

Luftfahrtforschung und -technologie

Abschlussbericht

Maßnahmen zur Schallpegelsenkung im Flugverkehr Effektive Triebwerkslärminderung (MASSIF-EffekT)

Förderkennzeichen 20T0809B

Laufzeit: 01.01.2009 bis 31.03.2013

Berichtersteller: Dr. Dominik Broszat



MTU Aero Engines AG

München, September 2013

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	3
2	Zusammenfassung	4
2.1	Projektstrukturplan.....	4
2.2	Erreichte Ergebnisse	5
2.2.1	TP2 Turbinenlärmreduktion und –ausbreitung.....	5
2.2.2	TP3 3D-Schallabsorber.....	9
3	Technische Darstellung der Arbeitspakete	10
3.1	TP2 Turbinenlärmreduktion und –ausbreitung	10
3.1.1	AP2.1 Simulation mit linearisiertem Navier Stokes.....	10
3.1.2	AP2.2 Turbinenlärmreduktion und Verifikation	16
3.1.3	AP2.3 Ausbreitung des Turbinen- und Mischerlärms.....	27
3.1.4	AP2.4 Erweiterung akustische Modenanalyse.....	40
3.2	TP3 3D-Schallabsorber	43
3.2.1	AP3.3 Studie zum CR-Fan.....	43
4	Abbildungsverzeichnis	50
5	Literaturverzeichnis	53

1 Einleitung

Zur Sicherung eines weiteren Wachstums im Flugverkehr und zur Erfüllung der ACARE – Ziele ist weiterhin eine erhebliche Lärmreduktion am Triebwerk erforderlich. Das übergeordnete Ziel des Verbundvorhabens MASSIF-EffekT war es, den Triebwerkslärm von Fan, Brennkammer und Turbine effektiv mit realisierbaren Technologien bei allen lärmrelevanten Flugsituationen (Start, Überflug, Landung) zu mindern. Dabei waren die wesentlichen Ziele:

- deutliche Erweiterung der Erkenntnisse hinsichtlich der Schallausbreitung sowie der Möglichkeiten der Lärmreduktion im Nebenstromkanal durch die Entwicklung und Erprobung von breitbandigen Schallabsorbern sowie durch die Erstellung numerischer 3D – Methoden zur Simulation der Schallausbreitung im Nebenstromkanal. Insgesamt gesehen wurde eine Fanlärmreduktion von ca. 4 dB erwartet,
- lärmarme Auslegung von Turbinen durch den Übergang von reibungsfreien zu Navier-Stokes-CFD Verfahren und die Erprobung verschiedener Maßnahmen einschließlich schallabsorbierender Schaufeln,
- der immer bedeutender werdende Brennkammerlärm soll bei zukünftigen Triebwerken mittels eines innovativen Absorbers reduziert werden, der gleichzeitig Turbinen- und Brennkammerlärm mindern wird,
- Weiterentwicklung und experimentelle Untersuchung der 3D- Schallabsorbertechnologie zur Fanlärmreduktion, bei welcher bisher vielversprechende numerische Erfolge erzielt wurden,
- das neuartige Messverfahren der quantitativen Lärmquellenlokalisierung in geschlossenen Triebwerksprüfständen wurde zur Anwendungsreife gebracht, wodurch erhebliche Einsparungen in Entwicklungszeiten und Kosten erzielt werden.

Auflistung der Arbeitspakete mit MTU-Beteiligung mit durchführenden

Teilprojektleitern:

TP T2: Turbinenlärmreduktion und Ausbreitung: Dr. Dominik Broszat

TP T3: 3d-Schallabsorber: R. Pongratz, EADS; MTU-Anteil: Dr. Dominik Broszat

2 Zusammenfassung

2.1 Projektstrukturplan

Abbildung 1 stellt den Projektstrukturplan dar. MTU leitete hierbei TP2 (Turbinenlärmreduktion und Simulation dessen Ausbreitung) und war im TP3 im Wesentlichen mit Arbeitsinhalten in AP T3.3 mit einer Studie zum Counter Rotating (CR) Fan vertreten. TP2 bestand zu Projektstart aus 3 Arbeitspaketen, das AP T2.4 und das AP T3.3 kamen im Projektverlauf hinzu.

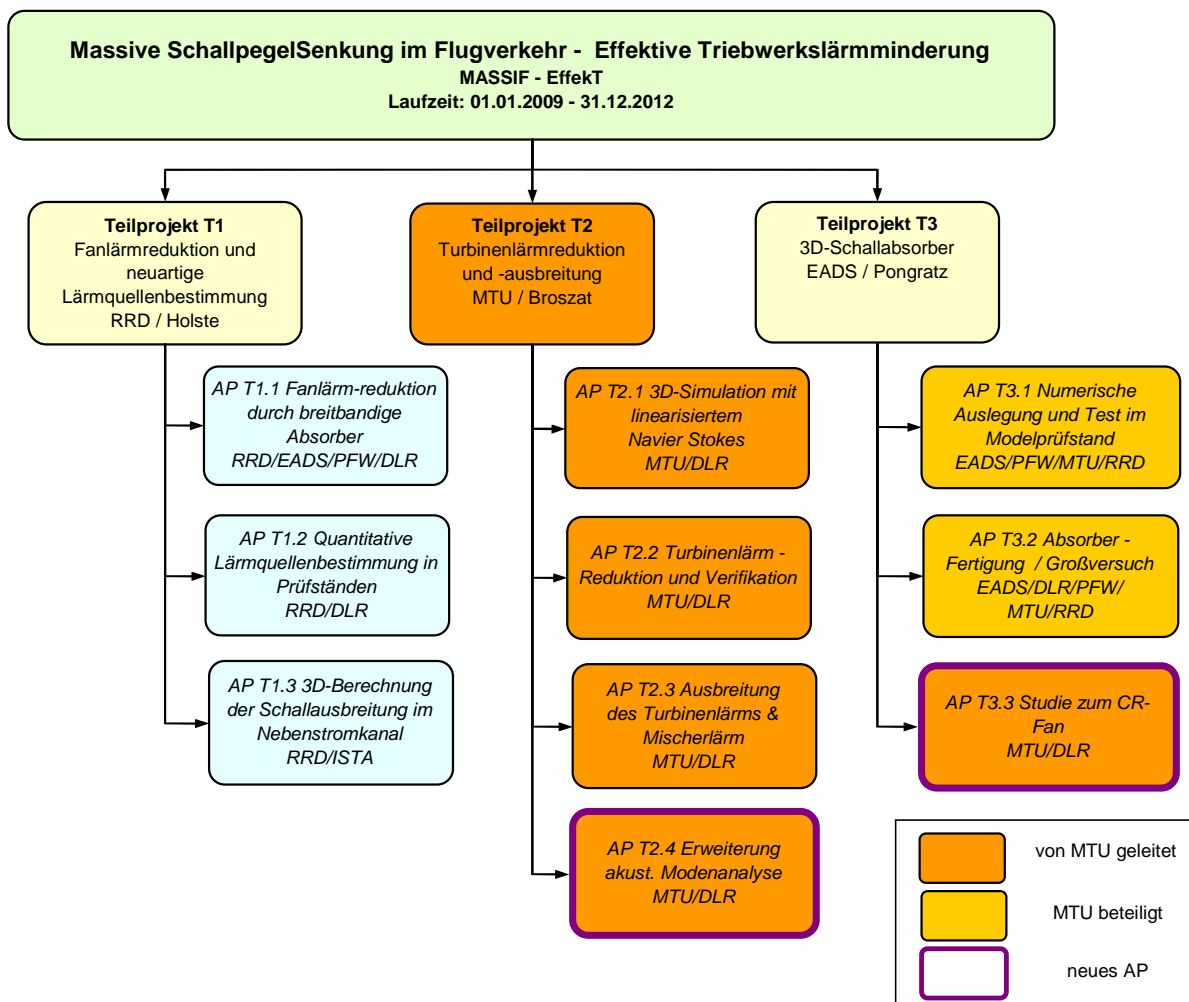


Abbildung 1: Projektstrukturplan Verbund

2.2 Erreichte Ergebnisse

2.2.1 TP2 Turbinenlärmreduktion und –ausbreitung

2.2.1.1 AP2.1 3d-Simulation mit linearisiertem Navier-Stokes

Erreichte Ergebnisse

Dieses Arbeitspaket wurde im Wesentlichen im Eigenantrag des DLR Köln, Institut für Antriebstechnik, Abteilung Numerische Methoden (AT-NUM) bearbeitet. Aus diesem Grund erfolgt hier nur eine kurze Zusammenfassung der erreichten Ergebnisse und ausgeführten Arbeiten, Details sind dem Abschlussbericht des DLR zu entnehmen.

Aufgabe dieses Arbeitspakets war die Anpassung bzw. Ergänzung des für aeroelastische Anwendungen bereits existierenden linearisierten Navier-Stokes Verfahrens linearTRACE auf akustische Belange. Das Verfahren sollte damit nach Abschluss der Arbeiten bei MTU für aeroakustische Simulationen der Schallentstehung und –ausbreitung in mehrstufigen Turbomaschinen (z.B. Niederdruckturbinen) eingesetzt werden und dabei eine gegenüber herkömmlichen instationären Simulationen deutlich reduzierte Rechenzeit bei Wiedergabe der wesentlichen tonalen Effekte ermöglichen.

Das AP gliederte sich weiterhin in 4 Untergebiete, welche die folgenden Arbeitspunkte abdeckten:

- (1) Vorgabe akustischer Störungen (Gust-Randbedingungen)
- (2) Transmission von Störungen durch nachfolgende Gitter (Gitter-Kopplung)
- (3) 3d-nichtreflektierende Randbedingungen
- (4) akustisches Postprocessing

In der Projektlaufzeit wurde demzufolge die Möglichkeit der Vorgabe und Extraktion eines zeitlich und räumlich fluktuierenden Feldes an den Rändern des jeweiligen betrachteten Rechengitters implementiert (1). Zur Kopplung mehrerer Rechengitter in axialer Abfolge, welches die Transmission einer Störung durch nachfolgende Schaufelgitter ermöglicht, wurde der bis dato genutzte GMRes-Solver von linear-

TRACE durch einen Pseudozeit-Löser ersetzt, welcher die Kopplung mehrerer Rechengitter zur Laufzeit ermöglicht. Ebenso wurden die Interfaces der einzelnen Gitter um die Fähigkeit der Übertragung der instationären Felder erweitert (2). Um numerische Reflexionen und damit Fehler in der Berechnung zu minimieren, wurden weiterhin 3d-nichtreflektierende Randbedingungen auf Basis der linearisierten Euler-Gleichungen implementiert und getestet (3). Zwecks erster akustischer Analysen des resultierenden Rechenergebnisses wurde eine Modalzerlegung bezüglich Azimutal- und Radialstruktur des instationären Feldes integriert (4). Dieser Punkt und Erweiterungen der oben genannten Punkte werden im Nachfolgevorhaben „Leila“ (LuFo 4/4) weitergeführt.

2.2.1.2 AP2.2 Turbinenlärmreduktion und Verifikation

Erreichte Ergebnisse

In diesem Arbeitspaket wurden experimentelle Untersuchungen an mehreren Konfigurationen eines 1½ stufigen Niederdruckturbinen-Prüfstands (STTF) an der TU Graz durchgeführt. Der Prüfstand an sich existierte bereits aus einem europäischen Forschungsvorhaben (VITAL = Environmentally Friendly Aero Engine, FP6). Die im Rahmen dieses Vorhabens betrachteten Konfigurationen umfassten die folgenden:

- (1) High Stage Loading Beschaukelung
- (2) Inverse cut-off TEC
- (3) Hohlschaufel-Absorber

Für die erste Konfiguration wurde eine neue Turbinenstufe untersucht, welche gegenüber der in VITAL getesteten Standard-Beschaukelung eine höhere Umlenkung und damit Stufenbelastung ermöglicht. Die Beschaukelung wurde bereits im Vorgängervorhaben VITAL ausgelegt und gefertigt. In diesem Vorhaben wurde sie am Prüfstand getestet. Ein Vergleich zu den akustischen Vorhersagen der numerischen Verfahren liegt vor. Allerdings konnten aufgrund eines während des Vorhabens erlittenen Schadens am Prüfstand nicht alle der spezifizierten Betriebspunkte vermessen werden.

