auslösevorrichtungen die Transition auf einen bestimmten Punkt festgelegt wird.
- Das empirische Turbulenzmodell könnte dahingehend überarbeitet werden, dass eine Abhängigkeit der Proportionalitätsfaktoren von der Ausbreitungsstrecke l berücksichtigt wird. Das würde bedeuten, dass sich das Verhältnis zwischen mittlerem und turbulentem Nachlauf mit dem Abstand zur Rotor-Hinterkante verändert. Diese Beobachtung wurde basierend auf den RANS-Simulationen gemacht und könnte, wie im ersten Punkt erwähnt, durch Hitzdrahtmessungen überprüft werden. Auch die RANS-Studien könnten

dahingehend erweitert werden, dass die Strömungsdaten an verschiedenen axialen Positionen vor der Mischungsebene ausgewertet werden. Es gibt bereits Messdaten-basierte Studien, aus denen hervorgeht, dass K_L mal konstant ist und mal eine Abhängigkeit zu $l^{-1/2}$ aufweisen kann, je nachdem wie groß die Nachlaufbreite im Vergleich zur Hintergrund-TLS ist. Für K_U lässt sich in der Literatur eine lineare Abhängigkeit zu l finden.

- Es wurde gezeigt, dass die Anwendbarkeit des empirischen Nachlauf-Turbulenzmodells bei zunehmend komplexer Strömung an Gültigkeit verliert. Das heißt, in den radialen Randbereichen des Strömungskanals und in den Randbereichen des Fan-Kennfelds lässt sich das Modell nur noch mit Einschränkungen anwenden. Dies hängt damit zusammen, dass die Nachläufe dann zum Beispiel durch Strömungsablösungen oder Verdichtungsstöße beeinflusst werden, oder dass an der Nabe beziehungsweise am Gehäuse Strömungsphänomene wie Kanalwandgrenzschichten, Ecken- und Blattspitzenwirbel das Strömungsbild dominieren. Es kann darüber diskutiert werden, ob diese Effekte teilweise in das Turbulenzmodell mit aufgenommen werden, indem zum Beispiel eine radiale Abhängigkeit der Proportionalitätsfaktoren in den Randbereichen berücksichtigt wird. Alternativ könnten aber die einzelnen Strömungsphänomene wie Blattspitzenwirbel auch getrennt als eigene Schallquelle modelliert werden.
- Diese Arbeit fokussiert sich für die Bewertung der Fan-Akustik auf den Nachlauf-Interaktions-Breitbandlärm, obwohl das Verfahren theoretisch in der Lage wäre, weitere Schallquellen wie Grenzschicht-Hinterkanten-Interaktion, Kreissägenlärm oder Interaktionen mit Einlaufstörungen zu berücksichtigen. Insbesondere eine Erweiterung der Untersuchungen auf die tonale Komponente der Nachlauf-Interaktions-Schallquelle wäre sinnvoll, da diese auch auf der Bestimmung der Rotor-Nachläufe beruht. Das Verfahren ist dann nicht auf die Bestimmung der Turbulenzparameter angewiesen. Der Schall wird stattdessen durch eine periodische Anregung des Stators aufgrund der Störungen in der mittleren Strömungsgeschwindigkeit in Umfangsrichtung hervorgerufen. Die akustischen Modelle berücksichtigen dann allerdings auch die radialen Interferenzen der einzelnen Schallquellen, wodurch die Auswertung etwas komplexer wird.

Literaturverzeichnis

- ACARE (2017). *Strategic Research and Innovation Agenda – 2017 update*.
- Adkins, G. G. und L. H. Smith (1982). “Spanwise mixing in axial-flow turbomachines”. In: *Journal of Engineering for Power*. International Gas Turbine Conference and Products Show. Bd. 104. Houston, Texas, USA: ASME, S. 97–110. DOI: 10.1115/1.3227271.
- Amiet, Roy K. (1975). “Acoustic radiation from an airfoil in a turbulent stream”. In: *Journal of Sound and Vibration* 41.4, S. 407–420. ISSN: 0022460X. DOI: 10.1016/S0022-460X(75)80105-2.
- (1976). “High frequency thin-airfoil theory for subsonic flow”. In: *AIAA Journal* 14.8, S. 1076–1082. ISSN: 0001-1452, 1533-385X. DOI: 10.2514/3.7187.
- Banjac, Milan, Milan V. Petrovic und Alexander Wiedermann (2015). “Secondary flows, endwall effects and stall detection in axial compressor design”. In: *Journal of Turbomachinery* 137.5. ISSN: 0889-504X. DOI: 10.1115/1.4028648.
- Becker, Kai, Kathrin Heitkamp und Edmund Kügeler (2010). “Recent Progress In A Hybrid-Grid CFD Solver For Turbomachinery Flows”. In: V European Conference on Computational Fluid Dynamics ECCOMAS CFD 2010. Lisbon, Portugal. ISBN: 978-989-96778-1-4.
- Behn, Maximilian und Ulf Tapken (2019). “Investigation of Sound Generation and Transmission Effects Through the ACAT1 Fan Stage using Compressed Sensing-based Mode Analysis”. In: 25th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. Delft, The Netherlands: American Institute of Aeronautics and Astronautics. ISBN: 978-1-62410-588-3. DOI: 10.2514/6.2019-2502.
- Bräunling, Willy J.G. (2015). *Flugzeugtriebwerke: Grundlagen, Aero-Thermodynamik, Ideale und Reale Kreisprozesse, Thermische Turbomaschinen, Komponenten, Emissionen und Systeme*. 4. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. 1997 S. ISBN: 978-3-642-34538-8. DOI: 10.1007/978-3-642-34539-5.
- Caldas, Luciano, Carolin Kissner, Maximilian Behn, Ulf Tapken und Robert Meyer (2021). “Comparison of Techniques for the Estimation of Flow Parameters of Fan Inflow Turbulence from Noisy Hot-Wire Data”. In: *Fluids* 6.11. ISSN: 2311-5521. DOI: 10.3390/fluids6110372.
- Caldas, Luciano, Sebastian Kruck, Lukas Klähn, Angelo Rudolphi, Robert Meyer, Lars Enghardt und Ulf Tapken (2022). “Construction and Assessment of an Inflow-Control-Device for a Low-Speed Aeroacoustic Fan Rig”. In: *AIAA Journal* 60.9, S. 5299–5312. ISSN: 0001-1452, 1533-385X. DOI: 10.2514/1.J061729.
- Caldas, Luciano und Robert Meyer (2023). “New method to separate turbulence statistics of fan rotor wakes from background flow”. In: *Experiments in Fluids* 64.32. ISSN: 0723-4864, 1432-1114. DOI: 10.1007/s00348-023-03576-0.