Die zweite Konfiguration betraf eine Modifikation am TEC (=Turbine Exhaust Casing), welches neu ausgelegt wurde, um den sogenannten Inverse Cut-off Effekt, also eine Unterdrückung der Ausbreitung dort angeregter Schallwellen, zu erzielen. Das modifizierte TEC wurde entworfen, gefertigt und erfolgreich am Prüfstand getestet. Auch hier liegt der Vergleich zwischen Simulation und Experiment vor und bestätigt eindeutig den erwarteten Effekt.

Die letzte, im Vorhaben zu untersuchende Konfiguration stellt eine Integration eines akustischen Absorbers (Helmholtz-Resonators) in eine Schaufel, hier das TEC, dar. Basierend auf der vorhandenen Geometrie des oben erwähnten Inverse Cut-off TECs wurde die Auslegung und akustische Bewertung mit 3d-Verfahren durchgeführt. Da allerdings entgegen der ursprünglichen Abschätzungen ein nur begrenzter akustischer Effekt prognostiziert wurde, wurde auf die experimentelle Untersuchung verzichtet. Dafür wurden jedoch weiterführende Arbeiten zur Erklärung des geringen Effekts durchgeführt und Prototypen der zu fertigenden Schaufeln mittels eines neuartigen generativen Verfahrens erstellt.

2.2.1.3 AP2.3 Ausbreitung des Turbinen- und Mischerlärms

Erreichte Ergebnisse

Dieses Arbeitspaket gliederte sich in 2 Unteraufgaben:

- (1) Berechnung der Lärmentstehung in einem realen Blütenmischer
- (2) Berechnung der Ausbreitung von Turbinenlärm durch verschiedene Düsengeometrien

Für den ersten Punkt (1) war die Integration und Validierung eines Prototypen des zu verwendenden DES-Turbulenzmodells (DES = Detached Eddy Simulation) in das CFD-Verfahren TRACE des DLR notwendig. Dieses Verfahren ermöglicht die Simulation der instationären Strömungsvorgänge in einer komplexen Geometrie bei Beschränkung auf die Auflösung der größeren abgelösten Strukturen. Insofern wird auch die wesentliche breitbandige Schallentstehung in der betrachteten Mischergeometrie abgedeckt. Aufbauend auf den generierten instationären Daten des DLR (im

UA von MTU) wurde im nächsten Schritt bei MTU die Schallquellen-Identifikation und Berechnung deren Ausbreitung mittels der akustischen Analogie nach Ffowcs-Williams & Hawkings (FHW) berechnet.

Im Rahmen der zweiten Aufgabe (2) wurden zunächst grundlegende Untersuchungen der Schall-Abstrahlcharakteristik verschiedener akustischer Moden von einer Düse untersucht. Bei der Schallquelle handelte es sich um in der Turbine generierte Töne einer charakteristischen Umfangs- und Radialstruktur. Aufbauend auf einfachen Fällen einer analytisch nachrechenbaren Geometrie wurde ein realitätsnahe High Bypass Ratio Turbofan-Geometrie nachempfunden und in entsprechender Weise analysiert. Im Weiteren wurde der Einfluss der Düsenform (kurze gegenüber lange, gemischte Düse) auf die Richtung der Hauptschallabstrahlung untersucht.

2.2.1.4 AP2.4 Erweiterung akustische Modenanalyse

Erreichte Ergebnisse

In diesem Arbeitspaket, welches nachträglich zu den Inhalten im Vorhaben hinzukam, wurde damit begonnen, die akustische Modenanalyse, welche nach Stand der Technik wesentliche Vereinfachungen bezüglich der Strömungseigenschaften notwendig macht, auf reale Strömungsprofile zu erweitern. Dafür wurden zum einen numerische Untersuchungen durchgeführt, welche das radiale Strömungsprofil als nicht mehr konstant über dem Radius annehmen, somit also z.B. die Berücksichtigung einer Grenzschicht ermöglichen.

Zudem wurden experimentelle Daten mit verschiedenen Drallprofilen am bereits oben benannten STTF-Rig der TU Graz aufgezeichnet, welche als Input für die Weiterentwicklung der akustischen Modenanalyse und Validierung dienen sollen.

Beide Arbeitsgebiete werden im Nachfolgevorhaben „Leila“ (LuFo 4/4) weitergeführt. Dort soll im Endeffekt ein verallgemeinertes Modenanalyse-Verfahren, welches oben genannte Strömungseffekte sowie auch geometrische Einflussgrößen berücksichtigt, entwickelt werden.

2.2.2 TP3 3D-Schallabsorber

2.2.2.1 AP3.3 Studie zum CR-Fan

Erreichte Ergebnisse

In diesem Arbeitspaket wurde eine aerodynamische Optimierung und akustische Bewertung eines gegenläufigen ummantelten Fans (CRTF = Counter Rotating Turbo Fan) im Vergleich zu einem konventionellen Fan durchgeführt. Dabei wurde zunächst anhand Mittelschnitts-Strömungsdaten und nachfolgend 3d-Daten eine aerodynamische Optimierung durchgeführt. Nach Auswahl der vielversprechendsten Member unterschiedlicher Zuström-Machzahlen fand die akustische Beurteilung statt. Dazu wurden Daten aus der 3d CFD-Lösung extrahiert und mittels analytischer Modelle die verschiedenen tonalen und breitbandigen Schallanteile des Propulsors berechnet. Dies erfolgte, wie oben bereits erwähnt, im Vergleich zu einem in gleicher Weise optimierten konventionellen Turbofan.

3 Technische Darstellung der Arbeitspakete

3.1 TP2 Turbinenlärmreduktion und –ausbreitung

3.1.1 AP2.1 Simulation mit linearisiertem Navier Stokes

(1) Vorgabe akustischer Störungen

In dieser ersten Unteraufgabe des Arbeitspakets wurden die bestehenden 2d-nichtreflektierenden Randbedingungen nach Giles¹ um die Möglichkeit ergänzt, harmonische Störungen der Strömungsgrößen vorzuschreiben. Durch Zerlegung in Elementarwellen (akustische Wellen, Entropie-Welle, Vorticity-Wellen) sowie die Analyse der Ausbreitungsrichtung im Kanal anhand der Gruppengeschwindigkeit ist somit die Filterung bzw. gezielte Vorgabe einzelner Komponenten der Strömung möglich.

Die Validierung der Implementierung dieses Features erfolgte anhand mehrerer Testfälle, z.B. des „CAA Benchmark“², ein Beispiel ist in Abbildung 2 dargestellt. In diesem 2d-Kanal konstanter axialer Strömung befinden sich die in der Abbildung rot markierten Ebenen, unendlich dünnen Platten. Am Eintritt (links) wird eine Vorticity-Störung definierter Stärke vorgegeben und die resultierende Druckamplitude am Ein- und Austritt des Rechengebiets aufgezeichnet.

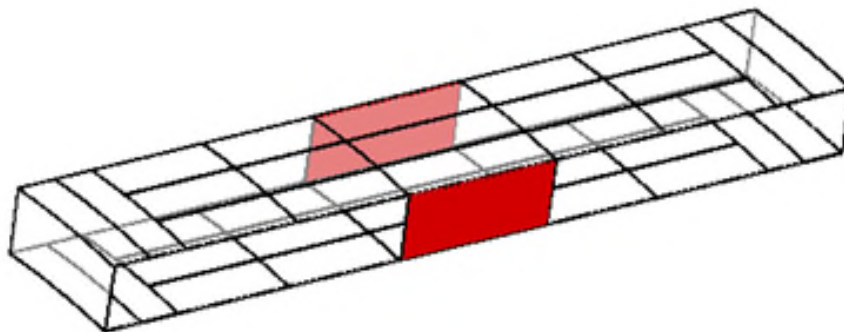


Abbildung 2: CAA Benchmark, Problem Category 3, Problem 1, Blockstruktur des Rechengitters

Abbildung 3 zeigt die Ergebnisse von linearTRACE im Vergleich zur analytischen Lösung nach Hall. Die erzielte Übereinstimmung ist damit sehr gut.

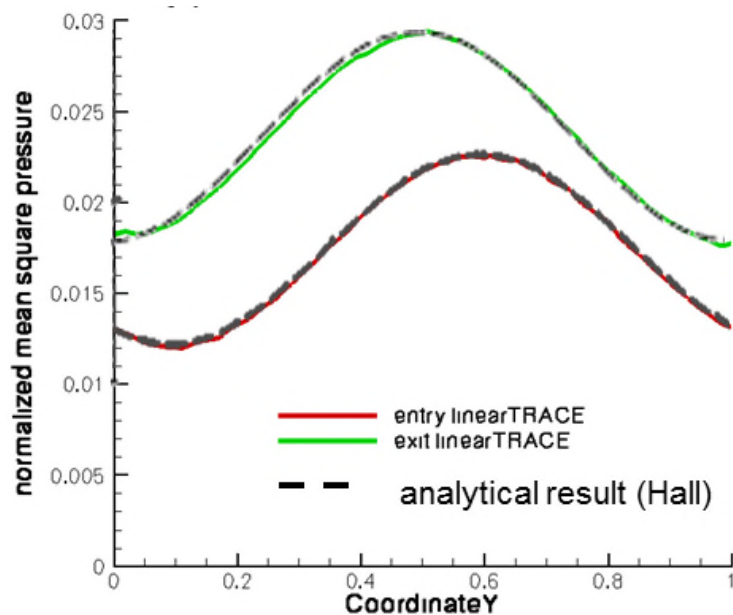


Abbildung 3: CAA-Benchmark, Quadrat der normierten Druckamplitude an Ein- u. Austritt

Weitere Testfälle umfassten z.B. die Übertragung einer Störung zwischen zwei Kanalsegmenten, wie in Abbildung 4 dargestellt.

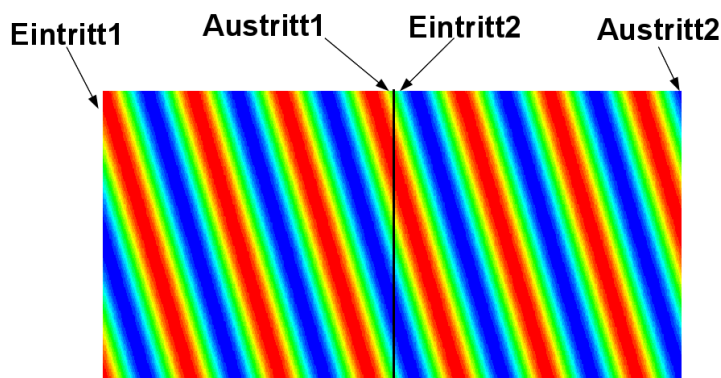


Abbildung 4: geteilter Kanal, Realteil der Dichtestörung

Hierbei wird dem ersten Kanalsegment (links) eine Störung der Dichte am Eintritt vorgeschrieben, welche sich nachfolgend durch das Rechengebiet ausbreitet. Am Austritt des ersten Kanalsegments wird diese extrahiert und dem zweiten Kanalsegment wiederum am Eintritt vorgeschrieben. Das Ergebnis am Austritt des zweiten Kanalsegments wurde nun mit der Lösung eines ungeteilten Kanals verglichen (vgl. Abbildung 5). Wie deutlich sichtbar wird, liegen die Ergebnisse übereinander.

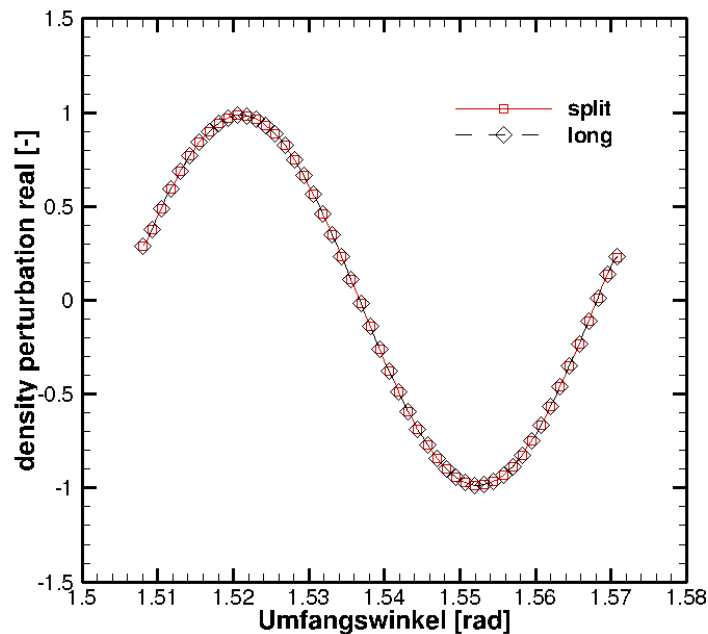


Abbildung 5: geteilter vs. ungeteilter Kanal, Amplitude der Dichtestörung am Austritt

(2) Transmission von Störungen/ Gitterkopplung

In realen Anwendungsfällen einer Turbomaschine mit wechselnd stehenden und rotierenden Schaufelgittern ist neben der Übertragung der Störung, wie im ersten Abschnitt dieses Arbeitspakets beschrieben, auch die Konvertierung der jeweiligen Störungs-Umfangsordnung und –frequenz bei der Kopplung mehrerer axial aufeinander folgender Gitter notwendig. Dazu wurden Ergänzungen an den Randbedingungen notwendig, welche diese Transformation ins jeweilige Relativsystem vornehmen und die Identifikation gleicher Frequenzen und Umfangsordnungen durchführen.

Da sich der zuvor verwendete Lösungsalgorithmus GMRes³ nur sehr bedingt für eine iterative Berechnung mehrerer Schaufelgitter eignete, wurde zudem ein alternatives Lösungsverfahren, ein sogenannter Pseudozeit-Löser implementiert, welcher die Kopplung und Kommunikation der Gitter während der Laufzeit erlaubt. Zudem war die Anwendung eines Relaxationsverfahrens notwendig, um ein stabiles Verfahren zu erreichen. Der verwendete Kopplungsalgorithmus funktioniert allgemein für eine beliebige Anzahl von Reihen und Frequenzen pro Reihe, auch wenn im Folgenden aus Gründen der Übersichtlichkeit nur jeweils eine Frequenz betrachtet wird.

Überprüft wurde das korrekte Übertragen und Konvertieren einer betrachteten Störung in gegeneinander rotierenden axial aufeinander folgenden schaufelfreien Kanälen, zunächst in 2d, anschließend in 3d, und mit mehreren Segmenten.

Abbildung 6 zeigt das Ergebnis eines Testfalls mit drei stehenden und zwei rotierenden Kanalsegmenten in abwechselnder Reihenfolge. In diesem Beispiel wurde eine akustische Welle am Eintritt (links) vorgegeben, welche sich durch das gesamte Rechengebiet ausbreitet. Dargestellt ist der Realteil der Druckstörung, welcher einer zeitlichen Momentaufnahme entspricht. Die gute Übertragung der Störung in die jeweiligen Relativsysteme ohne Verzerrung oder Störungen wird deutlich.

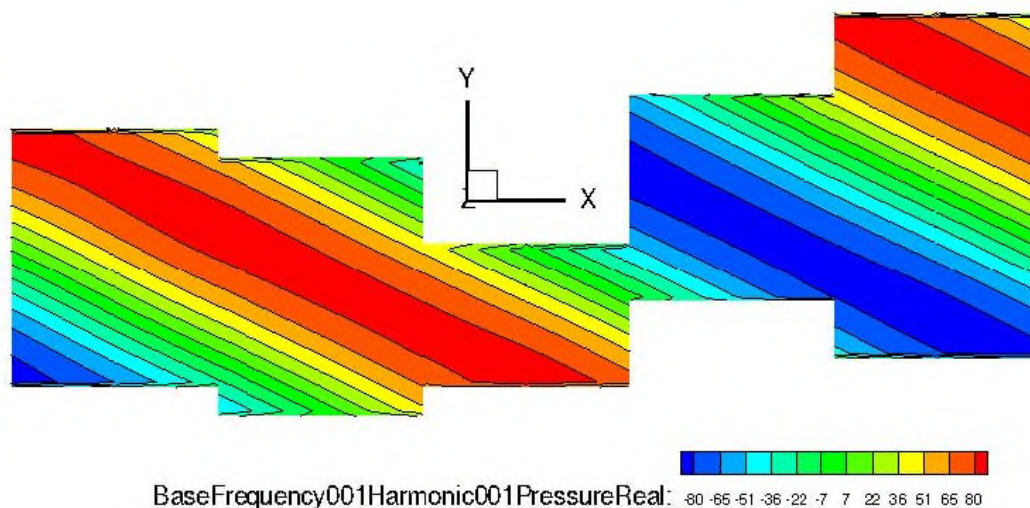


Abbildung 6: Gitterkopplung anhand mehrstufiger Konfiguration, stromab laufende akustische Mode

(3) 3d-nichtreflektierende Randbedingungen

Da die im ersten Abschnitt dieses Arbeitspakets beschriebenen 2d-Randbedingungen eine deutliche Einschränkung bezüglich der Grundströmung beinhalten (keine Variation in radialer Richtung), welche in realen Anwendungsfällen nicht zutreffend ist, wurde eine Erweiterung auf 3d-nichtreflektierende Randbedingungen durchgeführt. Die Theorie dazu ist z.B. in Montgomery und Verdon⁴ zu finden.

Aufgrund der damit erfolgenden radialen Kopplung ist eine numerische Lösung des resultierenden Eigenwertproblems für die axialen Wellenzahlen unumgänglich. Diese erfolgt mit einem Finite Differenzen-Verfahren zweiter Ordnung inklusive eines

Dämpfungsterms. Anhand der resultierenden Wellenzahlen kann nachfolgend die Trennung in rein- und rauslaufende Wellen am jeweiligen Interface erfolgen, welche dazu dient, Reflexionsfreiheit zu gewährleisten.

Die Überprüfung dieser Verbesserung gegenüber dem vorherigen Status (2d-nichtreflektierende Randbedingungen) erfolgte wiederum anhand eines schaufelfreien Ringkanals (vgl. Abbildung 7).

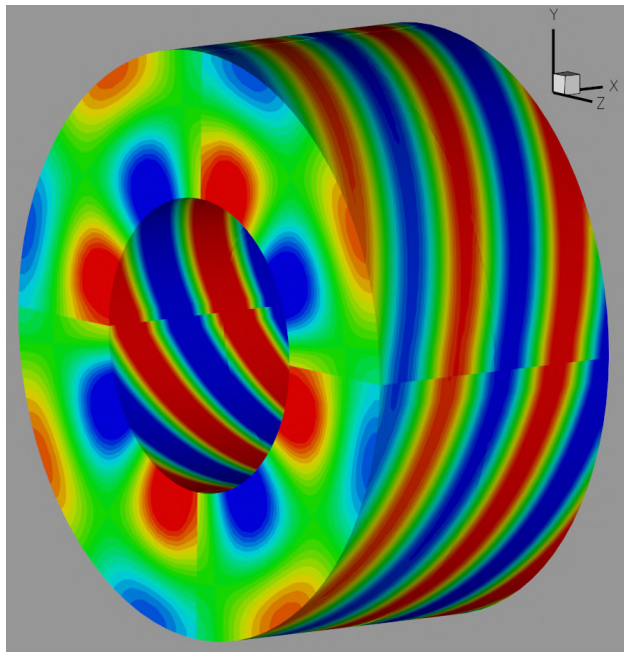


Abbildung 7: Ringkanal mit aufgeprägter akustischer Mode $m=4$, $n=1$, Realteil der Druckstörung

In Abbildung 8 ist der direkte Vergleich der Lösung bei Vorgabe einer links laufenden akustischen Störung am Austritt (rechts) und Verwendung der beiden Randbedingungs-Formulierungen dargestellt. Im Fall der 2d-Randbedingungen (oben) zeigen sich deutliche Interferenzmuster im Kanal, welche aus der Überlagerung der ursprünglichen Welle und der Reflexionen am Eintritt resultieren. Im unteren Fall (3d-Randbedingung) zeigt sich ein deutlich gleichförmigeres Muster im axialen Verlauf mit einem leichten Abklingen aufgrund dissipativer Effekte.

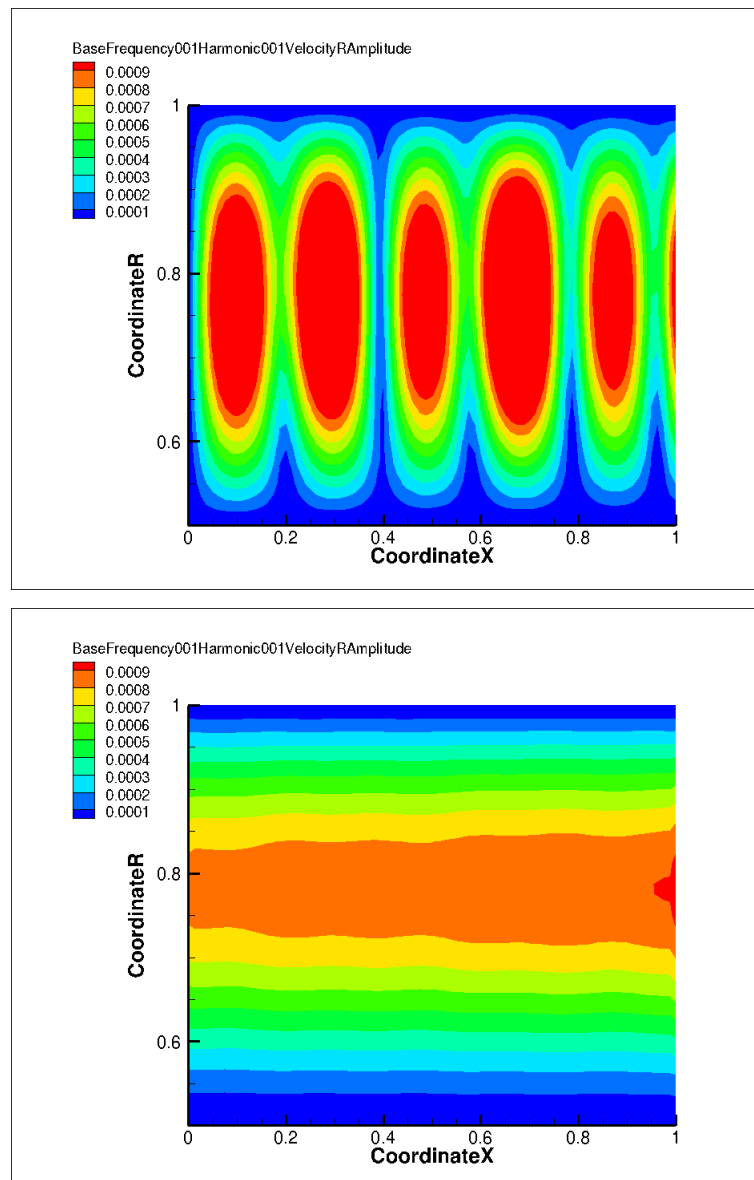


Abbildung 8: Vergleich der Lösung für 2d- und 3d-nichtreflektierende Randbedingungen, Amplitude der radialen Geschwindigkeitsstörung in s2-Ebene

(4) Akustisches Postprocessing

Zur Analyse der Ergebnisse einer Simulation mit TRACE bzw. linearTRACE erfolgt eine Zerlegung der Strömungsfelder in Azimutal- und Radialmoden sowie in hin- und rücklaufende Wellen. Ebenso wurde die Berechnung des sogenannten Cut-off Ratio implementiert, welches eine Aussage über die akustische Ausbreitungsfähigkeit der jeweiligen Mode im Kanal unter gegebenen geometrischen und aerodynamischen Verhältnissen erlaubt.