- Calvert, W. J. und R. B. Ginder (1999). “Transonic fan and compressor design”. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 213.5, S. 419–436. ISSN: 0954-4062, 2041-2983. DOI: 10.1243/0954406991522671.
- Camp, T. R. und H.-W. Shin (1995). “Turbulence intensity and length scale measurements in multistage compressors”. In: *Journal of Turbomachinery* 117.1, S. 38–46. ISSN: 0889-504X, 1528-8900. DOI: 10.1115/1.2835642.
- Carolus, Thomas, Marc Schneider und Hauke Reese (2007). “Axial flow fan broad-band noise and prediction”. In: *Journal of Sound and Vibration* 300.1-2, S. 50–70. ISSN: 0022-460X. DOI: 10.1016/j.jsv.2006.07.025.
- Casey, Michael und Chris Robinson (2010). “A new streamline curvature throughflow method for radial turbomachinery”. In: *Journal of Turbomachinery* 132.3. DOI: 10.1115/1.3151601.
- Delany, Noel K. und Norman E. Sorensen (1953). *Low-speed Drag of Cylinders of Various Shapes*. Technical Note NACA-TN-3038. Washington: National Advisory Committee for Aeronautics.
- Denton, J. D. (1978). “Throughflow Calculations for Transonic Axial Flow Turbines”. In: *Journal of Engineering for Power* 100.2, S. 212–218. ISSN: 0022-0825. DOI: 10.1115/1.3446336.
- (1993). “Loss Mechanisms in Turbomachines”. In: *Journal of Turbomachinery*. The 1993 IGTI Scholar Lecture 115.4, S. 621–656. ISSN: 0889504X. DOI: 10.1115/1.2929299.
- Drela, Mark und Harold Youngren (2008). *A User’s Guide to MISES 2.63*. User Manual. MIT Aerospace Computational Design Laboratory.
- Dubitsky, Oleg, Alexander Wiedermann, Tsuguji Nakano und John Perera (2003). “The reduced order through-flow modeling of axial turbomachinery”. In: *Proceedings of the International Gas Turbine Congress*.
- Dunham, John (1995). “A new endwall model for axial compressor throughflow calculations”. In: *Journal of Turbomachinery*. International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. Bd. 117. The Hague, Netherlands: ASME, S. 533–540. ISBN: 978-0-7918-7883-5. DOI: 10.1115/94-GT-075.
- (1997). “Modelling of spanwise mixing in compressor through-flow computations”. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 211.3, S. 243–251. ISSN: 0957-6509, 2041-2967. DOI: 10.1243/0957650971537150.
- Eames, I., C. Jonsson und P. B. Johnson (2011). “The growth of a cylinder wake in turbulent flow”. In: *Journal of Turbulence* 12.2011. ISSN: 1468-5248. DOI: 10.1080/14685248.2011.619985.
- EASA (2003). *Certification Specifications for Aircraft Noise (CS-36)*. Initial Issue. Certification Specifications. Brussels, Belgium: EASA.
- Engel, Karl (1995). “Numerische Simulation der instationären Strömung in Turbomaschinenkomponenten”. Dissertation. Köln: Universität Gesamthochschule Essen. 123 S.
- Envia, Edmane, Daniel Tweedt, Richard Woodward, David Elliott, E. Fite, Christopher Hughes, Gary Podboy und Daniel Sutliff (2008). “An assessment of current fan noise prediction capability”. In: 14th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (29th AIAA Aeroacoustics Conference). Vancouver, British Columbia, Canada: American Institute of Aeronautics and Astronautics. ISBN: 978-1-60086-983-9. DOI: 10.2514/6.2008-2991.

- (2012). *Assessment of NASA's Aircraft Noise Prediction Capability: Fan Noise Prediction*. Technical Report NASA/TP-2012-215653. Cleveland, OH, United States: NASA, S. 115–156.
- Eulitz, Frank (1999). “Numerische Simulation und Modellierung der instationären Strömung in Turbomaschinen”. Dissertation. Köln: Ruhr-Universität Bochum. 184 S.
- Eurocontrol (2018). *Challenges of growth*.
- (2021). *COVID19 impact on European aviation*.
- European Commission (2001). *European Aeronautics: a vision for 2020, meeting society's needs and winning global leadership*. Luxembourg: Office for Official Publications of the European Communities. 26 S. ISBN: 978-92-894-0559-1.
- (2011). *Flightpath 2050: Europe's vision for aviation : maintaining global leadership and serving society's needs*. Luxembourg: Publications Office of the European Union. 25 S. ISBN: 978-92-79-19724-6.
- Ffowcs Williams, J.E. und D.L. Hawkings (1969). “Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion”. In: *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences* 264.1151, S. 321–342. ISSN: 0080-4614, 2054-0272. DOI: 10.1098/rsta.1969.0031.
- Frisch, U. und A. N. Kolmogorov (1995). *Turbulence: the legacy of A.N. Kolmogorov*. Cambridge, New York: Cambridge University Press. 296 S. ISBN: 978-0-521-45713-2.
- El-Gabry, Lamyaa, Douglas Thurman und Philip Poinsett (2014). *Procedure for Determining Turbulence Length Scales Using Hotwire Anemometry*. Technical Report NASA/TM-2014-218403. Cleveland, Ohio, USA: NASA Glenn Research Center.
- Gallimore, S. J. (1999). “Axial flow compressor design”. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 213.5, S. 437–449. ISSN: 0954-4062, 2041-2983. DOI: 10.1243/0954406991522680.
- Gamard, Stephan und William K. George (2000). “Reynolds Number Dependence of Energy Spectra in the Overlap Region of Isotropic Turbulence”. In: *Flow, Turbulence and Combustion* 63.1/4, S. 443–477. ISSN: 13866184. DOI: 10.1023/A:1009988321057.
- Ganz, Ulrich W., Paul D. Joppa, Timothy J. Patten und Daniel F. Scharpf (1998). *Boeing 18-inch fan rig broadband noise test*. Technical Report NASA/CR-1998-208704. Hampton, Virginia, USA: Boeing Commercial Airplane Group.
- Gliebe, P., R. Mani, H. Shin, B. Mitchell, G. Ashford, S. Salamah und S. Connell (2000). *Aeroacoustic Prediction Codes*. Technical Report NASA/CR-2000-210244. Cleveland, Ohio, USA: NASA Glenn Research Center.
- Goldstein, Marvin E. (1974). “Unified approach to aerodynamic sound generation in the presence of solid boundaries”. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 56.2, S. 497–509. ISSN: 0001-4966. DOI: 10.1121/1.1903283.
- (1976). *Aeroacoustics*. New York: McGraw-Hill International Book Co. 293 S. ISBN: 978-0-07-023685-1.
- Green, J. E. (1972). *Application of Head's entrainment method to the prediction of turbulent boundary layers and wakes in compressible flow*. Reports and Memoranda 3788. London: Aeronautical Research Council.
- Grieb, Hubert (2009). *Verdichter für Turbo-Flugtriebwerke*. Berlin Heidelberg: Springer. 696 S. ISBN: 978-3-540-34373-8.