Die weitergehende akustische Analyse bezüglich transportierter Schalleistung sowie der Trennung der akustischen von hydrodynamischen Anteilen erfolgt (wie bereits oben erwähnt) mittels des DLR-Verfahrens Connect3d im Nachfolgevorhaben „Leila“ (LuFo 4/4).

3.1.2 AP2.2 Turbinenlärmreduktion und Verifikation

(1) High Stage Loading Beschau felung

Untersuchungsgegenstand dieser ersten Unteraufgabe des Arbeitspakets war eine sogenannte „High Stage Loading“-Beschau felung. Dieses Design zielt darauf ab, bei einer höheren Stufenbelastung einer mehrstufigen Maschine, z.B. Turbine, insgesamt z.B. eine Stufe einsparen zu können. Selbstverständlich sind für derartige Entscheidungen Aussagen über die Effekte dieser Änderung, z.B. auf den Wirkungsgrad oder auch den akustischen Beitrag von wichtiger Bedeutung. In dieser Aufgabe sollte damit der Einfluss auf die angeregten Schallpegel untersucht werden.

Dabei bestanden bei der Auslegung zwei grundlegende Möglichkeiten im Vergleich zu der bestehenden Standard-Beschau felung (aus EU-Projekt VITAL):

- a. die Beibehaltung der Drehzahlen der zuvor definierten Akustik-Betriebspunkte und damit aufgrund der höheren Belastung der Profile eine Erhöhung der umgesetzten Arbeit
- b. die Beibehaltung der umgesetzten Arbeit und damit aufgrund der höheren Belastung der Profile bei gleichem Betriebspunkt die Reduktion der Drehzahl

In diesem Fall wurde sich für Variante b) entschieden, d.h. die zu untersuchenden Betriebspunkte mussten modifiziert werden. Hieraus resultierte eine 10%-ige Drehzahlreduktion. Die aerodynamische Auslegung der Profile, welche eine entsprechend höhere Umlenkung realisieren, erfolgte bereits im Vorgänger-Vorhaben VITAL.

Im Anschluss daran war eine akustische Bewertung in den (neu definierten) Akustik-Betriebspunkten gleicher relativer Lage zum Aerodynamic Design Point (ADP) notwendig. Dies erfolgte mit dem standardmäßig eingesetzten linearisierten Euler-Verfahren „Lin3d“, wobei die stationäre Strömung mittels des RANS-CFD Solvers

TRACE generiert wurde. Die für die Berechnung der akustischen Anregung zudem benötigten Störungen wurden aus der CFD-Rechnung extrahiert bzw. mittels empirischer Modelle errechnet.

Für die Berechnung des Gesamt-Schallfelds der 1 ½ stufigen NDT des STTF-Rigs waren damit eine Reihe von linearisierten Rechnungen für die jeweiligen Schaufelin-teraktionen und Anregungseffekte notwendig. Tabelle 1 verdeutlicht dies anhand eines Betriebspunktes (mehr Information über den Prüfstand sowie die Berechnungsmethodik mit Lin3d finden sich in Broszat⁵).

interactions		IGV → B1	S1 → B1	B1 → EGV
mechanisms	wake	x	x	x
	potential ↓		x	x
	potential ↑		x	x
disturbance harmonic	1 & 2	sound harmonic		1 & 2 BPF

Tabelle 1: Übersicht der Berechnungen mittels Lin3d anhand eines Betriebspunktes

Im Endeffekt ergaben sich im Vergleich zur Standard-Konfiguration (grün) die in Abbildung 9 dargestellten Gesamt-Schalleistungspegel (rot) als Funktion der Drehzahl.

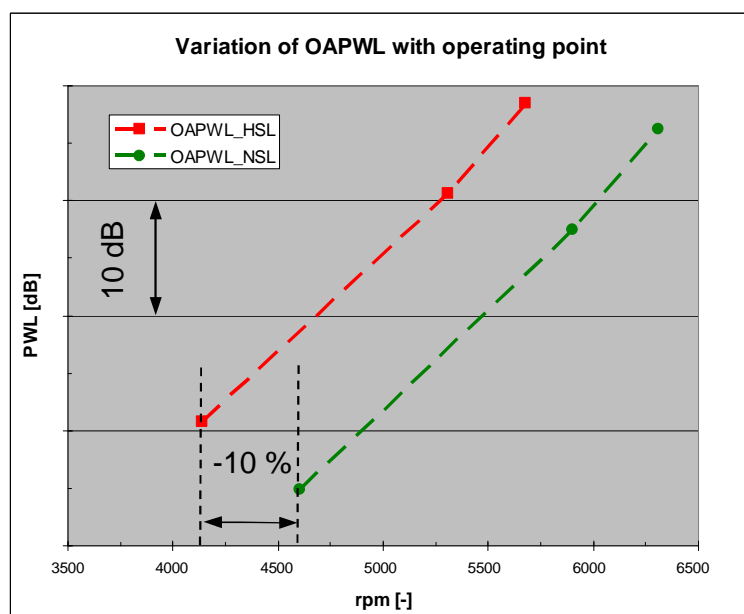


Abbildung 9: Vergleich der Gesamt-Schalleistung als Funktion der Drehzahl von Standard- u. HSL-Beschaufelung

Es zeigen sich insgesamt aufgrund der höheren Schaufelbelastung erhöhte Pegel bei jeweils gleicher Drehzahl. Andererseits sind auch beim Vergleich eines Betriebspunktes die Pegel der HSL-Beschaukelung höher. Diese Tendenz reduziert sich jedoch bei zunehmender Drehzahl und kann mit der unterschiedlichen Off-Design Belastung der Profile erklärt werden.

Abbildung 10 zeigt dabei die CAD-Modelle der gefertigten Hardware im Vergleich zur Standard-Beschaukelung am Beispiel des Rotors.

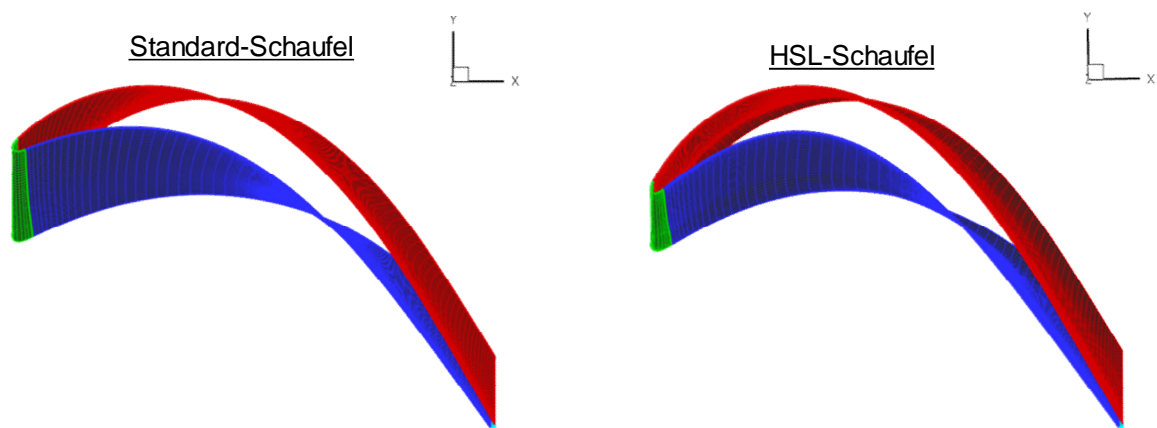


Abbildung 10: High Stage Loading Beschaukelung (rechts) vs. Standard-Beschaukelung (links)

Beim nachfolgenden Rig-Versuch am STTF kam es leider zu unerwartet hohen Vibrationen an den zu Überwachungszwecken angebrachten Beschleunigungsaufnehmern, wodurch ein wiederholtes Notabschalten des Prüfstands verursacht wurde.

Trotz unterschiedlicher Prozeduren beim Hochfahren des Rigs konnten die Betriebspunkte Cutback u. Sideline nicht angefahren werden.

Da die Ursache hierfür selbst im Rahmen einer intensiven gemeinsamen Untersuchung zwischen MTU und TU Graz nicht identifiziert werden konnte, wurde beschlossen, zunächst mit den anderen Konfigurationen in diesem Arbeitspaket fortzufahren, um das Vorhaben insgesamt nicht zu gefährden. Die Vermessung der noch offenen zwei Betriebspunkte war jedoch weiterhin geplant. Ungünstigerweise kam es jedoch im Rahmen eines anderen Vorhabens am Prüfstand danach zu einem Schaden aufgrund eines Defekts der Wasserbremse, welcher einen Neuaufbau notwendig machte. Da für diese Arbeiten, welche zudem einige sicherheitstechnische Verbesserungen einführten, ein erheblicher zeitlicher Aufwand notwendig war, konnte

die High Stage Loading Beschaukelung nicht mehr in vollem Umfang getestet werden. Demzufolge kann in Abbildung 11 damit lediglich der Vergleich zwischen Messung und Rechnung des Betriebspunktes Approach dargestellt werden.

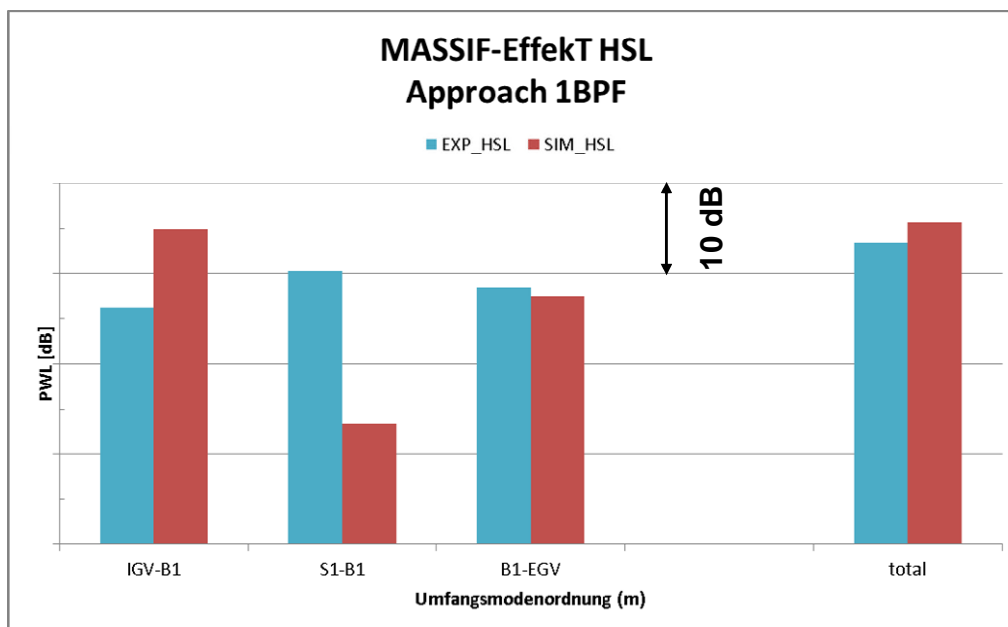


Abbildung 11: Vergleich der Schalleistung zwischen Vorhersage (SIM) und Experiment (EXP), HSL Approach 1BPF

Es zeigen sich merkliche Abweichungen bei der Stator-Rotor Interaktion, welche jedoch auch in diesem Betriebspunkt Cut-off und damit wesentlich schwerer vorherzusagen ist (die hier beobachteten Anteile ergeben sich aus Streuung der zum nachfolgenden Gitter, dem TEC konvektierten Anteile). Hier zeigt das Experiment deutlich höhere Pegel. Bezüglich der Rotor-TEC Interaktion ist die Übereinstimmung jedoch sehr gut. In Summe der Interaktionen ergibt sich eine gute Übereinstimmung mit einer Abweichung von ca. 2 dB (Überschätzung durch die Simulation).