- Grizewski, Larisa, Maximilian Behn, Stefan Funke und Henri A. Siller (2021). “Cyclostationary Analysis of Fan Noise Influenced by an Inflow Control Device”. In: *AIAA Journal* 59.7, S. 2578–2589. ISSN: 0001-1452, 1533-385X. DOI: 10.2514/1.J059493.
- Guérin, Sébastien und Axel Holewa (2018). “Fan tonal noise from aircraft aeroengines with short intake: A study at approach”. In: *International Journal of Aeroacoustics* 17.6-8, S. 600–623. ISSN: 1475-472X, 2048-4003. DOI: 10.1177/1475472X18789001.
- Guérin, Sébastien, Carolin Kissner, Bojan Kajasa et al. (2019). “Noise prediction of the ACAT1 fan with a RANS-informed analytical method: success and challenge”. In: 25th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. Delft, The Netherlands: American Institute of Aeronautics and Astronautics. ISBN: 978-1-62410-588-3. DOI: 10.2514/6.2019-2500.
- Guérin, Sébastien, Carolin Kissner, Pascal Seeler et al. (2020). “ACAT1 Benchmark of RANS-Informed Analytical Methods for Fan Broadband Noise Prediction: Part II—Influence of the Acoustic Models”. In: *Acoustics* 2.3, S. 617–649. ISSN: 2624-599X. DOI: 10.3390/acoustics2030033.
- Guérin, Sébastien, Antoine Moreau, Robert Meier zu Ummeln und Martin Stagat (2021). “Parametric Study of the Noise Emitted by Uncorrelated, Distributed, Electric Fans”. In: AIAA AVIATION 2021 FORUM. VIRTUAL EVENT: American Institute of Aeronautics and Astronautics. ISBN: 978-1-62410-610-1. DOI: 10.2514/6.2021-2137.
- Guérin, Sébastien, Antoine Moreau, Christoph Menzel und Christian Weckmueller (2012). “Open-rotor noise prediction with a RANS-informed analytical method”. In: 18th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (33rd AIAA Aeroacoustics Conference). Colorado Springs, CO, USA: American Institute of Aeronautics and Astronautics. ISBN: 978-1-60086-932-7. DOI: 10.2514/6.2012-2303.
- Guo, Yueping, Russell H. Thomas, Ian A. Clark und Jason C. June (2019). “Far-Term Noise Reduction Roadmap for the Midfuselage Nacelle Subsonic Transport”. In: *Journal of Aircraft* 56.5, S. 1893–1906. ISSN: 1533-3868. DOI: 10.2514/1.C035307.
- Gutin, L. (1936). “On the sound field of a rotating propeller”. In: *Physical Magazine of the Soviet Union* 9.1, S. 57–71.
- Hanson, Donald B. (1980). “Influence of Propeller Design Parameters on Far-Field Harmonic Noise in Forward Flight”. In: *AIAA Journal* 18.11, S. 1313–1319. ISSN: 0001-1452, 1533-385X. DOI: 10.2514/3.50887.
- Head, M. R. (1958). *Entrainment in the turbulent boundary layer*. Reports and Memoranda 3152. London: Aeronautical Research Council.
- Heidmann, Marcus F. (1979). *Interim prediction method for fan and compressor source noise*. Technischer Bericht X-71763. Cleveland, OH, United States: NASA Lewis Research Center.
- Herr, Michaela (2013). “Trailing edge noise : reduction concepts and scaling laws”. Dissertation. Braunschweig: Technische Universität Braunschweig. 192 S.
- Heuss, Theodor (1956). “Gesetz über den Beitritt der Bundesrepublik Deutschland zu dem Abkommen vom 7. Dezember 1944 über die Internationale Zivilluftfahrt und die Annahme der Vereinbarung vom 7. Dezember 1944 über den Durchflug im Internationalen Fluglinienverkehr”. Bundesgesetzblatt. Bonn.

- ICAO (2017). *Annex 16 to the Convention on International Civil Aviation - Environmental Protection*. 8. Edition. Bd. 1 - Aircraft Noise. International Standards and Recommended Practices. Quebec, Canada. ISBN: 978-92-9258-260-9.
- Jaron, Robert (2010). "Vorauslegung einer Rotor-Stator Stufe mit Hilfe von semi-analytischen Tools". Diplomarbeit. Berlin: Technische Universität Berlin.
- (2018). "Aeroakustische Auslegung von Triebwerksfans mittels multidisziplinärer Optimierungen". Dissertation. Berlin: Technische Universität Berlin. 166 S.
- Jaron, Robert, Helge Herthum, Martin Franke, Antoine Moreau und Sébastien Guérin (2017). "Impact of turbulence models on RANS-informed prediction of fan broadband interaction noise". In: European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics. Stockholm, Sweden. DOI: 10.29008/ETC2017-067.
- Joseph, Phillip, K.E. Britchford und Pierre Loheac (2003). "A Model of Fan Broadband Noise due to Rotor-Stator Interaction". In: 5th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics. Prague, Czech Republic, S. 45–54.
- Jurdic, Vincent, Phillip Joseph und Jerome Antoni (2009). "Investigation of rotor wake turbulence through cyclostationary spectral analysis". In: *AIAA Journal* 47.9, S. 2022–2030. ISSN: 0001-1452, 1533-385X. DOI: 10.2514/1.36728.
- Kankanwadi, K. S. und O. R. H. Buxton (2023). "Influence of freestream turbulence on the near-field growth of a turbulent cylinder wake: Turbulent entrainment and wake meandering". In: *Physical Review Fluids* 8.3. ISSN: 2469-990X. DOI: 10.1103/PhysRevFluids.8.034603.
- Kaplan, Burak (2010). "Design of an advanced fan stage with ultra high bypass ratio and comparison with experimental results". Dissertation. Cologne: Ruhr-Universität Bochum. 118 S.
- Kaplan, Burak, Eberhard Nicke und Christian Voss (2006). "Design of a highly efficient low-noise fan for ultra-high bypass engines". In: ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air. Bd. 6: Turbomachinery, Parts A and B. Barcelona, Spain: ASME, S. 185–194. ISBN: 978-0-7918-4241-6. DOI: 10.1115/GT2006-90363.
- Kissner, Carolin und Sébastien Guérin (2019). "Influence of wake and background turbulence on predicted fan broadband noise". In: *AIAA Journal*. ISSN: 0001-1452, 1533-385X. DOI: 10.2514/1.J058148.
- Kissner, Carolin, Sébastien Guérin und Maximilian Behn (2019). "Assessment of a 2D synthetic turbulence method for predicting the ACAT1 fan's broadband noise". In: 25th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. Delft, The Netherlands: American Institute of Aeronautics and Astronautics. ISBN: 978-1-62410-588-3. DOI: 10.2514/6.2019-2501.
- Kissner, Carolin, Sébastien Guérin, Pascal Seeler et al. (2020). "ACAT1 Benchmark of RANS-Informed Analytical Methods for Fan Broadband Noise Prediction—Part I—Influence of the RANS Simulation". In: *Acoustics* 2.3, S. 539–578. ISSN: 2624-599X. DOI: 10.3390/acoustics2030029.
- Klähn, Lukas, Antoine Moreau, Luciano Caldas, Robert Meyer und Ulf Tapken (2021). "Interpretation von Breitbandgeräusch-Messungen am Fan-Prüfstand CRAFT mithilfe analytischer Modelle". In: DAGA 2021. Wien, Österreich: DEGA, S. 1395–1398. ISBN: 978-3-939296-18-8.

- Klähn, Lukas, Antoine Moreau, Luciano Caldas und Ulf Tapken (2022). “Assessment of In-Duct Fan Broadband Noise Measurements in a Modern Low-Speed Test Rig”. In: FAN 2022 – International Conference on Fan Noise, Aerodynamics, Applications and Systems. Senlis, Frankreich. DOI: 10.26083/TUPRINTS-00021709.
- König, W. M., D. K. Hennecke und L. Fottner (1996). “Improved Blade Profile Loss and Deviation Angle Models for Advanced Transonic Compressor Bladings: Part II—A Model for Supersonic Flow”. In: *Journal of Turbomachinery* 118.1, S. 81–87. ISSN: 0889-504X, 1528-8900. DOI: 10.1115/1.2836610.
- Kontos, K.B., B.A. Janardan und P. Glibe (1996). *Improved NASA-ANOPP noise prediction computer code for advanced subsonic propulsion systems*. Technischer Bericht 195480. Cincinnati, OH United States: GE Aircraft Engines.
- Lee, Chan und Hyun Gwon Kil (2013). “A computerized system, the FANDAS code, for design, flow, performance and noise predictions of industrial axial fan”. In: 3rd International Conference on Simulation and Modeling Methodologies, Technologies and Applications. Bd. 1. Reykjavík, Iceland: SciTePress - Science and Technology Publications, S. 331–336. ISBN: 978-989-8565-69-3. DOI: 10.5220/0004403303310336.
- (2018). “A new through-flow analysis method of axial flow fan with noise models”. In: Euronoise 2018. Crete, Greece, S. 193–198.
- (2020). “A Through-flow Analysis Method of Axial Fan with BPF and Broadband Noise Models”. In: *International Journal of Fluid Machinery and Systems* 13.4, S. 737–742. ISSN: 1882-9554. DOI: 10.5293/IJFMS.2020.13.4.737.
- Lee, Chan, Hyun Gwon Kil und Sang Ho Yang (2018). “Development of high-efficiency axial flow fan using the FANDAS code”. In: *International Journal of Smart Grid and Clean Energy* 7.4, S. 265–270. ISSN: 2373-3594. DOI: 10.12720/sgce.7.4.265-270.
- Lewis, Danny, Stéphane Moreau, Marc C. Jacob und Marlène Sanjosé (2021). “ACAT1 Fan Stage Broadband Noise Prediction Using Large-Eddy Simulation and Analytical Models”. In: *AIAA Journal* 60.1, S. 360–380. DOI: 10.2514/1.J060163.
- Lieblein, Seymour (1959). “Loss and stall analysis of compressor cascades”. In: *Journal of Basic Engineering* 81.3, S. 387–397. ISSN: 0021-9223. DOI: 10.1115/1.4008481.
- Lighthill, Michael James (1952). “On sound generated aerodynamically - I. General theory”. In: *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences* 211.1107, S. 564–587. ISSN: 0080-4630, 2053-9169. DOI: 10.1098/rspa.1952.0060.
- Marsh, H. (1966). *A Digital Computer Program for the Through-flow Fluid Mechanics in an Arbitrary Turbomachine using a Matrix Method*. Reports and Memoranda 3509. London: Aeronautical Research Council.
- Meier zu Ummeln, Robert (2012). “Gegenüberstellung zweier Prognoseverfahren zur Korrelation von Fanakustik mit lokalen Strömungsgrößen beziehungsweise globalen Leistungsparametern”. Bachelorarbeit. Berlin: Technische Universität Berlin. 129 S.
- Meier zu Ummeln, Robert und Antoine Moreau (2020). “Estimation of turbulence in fan-rotor wakes for broadband noise prediction during acoustic preliminary design”. In: AIAA AVIATION 2020 FORUM. Virtual Event: American Institute of Aeronautics and Astronautics. ISBN: 978-1-62410-598-2. DOI: 10.2514/6.2020-2566.