(2) Inverse Cut-off TEC

Der Inverse Cut-off Effekt entspricht physikalisch exakt dem des konventionellen Cut-offs, stellt sich jedoch in bestimmten Konfigurationen bei ungefähr inversem Schaufelzahl-Verhältnis gegenüber klassischem Cut-off ($V/B \geq 1,3 \dots 1,5$) ein. Um diesen Effekt experimentell nachzuweisen, wurde am STTF-Prüfstand das TEC ausgewählt, welches normalerweise eine Cut-off Auslegung nicht erlaubt.

Abbildung 12 zeigt zur Erläuterung das gewählte Schaufelzahlverhältnis des „Inverse Cut-off TEC“ im Vergleich zum Standard-TEC. Deutlich wird die dafür notwendige wesentliche Erhöhung der TEC-Schaukelzahl, da der Rotor nicht verändert werden sollte. Mittels dieser Änderung wurde prognostiziert, dass die Interaktionsmode aus der Interaktion Rotor-TEC am gewählten Betriebspunkt Approach und der 1. BPF Cut-off wird.

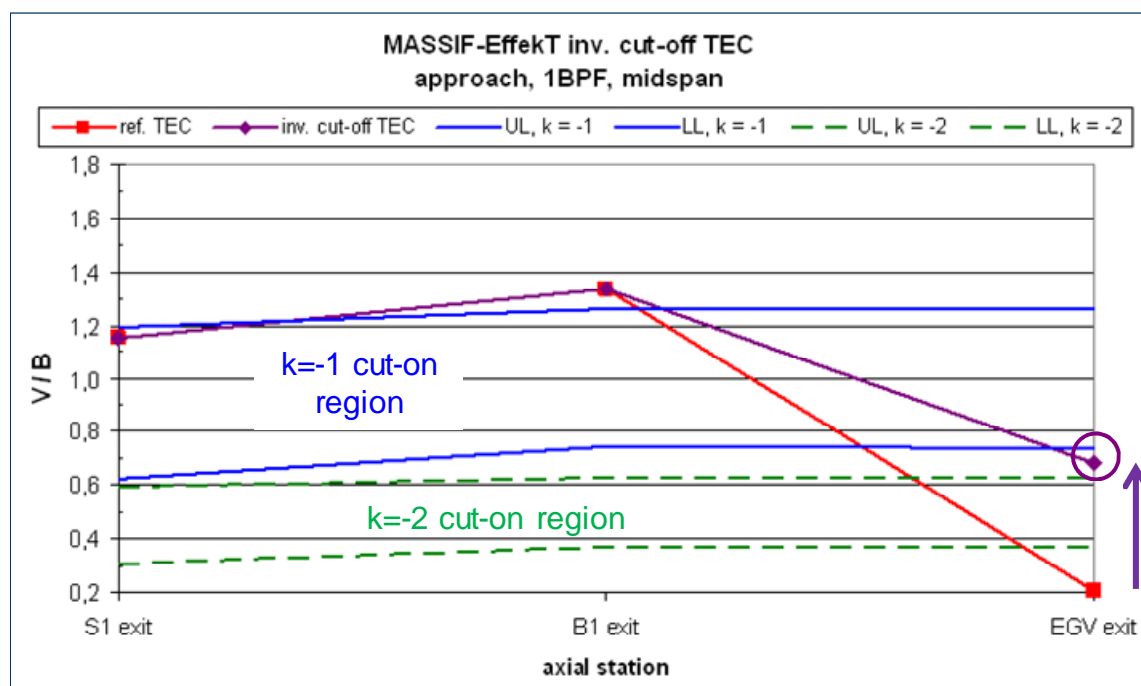


Abbildung 12: Definition des Schaufelzahl-Verhältnisses für Inverse Cut-off am Beispiel TEC an STTF (TU Graz)

Jedoch ergeben sich zusätzlich, zu diesem direkt zu erwartenden Effekt der betroffenen Interaktionsmode, noch Einflüsse der geänderten Schaufelzahlwahl des TEC auf die stromauf generierten Moden, welche andere Verhältnisse bezüglich der Streuung erfahren. Abbildung 13 verdeutlicht dies anhand der Anzahl der jeweils am Betriebspunkt Approach angeregten bzw. gestreuten Umfangsmoden. Details sind den AIAA-Papern von Broszat^{6,7} zu entnehmen.

number of cut-on modes		reference TEC		inv. cut-off TEC	
		1BPF	2BPF	1BPF	2BPF
IGV-B1	primary	1	1	1	1
	scattered	2	5	✓	no scattered components
S1-B1	primary		1		1
	scattered	2	5	✓	no scattered components
B1-EGV	primary	3	6	✓	inverse cut-off (as designed)

primary: directly excited mode orders by airfoil interactions,
scattered: modes excited due to scattering at downstream airfoil rows

Abbildung 13: Übersicht der Anzahl angeregter Interaktionsmoden am STTF am Betriebspunkt Approach

Nach Festlegung der akustisch motivierten Schaufelzahl des Inverse Cut-off TEC wurde dies aerodynamisch umgesetzt mit der Maßgabe, soweit als möglich die aerodynamischen Verhältnisse konstant zu halten. Zudem wurde die Vorderkanten-Position der TEC-Schaukeln beibehalten, um die Stärke der Anregung durch den Rotor nicht zu beeinflussen. Beide Maßnahmen dienten dazu, nach Möglichkeit den akustischen Effekt aufgrund Inverse Cut-off von anderen Einflüssen zu trennen.

Abbildung 14 zeigt als Beispiel den Vergleich der Machzahlen im Mittelschnitt im ADP für das Standard- (links) sowie Inverse Cut-off TEC (rechts).

Deutlich wird die gute Übereinstimmung der Strömungszustände und zudem die aufgrund der Schaufelzahl-Anpassung resultierende merklich reduzierte Sehnenlänge des Inverse Cut-off TEC (gleiches Teilungsverhältnis).

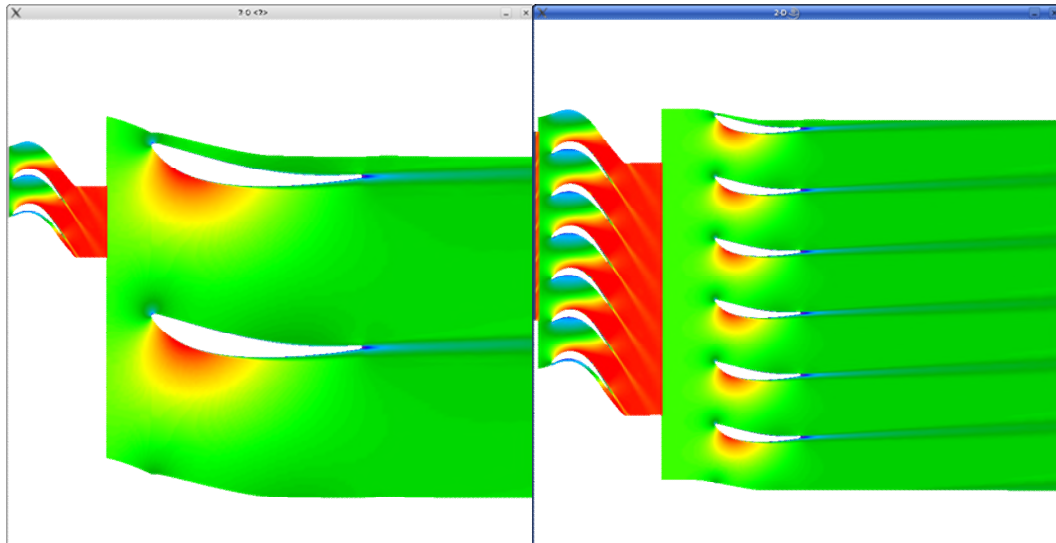


Abbildung 14: Machzahl-Verteilung im Mittelschnitt @ ADP, Standard-TEC (links) vs. Inverse Cut-off TEC (rechts)

Basierend auf dieser Geometrie wurde die Hardware gefertigt und für den Einsatz am Prüfstand vorbereitet. Die Messkampagne umfasste aerodynamische Traversen zum Abgleich der stationären Strömungszustände zwischen CFD und Experiment sowie die übliche Traverse des wandbündigen Mikrofonarrays im Austrittskanal. Vermessen wurden die oben bereits erwähnten (Standard-) Akustik-Betriebspunkte Approach, Cutback und Sideline sowie eine Drehzahlvariation im Approach-Bereich zur Absicherung der Robustheit des Inverse Cut-off Designs (relativ schmaler Cut-off Kanal, vgl. Abbildung 12).

Abbildung 15 zeigt nun am Beispiel des nominellen Lande-Betriebspunkts die experimentell erzielten Ergebnisse für das Inverse Cut-off TEC (rote Balken) gegenüber dem Standard-TEC mit geringerer Schaufelzahl (blaue Balken). Dargestellt ist der Schallleistungspegel (PWL) in dB über der Umfangsmodenordnung (m). Wie angedeutet zeigt sich dabei aufgrund der experimentellen Gegebenheiten und Schallfeldanalyse-Verfahren ein nicht unbedeutendes Rauschniveau (orange gestrichelte Linie), welches den erzielbaren Effekt limitiert. Hierbei befinden sich die beiden angeregten Moden $m = +3$ u. $m = +18$ bereits im Bereich dieses Rauschpegels, die dominante Mode $m = -12$ sticht jedoch daraus hervor und kann somit aufgrund des Inverse Cut-off Designs um ca. 15 dB reduziert werden.

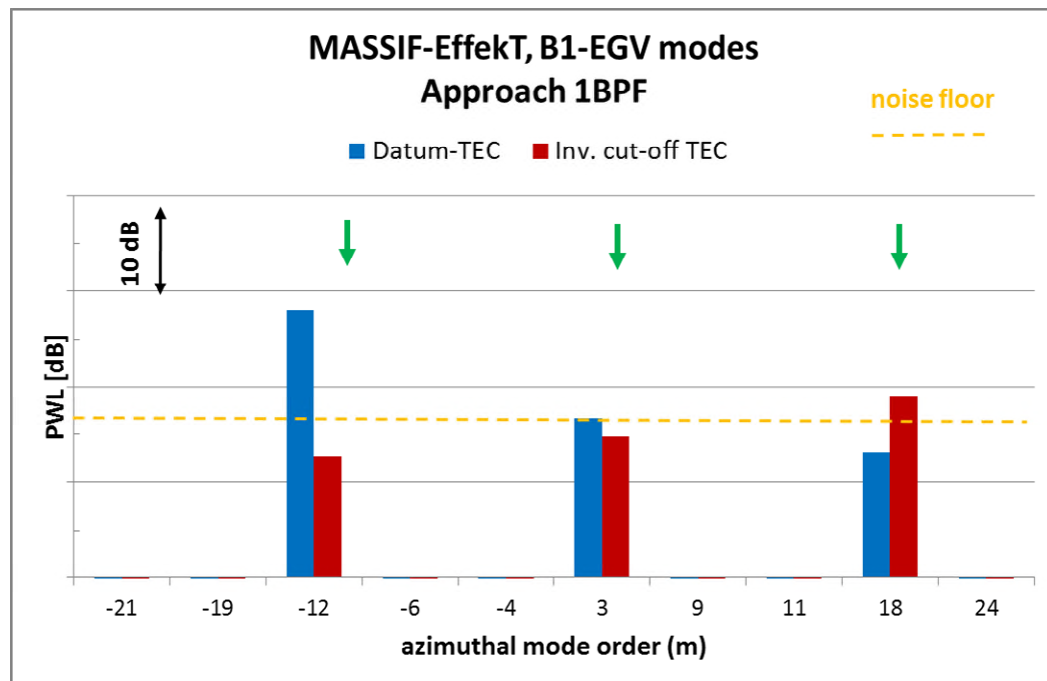


Abbildung 15: Vergleich der experimentell beobachteten Schalleistungspegel aus Interaktion B1-EGV für Inverse Cut-off TEC u. Standard-TEC, Approach, 1 BPF

In Summe aller relevanten betroffenen Interaktionen (S1-B1 u. B1-EGV) ergibt sich damit ein erzielter, experimentell nachgewiesener Effekt von 9 dB Reduktion, wobei nochmals betont werden muss, dass dies im Wesentlichen durch das bei Approach relativ hohe Rauschniveau der Moden limitiert ist.