- Meier zu Ummeln, Robert, Antoine Moreau und Markus Schnoes (2022). “Influence of Different Flow Solvers and Off-Design Conditions on the Determination of Fan-Rotor Wakes for Broadband Noise Prediction”. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 145.3. ISSN: 0742-4795, 1528-8919. DOI: 10.1115/1.4055753.
- Meillard, Lionel, Rainer Schnell, Robert Meyer und Christian Voigt (2013). “Time resolved pressure and velocity measurements at the DLR UHBR-fan and comparison with simulation data”. In: 62. Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress. Stuttgart: DGLR.
- Menter, F. R. (1994). “Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications”. In: *AIAA Journal* 32.8, S. 1598–1605. ISSN: 0001-1452, 1533-385X. DOI: 10.2514/3.12149.
- Meyer, Robert, Sebastian Hakansson, Wolfram Hage und Lars Enghardt (2019). “Instantaneous flow field measurements in the interstage section between a fan and the outlet guiding vanes at different axial positions”. In: European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics. Lausanne, Switzerland. DOI: 10.29008/ETC2019-330.
- Moreau, Antoine (2016). “A unified analytical approach for the acoustic conceptual design of fans of modern aero-engines”. Dissertation. Berlin: Technische Universität Berlin. 155 S.
- Moreau, Antoine und Sébastien Guérin (2010). “Development and Application of a New Procedure for Fan Noise Prediction”. In: 16th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. Stockholm, Sweden: American Institute of Aeronautics and Astronautics. ISBN: 978-1-60086-955-6. DOI: 10.2514/6.2010-4034.
- (2011). “Similarities of the free-field and in-duct formulations in rotor noise problems”. In: 17th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (32nd AIAA Aeroacoustics Conference). Portland, Oregon, USA: American Institute of Aeronautics and Astronautics. ISBN: 978-1-60086-943-3. DOI: 10.2514/6.2011-2759.
- (2016). “The impact of low-speed fan design on noise: An exploratory study”. In: *Journal of Turbomachinery* 138.8. ISSN: 0889-504X. DOI: 10.1115/1.4032678.
- Moreau, Antoine und Robert Meier zu Ummeln (2023). “Fast prediction of fan broadband noise with a physics-based aerodynamic model suited for transonic rotor blades”. In: DLRK 2023 - XDC Final Workshop. Stuttgart.
- Moreau, Antoine und Sebastian Oertwig (2013). “Measurements compared to analytical prediction of the sound emitted by a high-speed fan stage”. In: 19th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. Berlin, Germany: American Institute of Aeronautics and Astronautics. ISBN: 978-1-62410-213-4. DOI: 10.2514/6.2013-2047.
- Moreau, Antoine, Rainer Schnell und Maximilian Mennicken (2023). “Acoustic preliminary design of a low-noise fan stage considering a variable-area nozzle and variable-pitch rotor blades”. In: *CEAS Aeronautical Journal* 14.2, S. 325–341. ISSN: 1869-5582, 1869-5590. DOI: 10.1007/s13272-023-00658-x.
- Moreau, Stéphane (2019). “Turbomachinery Noise Predictions: Present and Future”. In: *Acoustics* 1.1, S. 92–116. ISSN: 2624-599X. DOI: 10.3390/acoustics1010008.
- Moreau, Stéphane und Michel Roger (2023). “Turbomachinery Noise Review”. In: *Preprints*. DOI: 10.20944/preprints202311.0344.v1.
- Morfey, C. L. (1971). “Sound transmission and generation in ducts with flow”. In: *Journal of Sound and Vibration* 14.1, S. 37–55. ISSN: 0022460X. DOI: 10.1016/0022-460X(71)90506-2.