In der numerischen Simulation spielt jenes eine deutlich geringere Rolle, da zum einen kein Messrauschen, keine Nebengeräusche, aber auch keine Analyse-Artefakte aufgrund der Verfügbarkeit einer sehr hohen Zahl von virtuellen Messstellen auftreten.

Abbildung 16 vergleicht nun insgesamt den prognostizierten und messtechnisch nachgewiesenen Effekt. Dabei ist in der linken Darstellung (Experiment) die PWL-Reduktion in dB aufgetragen, wobei auf der rechten Seite (Simulation) die absoluten PWL-Werte dargestellt sind. Bei Summation über alle Azimutalmoden ergibt sich eine Reduktion von ca. 3,5 dB, bei Beschränkung auf die nach Tyler & Sofrin⁸ den Schaufelinteraktionen zuzuordnenden Moden ca. 6,5 dB und bei Bereinigung der IGV-B1 Interaktion (welche nur indirekt betroffen ist) oben genannte 9 dB Reduktion.

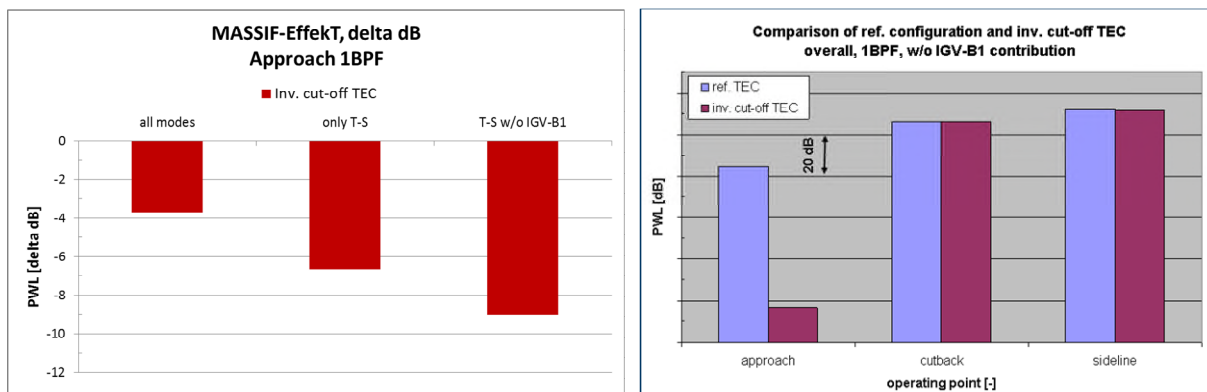


Abbildung 16: Vergleich der prognostizierten und gemessenen Schalleistungs-Reduktionen, Inverse Cut-off TEC vs. Standard-TEC, Approach, 1BPF

Insgesamt bestätigen die Ergebnisse damit eindeutig das Auftreten des Inverse Cut-off Phänomens und dessen Anwendbarkeit in einer Turbomaschine.

(3) Hohlschaufel-Absorber

In dieser dritten Teilaufgabe des Arbeitspakets sollte ein Helmholtz-Resonator in eine am STTF-Rig zu testende Turbinenschaufel integriert werden. Rechnerische Vorhersagen aus dem vorangegangenen LuFo III – Vorhaben NASGET anhand eines Turbinen-Stators ließen dabei eine merkliche Reduktion des angeregten Schallpegels bei einer Hohlschaufel mit integriertem Helmholtz-Resonator erwarten (-3 dB).

In der experimentellen Umsetzung am bereits oben beschriebenen Prüfstand sollte der Effekt des Resonators sowohl auf dort entstehende, als auch auf stromauf erzeugte Schallmoden untersucht werden. Dazu bot sich in diesem Fall das TEC an. Aufgrund der größeren Ähnlichkeit zu einem Stator wurde dabei das Inverse Cut-off Profil ausgewählt.

Die nachstehende akustische Auslegung des Resonators, welche für die Start-Betriebspunkte ihre maximale Wirkung zeigen sollte, beinhaltete Variationen der Wandstärke, Lochposition, Lochgröße und -verteilung. Dabei konnten die Trends einzelner Designs klar beobachtet werden, die erzielbare Einfüge-Dämpfung besaß jedoch toolbedingt eine höhere Unsicherheit.

Aus diesem Grund wurden numerische Berechnungen mittels des bereits beschriebenen linearisierten Verfahrens Lin3d unter Verwendung der aus der Auslegung

abgeleiteten Impedanz des Resonators durchgeführt. Hiermit zeigte sich ein prognostizierter Effekt von 1 dB Reduktion bei der (Ziel-)Frequenz 1BPF. Dieser Wert erschien für einen experimentellen Nachweis einerseits grenzwertig, andererseits sollte diese zunächst unerwartet geringe Wirkung näher untersucht werden.

Dazu wurden weitergehende Analysen analytisch-numerischer Natur durchgeführt, welche das Standard-TEC in die Untersuchung einbezogen, da die Vermutung nahe lag, dass aufgrund des geringen Resonator-Volumens der kurzen Inverse Cut-off Schaufel die absorbierte Schalleistung begrenzt sei.

Das Ergebnis dieser Variante im Vergleich zum prognostizierten Effekt beim Inverse Cut-off TEC ist Abbildung 17 zu entnehmen.

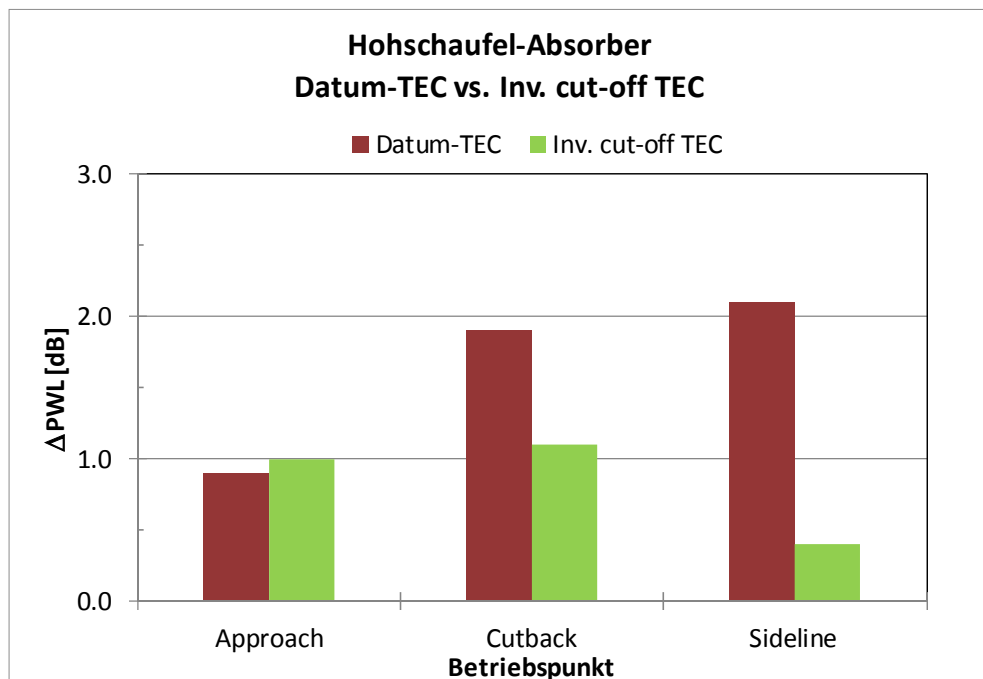


Abbildung 17: Vergleich der prognostizierten Einfügungsdämpfung der untersuchten Resonatorkonzepte

Hier zeigt sich deutlich der Trend eines zunehmenden Effekts bei möglicher Verwendung des Standard-TEC, bei welchem bei den Takeoff-Betriebspunkten ca. 2 dB Reduktion vorhergesagt wurden. Dieser liegt zum einen im höheren Resonator-Volumen, zum anderen der größeren möglichen Wandstärke begründet, welche die Halsdicke des Resonators bestimmt.

Parallel zu diesen numerischen Arbeiten wurden Fertigungsversuche der resultierenden Hohlschaufel-Profile mit integrierten Resonatoren durchgeführt. Da sich diese mittels konventioneller Verfahren nicht herstellen ließen, wurde auf ein generatives Verfahren (SLM = Selective Laser Melting) zurückgegriffen. In diesem erfolgt der Aufbau durch schichtweises Verschmelzen des Pulvermaterials anhand der CAD-Geometrie. Damit lassen sich nahezu alle Formen und Bauteile herstellen, es bestehen jedoch auch verfahrensbedingte Einschränkungen. So ergibt sich abhängig von der Aufbaurichtung ein geometrischer Verzug, der minimiert werden muss. Zudem wurde untersucht, bis zu welcher Lochgröße das in der Schaufel verbleibende Pulver noch entfernt werden kann. Zu diesem Zweck wurden zwei Iterationen von Schaufeln gefertigt und die zielführenden Parameter abgeleitet. Weiterhin wurde die Fertigbearbeitung der Schaufeln nach dem SLM-Prozess erprobt.

Abbildung 18 zeigt ein CAD-Modell des Hohlschaufel-Resonators (links) sowie ein Exemplar einer gefertigten Schaufel nach dem SLM-Prozess (ohne Nachbearbeitung).

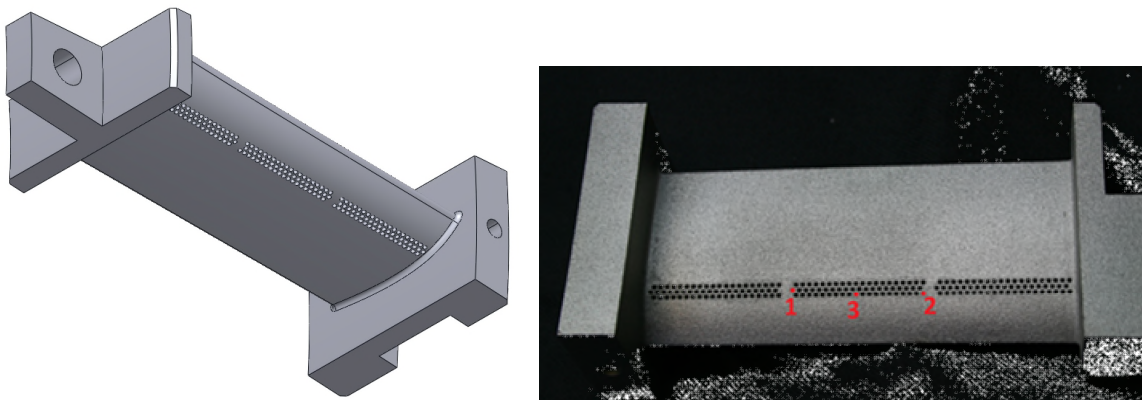


Abbildung 18: CAD-Modell und gefertigte Hardware des in die TEC-Schaukel integrierten Resonators

Aufgrund der oben beschriebenen analytischen Bewertung, die nur ein geringes, messtechnisch kaum nachzuweisendes Schallminderungspotenzial der Hohlschaufel ergab, und angesichts des Budget- und Zeitrahmens wurde entschieden, die Arbeiten im Rahmen dieses Vorhabens nicht fortzuführen, d.h. keine Hardware für den Rig-Versuch zu fertigen und dort zu testen.

3.1.3 AP2.3 Ausbreitung des Turbinen- und Mischerlärms

(1) Berechnung Breitbandlärm Blütenmischer

Zur Modellierung breitbandiger Schallentstehung sind RANS-Modelle, wie üblicherweise im CFD-Verfahren TRACE verwendet, nicht geeignet, da sie eine Mittelung der turbulenten Größen einsetzen. Insofern ist es notwendig, zu höherwertigen numerischen Verfahren überzugehen, z.B. LES (Large Eddy Simulation) oder DES (Detached Eddy Simulation), welche zumindest die größeren turbulenten Strukturen auflösen, die kleineren jedoch modellieren. Im Gegensatz zur LES, welche somit ein sehr feines Netz im gesamten Strömungsgebiet erfordert, handelt es sich bei der DES um ein hybrides Verfahren, welches je nach Strömungszustand und geometrischer Position (Wandabstand) entweder im RANS-Modus (z.B. im wandnahen Bereich) oder im LES-Modus arbeitet (in größeren abgelösten Gebieten). Ein Filter detektiert dabei u.a. anhand der Zellgeometrie die zu verwendende Formulierung.

Dieses Verfahren eignet sich aufgrund dieser Fähigkeit ideal für Anwendungen, welche große abgelöste Strukturen aufweisen, z.B. den hier zu untersuchenden und in Abbildung 19 dargestellten Blütenmischer. Dabei beschränkt sich die Simulation auf ein Mischersegment und verwendet periodische Randbedingungen in Umfangsrichtung, eine Vereinfachung, welche aufgrund der prognostizierten Rechenzeit und Modellauflösung notwendig wurde.

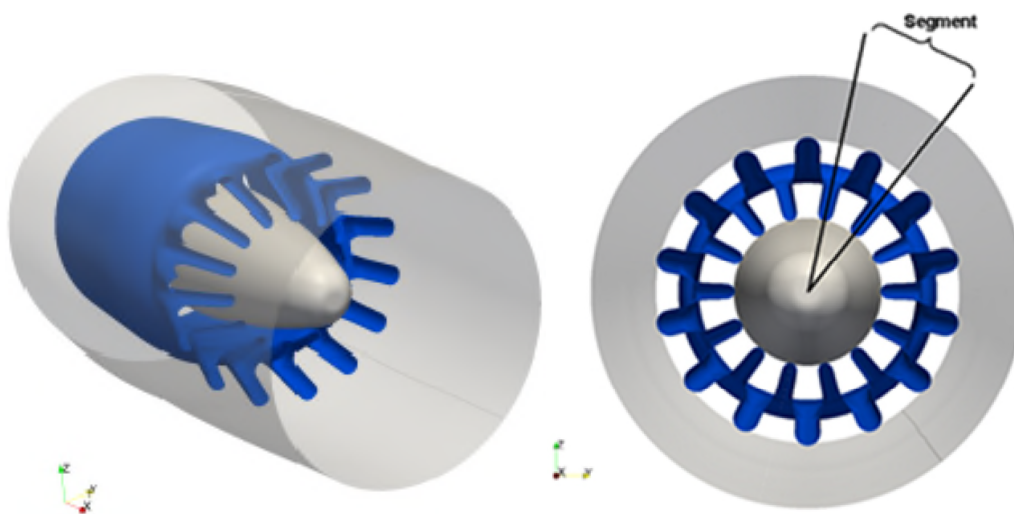


Abbildung 19: Geometrie des zu berechnenden Blütenmischers

Das zur Berechnung des Breitbandlärms zu verwendende DES-Modell lehnt sich an die Formulierung von Strelets⁹ an, verwendet jedoch das im Turbomaschinenbereich übliche $k-\omega$ Zwei-Gleichungs-Turbulenzmodell nach Wilcox¹⁰.

Dieses galt es in TRACE zu integrieren und entsprechend zu kalibrieren. Ein üblicherweise dafür verwendeter Testfall ist der Zerfall isotroper Turbulenz nach Comte-Bellot¹¹. Ergebnisse der entsprechenden Simulation eines Einheitswürfels zeigt Abbildung 20 anhand Isoflächen der Wirbelviskosität (Eddy Viscosity) zu verschiedenen Simulationszeitpunkten.

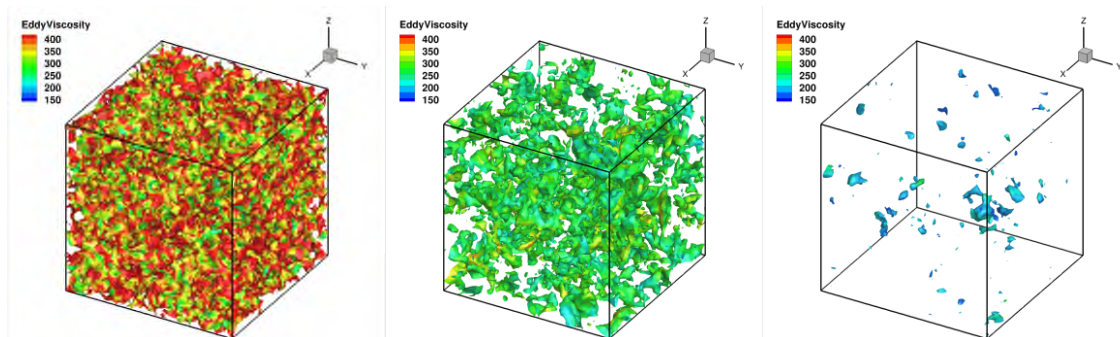


Abbildung 20: Zerfall isotroper Turbulenz, Iso-Flächen der Eddy Viscosity zu unterschiedlichen Simulationszeitpunkten

Einen quantitativen Vergleich zu den experimentellen Daten zeigt Abbildung 21 anhand der räumlich gemittelten Energiespektren zu ebenfalls drei Simulationszeitpunkten. Aus diesem Vergleich konnte die Kalibrierungskonstante berechnet werden.

Dieses Verfahren wurde dann auf die zu berechnende Geometrie eines Blütenmischer-Segments angewendet. Eine detailliertere Beschreibung findet sich in Wellner.¹² Aufgrund der komplexen Geometrie erwies sich dabei die Netzgenerierung als sehr anspruchsvoll. Hierbei musste darauf geachtet werden, dass alle Netzzellen eine gute Zellqualität aufwiesen und den jeweiligen Ansprüchen der unterschiedlichen Regimes (wandnaher Bereich, Wirbelstrukturen hinter dem Mischersegment etc.) gerecht wurden. Zudem müssen akustische Wellen der zu erwartenden Frequenzen und räumlichen Strukturen noch hinreichend aufgelöst werden. Dazu wurden 80 Zellen pro Wellenlänge der abgeschätzten höchsten relevanten Frequenzanteile gewählt. Insgesamt führte dies zu ca. 40 Millionen Netzzellen.

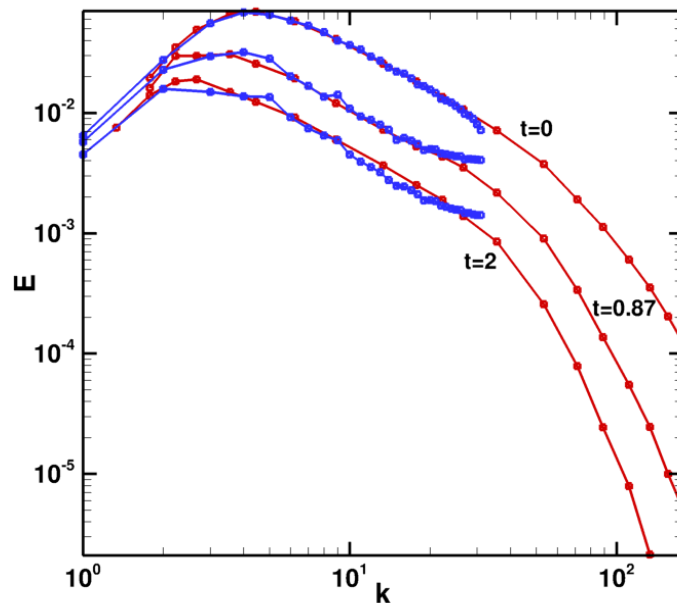


Abbildung 21: Zerfall isotroper Turbulenz, Energiespektrum zu 3 Simulationszeitpunkten, Experiment (rot) vs. DES-Simulation (blau)

Die Zeitschrittweite wurde so gewählt, dass die höchste relevante zu erwartende Frequenz mit 512 Zeitschritten aufgelöst wurde. Die Simulationsdauer bis zur Datenaufzeichnung betrug 60 Perioden (basierend auf dieser charakteristischen Frequenz), um den turbulenten Strukturen zu erlauben, sich voll zu entwickeln. In diesem Zustand wurden dann 16 Perioden aufgezeichnet, wobei 3d-Daten als auch 2d-Flächen-Daten zur weiteren Auswertung gespeichert wurden.

Abbildung 22 zeigt beispielhaft ein Ergebnis der resultierenden Strömung anhand einer Isofläche der Wirbelstärke, wobei die Farbgebung der Temperatur des jeweiligen Luftteilchens entspricht (rot = heiß, blau = kalt). Hierdurch werden die komplexe Strömungsstruktur und die Vermischungsprozesse deutlich sichtbar.

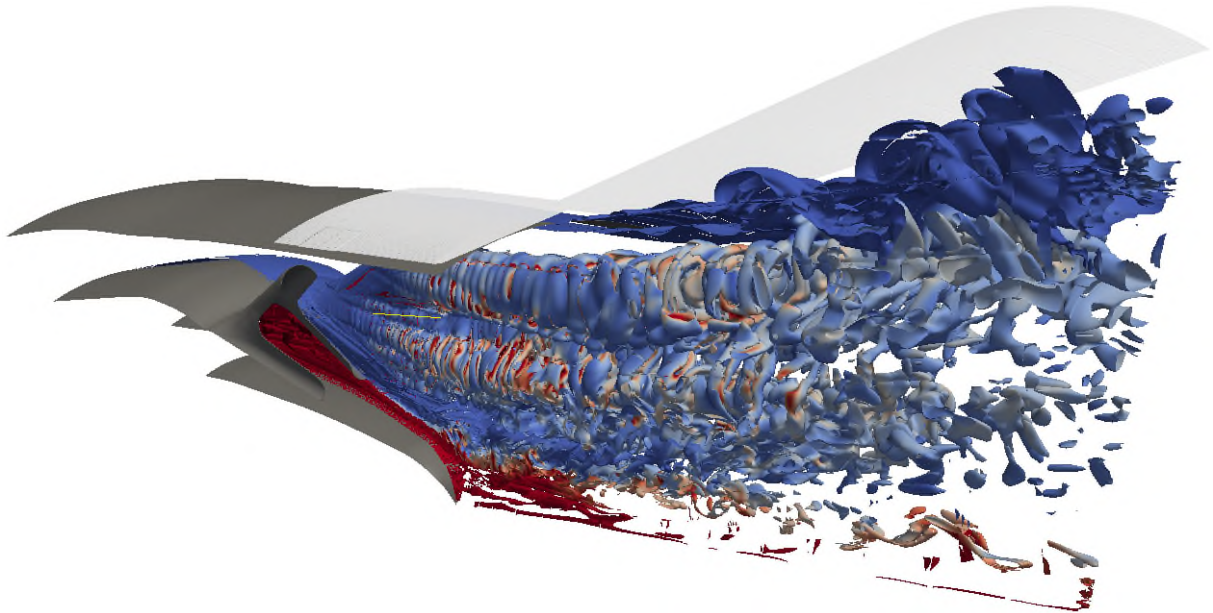


Abbildung 22: Strömungsfeld des Blütenmischers, Iso-Flächen gleicher Wirbelstärke, eingefärbt anhand der Temperatur

Zur akustischen Auswertung, welche mittels des Ffowcs-Williams & Hawkings Ansatzes einer permeablen Referenzfläche mittels der kommerziellen Software ACTRAN¹³ durchgeführt wurde, mussten Daten auf einer zuvor definierten Analysefläche herausgeschrieben werden. Um den Vergleich des Einflusses der Lage der Analysefläche zu erlauben, wurden die folgenden, in Abbildung 23 illustrierten Analyseflächen verwendet:

- eine offene Analysefläche, welche relativ nahe der äußeren Düsenkontur folgt und dann im hinteren Bereich parallel zur mittleren Strömung abknickt (gelb),
- eine etwas radial nach außen verschobene Analysefläche, ansonsten aber entsprechend der ersten Fläche (grün),
- eine der ersten Fläche folgende Analysefläche, welche jedoch im hinteren Bereich zur Achse geschlossen wird (blau).