- Morfeý, C. L. und M. J. Fisher (1970). “Shock-Wave Radiation from a Supersonic Ducted Rotor”. In: *The Aeronautical Journal* 74.715, S. 579–585. ISSN: 0001-9240, 2059-6464. DOI: 10.1017/S0001924000049095.
- Nallasamy, M. und Edmane Envia (2005). “Computation of rotor wake turbulence noise”. In: *Journal of Sound and Vibration* 282.3-5, S. 649–678. ISSN: 0022-460X. DOI: 10.1016/j.jsv.2004.03.062.
- Novak, R. A. (1967). “Streamline Curvature Computing Procedures for Fluid-Flow Problems”. In: *Journal of Engineering for Power* 89.4, S. 478–490. ISSN: 0022-0825. DOI: 10.1115/1.3616716.
- Nürnberg, Dirk (2004). “Implizite Zeitintegration für die Simulation von Turbomaschinenströmungen”. Dissertation. Köln: Ruhr-Universität Bochum. 122 S.
- Peake, Nigel und Anthony B. Parry (2012). “Modern Challenges Facing Turbomachinery Aeroacoustics”. In: *Annual Review of Fluid Mechanics* 44.1, S. 227–248. ISSN: 0066-4189, 1545-4479. DOI: 10.1146/annurev-fluid-120710-101231.
- Penzel, Thomas, Ian Flindell, Rainer Höger, Ursula Krämer, Michael Schlander, Joachim Vogt und H.-Erich Wichmann (2018). *Evaluierung der Forschung zur Wirkung von Fluglärm auf den Menschen*. Berlin: Charité – Universitätsmedizin Berlin.
- Pereira, A. und Marc C. Jacob (2022). “Modal analysis of in-duct fan broadband noise via an iterative Bayesian inverse approach”. In: *Journal of Sound and Vibration* 520. ISSN: 0022460X. DOI: 10.1016/j.jsv.2021.116633.
- Podboy, Gary, Martin Krupar, Stephen Helland und Christopher Hughes (2002). “Steady and unsteady flow field measurements within a NASA 22 inch fan model”. In: 40th AIAA Aerospace Sciences Meeting & Exhibit. Reno, NV, USA: American Institute of Aeronautics and Astronautics. DOI: 10.2514/6.2002-1033.
- Podboy, Gary, Martin Krupar, Christopher Hughes und Richard Woodward (2002). “Fan noise source diagnostic test – LDV measured flow field results”. In: 8th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference & Exhibit. Breckenridge, Colorado, USA: American Institute of Aeronautics and Astronautics. ISBN: 978-1-62410-119-9. DOI: 10.2514/6.2002-2431.
- Pope, S. B. (2000). *Turbulent flows*. Cambridge, New York, USA: Cambridge University Press. 802 S. ISBN: 978-0-521-59886-6.
- Reboul, Gabriel (2010). “Modélisation du bruit à large bande de soufflantes de turboréacteurs.” Dissertation. Lyon: Ecole Centrale de Lyon. 171 S.
- Rizzi, Stephen A. et al. (2020). *Urban Air Mobility Noise: Current Practice, Gaps, and Recommendations*. Technical Report NASA/TP-2020-5007433. Hampton, Virginia, USA: NASA Langley Research Center.
- Roach, P.E. (1987). “The generation of nearly isotropic turbulence by means of grids”. In: *International Journal of Heat and Fluid Flow* 8.2, S. 82–92. ISSN: 0142727X. DOI: 10.1016/0142-727X(87)90001-4.
- Rodriguez, Ivette, O. Lehmkuhl, J. Chiva, R. Borrell und Assensi Oliva (2015). “Characteristics of the near wake region behind a cylinder at critical and super-critical Reynolds numbers”. In: Eighth International Symposium On Turbulence Heat and Mass Transfer (THMT-15). Sarajevo, Bosnia and Herzegovina: Begellhouse, S. 331–334. ISBN: 978-1-56700-427-4. DOI: 10.1615/ICHMT.2015.THMT-15.630.

- Roger, Michel (1994). “Sur l’utilisation d’un modèle de sillages pour le calcul du bruit d’interaction Rotor-Stator”. In: *Acustica* 80.3, S. 238–246. ISSN: 1610-1928.
- Schade, Stephen, Robert Jaron, Antoine Moreau und Sébastien Guérin (2022). “Mechanisms to reduce the blade passing frequency tone for subsonic low-count OGV fans”. In: *Aerospace Science and Technology* 125. ISSN: 12709638. DOI: 10.1016/j.ast.2021.107083.
- Schmitz, Andreas, Marcel Aulich und Eberhard Nicke (2011). “Novel Approach for Loss and Flow-Turning Prediction Using Optimized Surrogate Models in Two-Dimensional Compressor Design”. In: *Volume 7: Turbomachinery, Parts A, B, and C*. ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition. Vancouver, British Columbia, Canada: ASMEDC, S. 1103–1114. ISBN: 978-0-7918-5467-9. DOI: 10.1115/GT2011-45086.
- Schmitz, Andreas, Marcel Aulich, Dirk Schönweitz und Eberhard Nicke (2012). “Novel Performance Prediction of a Transonic 4.5 Stage Compressor”. In: *Volume 8: Turbomachinery, Parts A, B, and C*. ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition. Copenhagen, Denmark: American Society of Mechanical Engineers, S. 2123–2134. ISBN: 978-0-7918-4474-8. DOI: 10.1115/GT2012-69003.
- Schnell, Rainer, Angela Giebmans, Eberhard Nicke und Theodor Dabrock (2009). “Aerodynamic analysis of a fan for future ultra-high-bypass-ratio aeroengines”. In: 19th ISABE Conference. Bd. 1. International Symposium on Air Breathing Engines. Montreal, Canada: American Institute of Aeronautics and Astronautics, S. 400–409. ISBN: 978-1-61567-606-4.
- Schnell, Rainer, Erik Goldhahn und Marc Julian (2019). “Design and performance of a low fan-pressure-ratio propulsion system”. In: 24th ISABE Conference. Canberra, Australia.
- Schnoes, Markus und Eberhard Nicke (2015). “Automated calibration of compressor loss and deviation correlations”. In: *Volume 2A: Turbomachinery*. ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition. Montreal, Quebec, Canada: ASME. ISBN: 978-0-7918-5663-5. DOI: 10.1115/GT2015-42644.
- Schnös, Markus (2020). “Eine Auslegungsmethodik für mehrstufige Axialverdichter auf Basis einer Profildatenbank”. Dissertation. Bochum: Ruhr-Universität Bochum. 142 S.
- Sears, William R. (1941). “Some Aspects of Non-Stationary Airfoil Theory and Its Practical Application”. In: *Journal of the Aeronautical Sciences* 8.3, S. 104–108. ISSN: 1936-9956. DOI: 10.2514/8.10655.
- Staggat, Martin (2021). “Modellierung und Prognose des Grenzschicht-Rotor-Interaktionsschalls für integrierte Triebwerke”. Dissertation. Berlin: Technische Universität Berlin. 183 S.
- Tapken, Ulf, Maximilian Behn, Mirko Spitalny und Benjamin Pardowitz (2019). “Radial mode breakdown of the ACAT1 fan broadband noise generation in the bypass duct using a sparse sensor array”. In: 25th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. Delft, The Netherlands: American Institute of Aeronautics and Astronautics. ISBN: 978-1-62410-588-3. DOI: 10.2514/6.2019-2525.
- Tapken, Ulf, Luciano Caldas, Robert Meyer, Maximilian Behn, Lukas Klähn, Robert Jaron und Angelo Rudolphi (2021). “Fan test rig for detailed investigation of noise generation mechanisms due to inflow disturbances”. In: AIAA AVIATION 2021 FORUM. Virtual Event: American Institute of Aeronautics and Astronautics. ISBN: 978-1-62410-610-1. DOI: 10.2514/6.2021-2314.

- Tapken, Ulf, Dominic Gutsche und Lars Enghardt (2014). “Radial mode analysis of broadband noise in flow ducts using a combined axial and azimuthal sensor array”. In: 20th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. Atlanta, GA, USA: American Institute of Aeronautics and Astronautics. ISBN: 978-1-62410-285-1. DOI: 10.2514/6.2014-3318.
- Tapken, Ulf, Robert Meyer, Luciano Caldas, Lukas Klähn, Maximilian Behn, Angelo Rudolphi, Robert Jaron, Antoine Moreau und Lars Enghardt (2021). “New test facility to investigate the noise generated by shrouded fans for small aircraft applications”. In: Delft International Conference on Urban Air-Mobility 2021. Delft, The Netherlands.
- Tapken, Ulf, Benjamin Pardowitz und Maximilian Behn (2017). “Radial mode analysis of fan broadband noise”. In: 23rd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. Denver, Colorado: American Institute of Aeronautics and Astronautics. ISBN: 978-1-62410-504-3. DOI: 10.2514/6.2017-3715.
- Tiwari, Prashant, Alex Stein und Yu-Liang Lin (2013). “Dual-solution and choked flow treatment in a streamline curvature throughflow solver”. In: *Journal of Turbomachinery* 135.4. ISSN: 0889-504X. DOI: 10.1115/1.4007444.
- TurboNoiseBB Consortium (2020). *TurboNoiseBB*. DLR - Institut für Antriebstechnik - TurboNoiseBB. URL: <https://www.dlr.de/turbonoisebb> (besucht am 27.03.2023).
- Tweedt, Daniel (2012). *Preliminary aerodynamic investigation of fan rotor blade morphing*. Final Contractor Report NASA/CR-2012-217815. Cleveland, Ohio, USA: AP Solutions, Inc.
- Tyler, J. M. und T. G. Sofrin (1962). “Axial Flow Compressor Noise Studies”. In: Pre-1964 SAE Technical Papers. Bd. 70, S. 309–332. DOI: 10.4271/620532.
- Wisselsberger, C. (1922). *New Data on the Laws of Fluid Resistance*. Technical Note NACA-TN-84. National Advisory Committee for Aeronautics.
- Wohlbrandt, Attila (2017). “Stochastisches Verfahren zur Simulation von Breitbandschall in Triebwerkfans”. Dissertation. Berlin: Technische Universität Berlin. 116 S.
- Woodward, Richard, Christopher Hughes, Robert Jeracki und Christopher Miller (2002). “Fan noise source diagnostic test – Far-field acoustic results”. In: 8th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference & Exhibit. Breckenridge, Colorado, USA: American Institute of Aeronautics and Astronautics. ISBN: 978-1-62410-119-9. DOI: 10.2514/6.2002-2427.
- Wright, S.E. (1976). “The acoustic spectrum of axial flow machines”. In: *Journal of Sound and Vibration* 45.2, S. 165–223. ISSN: 0022-460X. DOI: 10.1016/0022-460X(76)90596-4.
- Wynanski, I., F. Champagne und B. Marasli (1986). “On the large-scale structures in two-dimensional, small-deficit, turbulent wakes”. In: *Journal of Fluid Mechanics* 168, S. 31–71. ISSN: 0022-1120, 1469-7645. DOI: 10.1017/S0022112086000289.
- Zaporozhets, Oleksandr, Volodymyr Isaienko und Kateryna Synylo (2021). “PARE preliminary analysis of ACARE FlightPath 2050 environmental impact goals”. In: *CEAS Aeronautical Journal* 12.3, S. 653–667. ISSN: 1869-5582, 1869-5590. DOI: 10.1007/s13272-021-00525-7.

Anzahl der Literaturstellen: 135

Abbildungsverzeichnis

1.1	Klassifizierung von Schallquellen an einem konventionellen Flugzeug.	4
1.2	Abschätzung verschiedener Schallquellen am Flugzeug in naher und ferner Zukunft für die drei Zertifizierungspunkte.	5
1.3	Ablaufdiagramm zu den in dieser Arbeit verwendeten Methoden.	13
2.1	Strukturiertes Rechengitter in der Fanstufen-Meridionalebene eines Mehrschnitt- verfahrens.	20
2.2	Ausschnitt aus dem Rechengitter zur Veranschaulichung des Koordinatensystems eines Stromlinienkrümmungsverfahrens.	21
2.3	Vorgehensweise zur Bestimmung von Verlusten und Umlenkung an neuartigen Profilfamilien basierend auf Korrelationen und einem neuronalen Netz.	23
2.4	Rekonstruktion der Geschwindigkeitsdefizite hinter einer Schaufelreihe über die Mischungsebene einer RANS-Simulation hinaus.	26
2.5	Synthetischer Nachlauf einer Schaufelpassage mit überlagerten turbulenten Geschwindigkeitsschwankungen und separierter turbulenter Anteil.	28
3.1	Skizzierter Modellablauf zur Abschätzung der Nachlauf-Interaktion.	34
3.2	Beschreibung geometrischer Parameter einer Fanstufe in der Meridionalebene. .	39
3.3	Generisches Schaufelprofil im Radialschnitt.	40
3.4	Gemessene Geschwindigkeitsnachläufe und deren Regression mit einer Gauß- Funktion.	41
3.5	Fourier-Transformation der zuvor dargestellten Geschwindigkeitsnachläufe und deren Regression mit einer Gauß-Funktion.	42
3.6	Mit Hitzdrahtsonden gemessener Rotor-Nachlauf einer subsonischen Fanstufe und gemessene Geschwindigkeitsschwankungen als quadratisches Mittel.	45
3.7	Turbulente Geschwindigkeitsspektren von drei Rotor-Nachläufen, welche mithilfe eines von Kármán-Spektrums synthetisiert wurden.	47
4.1	Meridionalschnitt der DLR UHBR-Fanstufe.	58
4.2	Strukturiertes Rechengitter im Radialschnitt für die RANS-Simulation des DLR UHBR-Rotors.	58
4.3	Fotografische Aufnahme des DLR UHBR-Prüfstands.	59
4.4	Meridionalschnitt der ACAT1-Fanstufe.	60

4.5	Strukturiertes Rechengitter im Radialschnitt für die RANS-Simulation des ACAT1-Rotors.	60
4.6	Fotografische Aufnahme des ACAT1-Prüfstands.	61
4.7	Fotografische Aufnahme des NASA SDT-Prüfstands.	62
4.8	Meridionalschnitt der NASA SDT-Fanstufe.	63
4.9	Strukturiertes Rechengitter im Radialschnitt für die RANS-Simulation des NASA SDT-Rotors.	63
4.10	Meridionalschnitt der ASPIRE-Fanstufe.	64
4.11	Strukturiertes Rechengitter im Radialschnitt für die RANS-Simulation des ASPIRE-Rotors.	64
4.12	Skizze des ASPIRE-Triebwerks.	65
4.13	Meridionalschnitt der DLR CRAFT-Fanstufe.	65
4.14	Strukturiertes Rechengitter im Radialschnitt für die RANS-Simulation des DLR CRAFT-Rotors.	66
4.15	Fotografische Aufnahme des DLR CRAFT-Prüfstands.	66
4.16	Über RANS-Simulationen bestimmte Werte für die Proportionalitätsfaktoren.	68
4.17	Breitbandige Spektren der Interaktions-Schallquelle für die ACAT1-Fanstufe und CRAFT-Fanstufe bei Variation der Proportionalitätsfaktoren.	70
4.18	Umfangsverteilung des Turbulenzgrads für die UHBR- und SDT-Fanstufe.	71
4.19	Turbulenzgrad der Hintergrundströmung für die verschiedenen Fanstufen und Betriebspunkte.	71
4.20	Durch RANS-Simulationen bestimmte Proportionalitätsfaktoren für die ACAT1-Fanstufe.	72
4.21	Radialer Verlauf der Proportionalitätsfaktoren für sechs Betriebspunkte der ACAT1-Fanstufe.	73
4.22	Durch Hitzdrahtmessung bestimmte Proportionalitätsfaktoren für die CRAFT-Fanstufe.	74
4.23	Radialer Verlauf der Proportionalitätsfaktoren für den Auslegungspunkt der CRAFT-Fanstufe.	75
4.24	Radialer Verlauf der Turbulenzgrößen für die SDT-Fanstufe mit und ohne Begrenzung im Kanal-Außenbereich.	79
4.25	Breitbandiges Leistungsdichtespektrum der Interaktions-Schallquelle am SDT-Fan mit und ohne Begrenzung im Kanal-Außenbereich.	80
4.26	Verhältnis der flächengemittelten Turbulenzgrößen und Gesamt-Schallleistungspegel mit und ohne Begrenzung zur Untersuchung des Einflusses der Strömung im Kanal-Außenbereich auf die Akustik.	81
4.27	Radialer Verlauf der Turbulenzgrößen für die ACAT1-Fanstufe mit und ohne Begrenzung im Kanal-Außenbereich.	82
4.28	Basierend auf RANS-Simulationen analytisch berechnete Gesamt-Schallleistungspegel der Interaktions-Schallquelle für die ACAT1-Fanstufe.	82
4.29	Durch Hitzdrahtsonden gemessene Turbulenzgrade der CRAFT-Fanstufe im Axialschnitt.	83

4.30	Basierend auf Hitzdrahtmessungen analytisch berechnete Gesamt-Schalleistungs- pegel der Interaktions-Schallquelle für die CRAFT-Fanstufe.	84
4.31	Meridionalschnitt der ACAT1-Fanstufe mit überlagerter Neuauslegung durch die Methoden 1 und 2.	86
4.32	Meridionalschnitt der DLR CRAFT-Fanstufe mit überlagerter Neuauslegung durch die Methoden 1 und 2.	86
4.33	Vier Profilschnitte des ACAT1-Rotors und -Stators auf verschiedenen Rotor- Schaufelhöhen.	87
4.34	Vier Profilschnitte des CRAFT-Rotors und -Stators auf verschiedenen Rotor- Schaufelhöhen.	88
4.35	Radialer Verlauf der Profilwinkel für die ACAT1-Fanstufe am Rotor und am Stator.	88
4.36	Radialer Verlauf der Profilwinkel für die CRAFT-Fanstufe am Rotor und am Stator.	89
4.37	Kennfeld der gesamten ACAT1-Fanstufe durch die verschiedenen Methoden ermittelt und gemessen.	90
4.38	Kennfeld der gesamten CRAFT-Fanstufe durch die verschiedenen Methoden ermittelt und gemessen.	91
4.39	Totaldruckverlustbeiwerte des ACAT1-Rotors im Kennfeld.	92
4.40	Totaldruckverlustbeiwerte des CRAFT-Rotors im Kennfeld.	93
4.41	Dimensionslose Nachlaufparameter des ACAT1-Rotors im Kennfeld.	94
4.42	Dimensionslose Nachlaufparameter des CRAFT-Rotors im Kennfeld.	95
4.43	Turbulenzparameter im Nachlauf des ACAT1-Rotors im Kennfeld.	96
4.44	Turbulenzparameter im Nachlauf des CRAFT-Rotors im Kennfeld.	96
4.45	Gesamt-Schalleistungspegel der ACAT1-Fanstufe für die breitbandige Nachlauf- Interaktionsschallquelle.	98
4.46	Gesamt-Schalleistungspegel der CRAFT-Fanstufe für die breitbandige Nachlauf- Interaktionsschallquelle.	98
4.47	Über den Radius integrierte aerodynamische Anregung des ACAT1-Stators im Kennfeld.	100
4.48	Über den Radius integrierte aerodynamische Anregung des CRAFT-Stators im Kennfeld.	100

Tabellenverzeichnis

2.1	Technischer Vergleich zwischen den verschiedenen Methoden zur aeroakustischen Bewertung einer Fanstufe.	30
3.1	Eingabegrößen für die Mehrschnitt-basierte Vorhersage von Fan-Lärmquellen (Methode 2).	37
4.1	Geometrische und aerodynamische Auslegungsparameter der untersuchten Fanstufen im Vergleich.	56
4.2	Eigenschaften des Rechennetzes und der Turbulenzmodelle für die numerische RANS-Simulation.	57
4.3	Test-Matrix mit den hier untersuchten Fanstufen und den dazugehörigen Betriebspunkten.	67
4.4	Designvorgaben für die Neuauslegung der ACAT1- und CRAFT-Fanstufe durch Methode 2.	87