Die Überlegungen hinter dieser Wahl beziehen sich auf die Untersuchung des Einflusses der beiden gegenläufigen Effekte bei der radialen Positionierung der Fläche. Einerseits sollen von der Fläche alle relevanten Quellen eingeschlossen werden, andererseits möchte man vermeiden, diese zu weit außen zu platzieren, um die numerische Dissipation zu minimieren (gelbe vs. grüne Fläche). Im Vergleich der

gelben gegenüber der blauen Fläche ist zudem die Frage relevant, ob die Analysefläche geschlossen werden soll, um alle Quellen abzudecken oder ob sich der Einfluss der inhomogenen Strömung im Bereich hinter der Düse eher störend auf das Analyse-Ergebnis auswirkt.

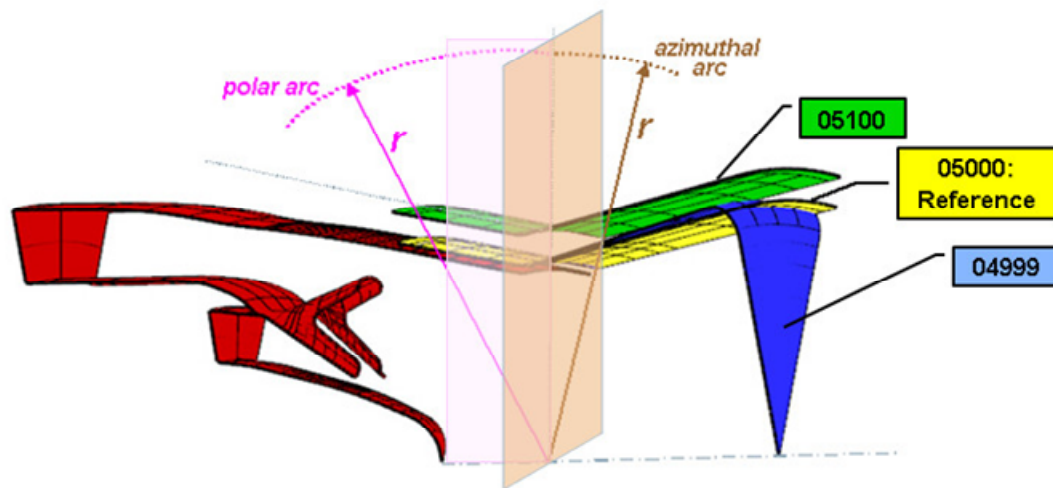


Abbildung 23: Mischgeometrie und verwendete Analyseflächen

Die akustische Auswertung erfolgte daraufhin mittels des in ACTRAN verfügbaren FWH-Solvers, welcher die akustischen Anteile der instationären Strömung herausfiltert und mittels eines integralen Ansatzes ins Fernfeld projiziert. Hierfür wurden Mikrofonpositionen auf einem azimutalen und polaren Kranz definiert, wie in Abbildung 23 dargestellt.

Bei der Fourier-Transformation der Daten aus dem Zeit- in den Frequenzbereich war zudem eine geeignete Fensterung zu wählen, um Analyseartefakte zu minimieren. Da das aus der Analyse resultierende Spektrum nicht im Vorhinein bekannt war, wurden verschiedene Fensterungen ausprobiert, u.a. ein Rechteckfenster und ein Hanning-Fenster. Die entsprechenden Ergebnisse sind in Abbildung 24 im Vergleich dargestellt. Zusätzlich beinhalten die Abbildungen eine Benchmark-Referenzlösung eines anhand einer Vielzahl von Daten validierten semi-empirischen Verfahrens.¹⁴

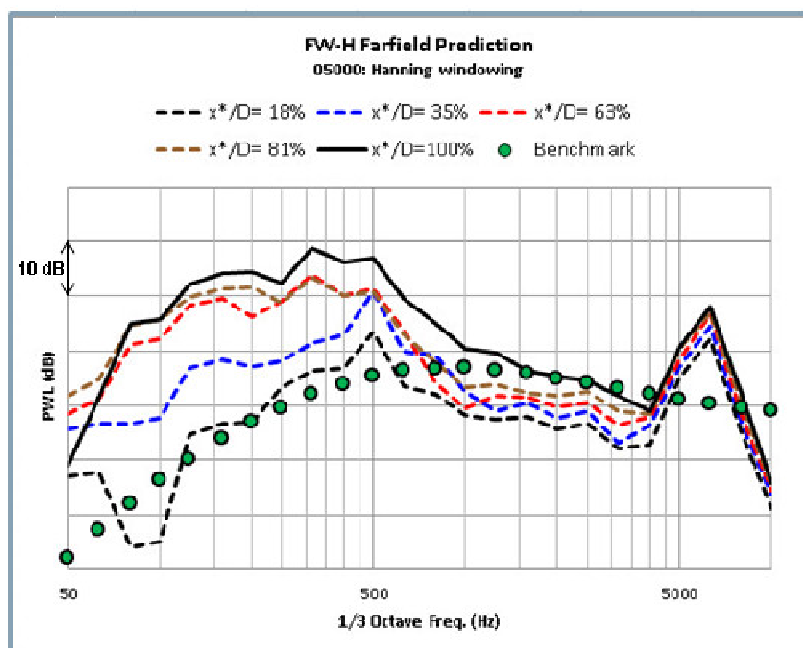
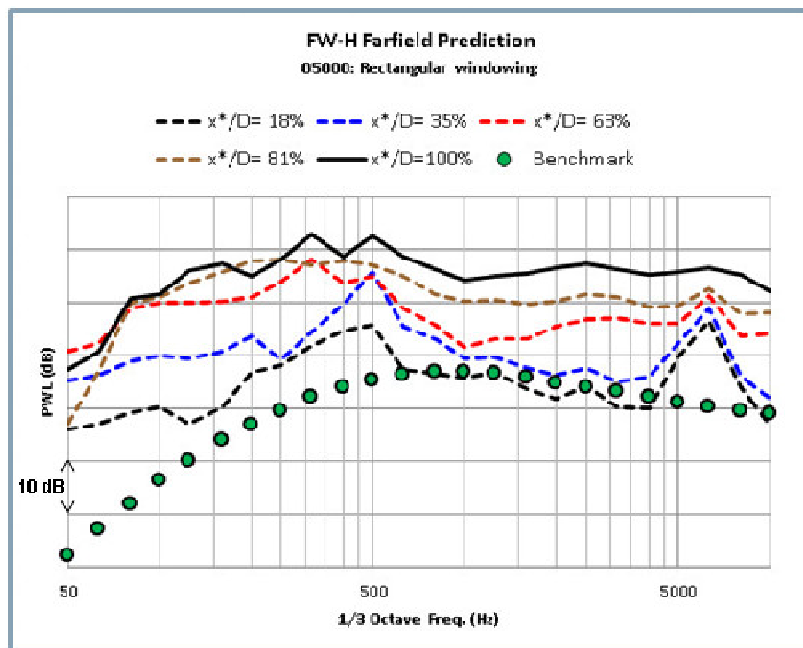


Abbildung 24: Schalleistungsspektren unterschiedlicher Analyseflächen-Anteile gegenüber einer Benchmark-Lösung, Vergleich von Rechteck- (oben) und Hanning-Fensterung (unten)

Im Vergleich zeigen sich einerseits ein Offset des Schalleistungspegels gegenüber der Referenzlösung und andererseits ein deutlicher hochfrequenter tonaler Peak bei der Verwendung der Hanning-Fensterung. Dieser konnte zunächst nicht erwartet werden, da der Mischungslärm eher breitbandige Natur haben sollte. Weitere Details der Analyse, welche auch die unterschiedlichen Kurven unterschiedlicher axialer

Erstreckung der Analyseflächen betreffen, sind Traub et al.¹⁵ zu entnehmen.

Der Vergleich der drei verwendeten Analyseflächen ist in Abbildung 25 dargestellt. Im Wesentlichen zeigen sich im Vergleich der beiden offenen Flächen (gelb u. grün) qualitativ keine Unterschiede, wobei die radial weiter außen positionierte Fläche (grün) im größten Teil des betrachteten Frequenzbereichs minimal niedrigere Werte aufweist, welches einer leichten numerischen Dissipation zugeordnet werden kann. Demgegenüber zeigt die zur Achse hin geschlossene Fläche eine andere Charakteristik, auch im nieder- und mittelfrequenten Bereich, wobei vermutet wird, dass die Fehler aufgrund der Verletzung der Annahmen einer homogenen Strömung für den FWH-Ansatz überwiegen gegenüber den Vorteilen der vollständigen Umschließung des Gebiets.

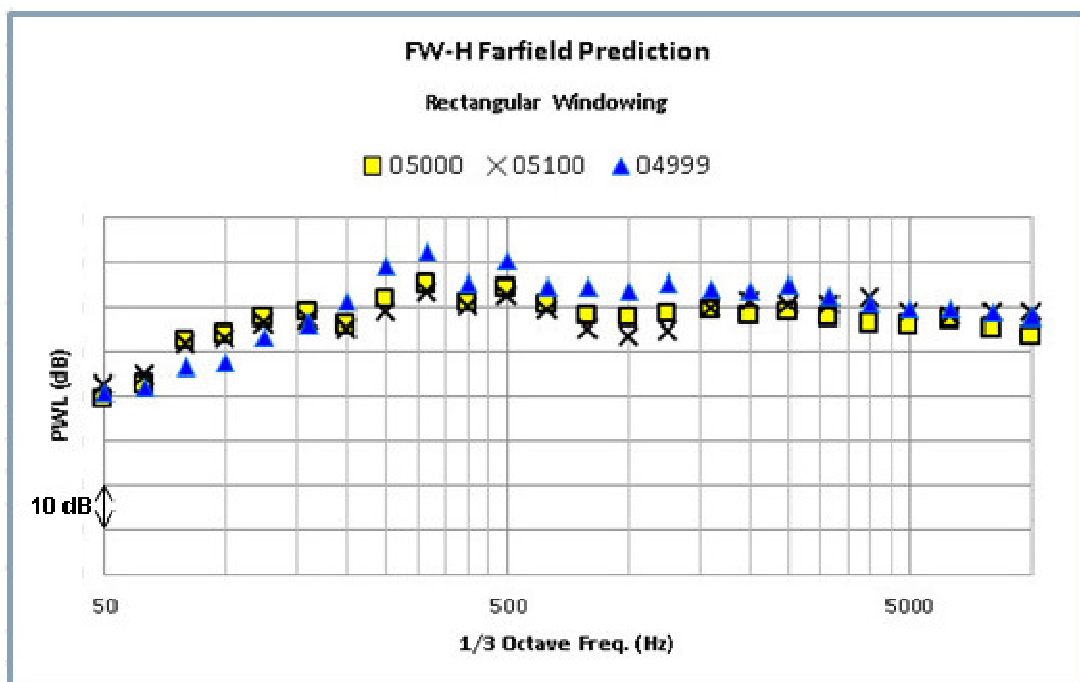


Abbildung 25: Schallleistungsspektren im Vergleich der drei Analyseflächen

(2) Berechnung Ausbreitung Turbinenlärm durch Düse

In dieser Aufgabe wurden zunächst sehr vereinfachte Fälle der Abstrahlung einer akustischen Mode von einer Kreisdüse bzw. koaxialen Düse mit dem kommerziellen Finite Element Verfahren ACTRAN TM nachmodelliert und mit den analytischen Ergebnissen von Munt¹⁶ und aus dem EU-Projekt TURNEX verglichen. Dies diente der ersten Erfahrungssammlung mit diesem Verfahren.

Abbildung 26 zeigt dabei einen ausgewählten Fall, in welchem nebeneinander die beiden Lösungen in Form des Realteils des Schalldrucks dargestellt sind. Die Strömung weist in dieser Darstellung von unten nach oben. Es zeigt sich eine zu erwartende sehr gute Übereinstimmung bezüglich der Beugung der Schallwelle an der Öffnung.

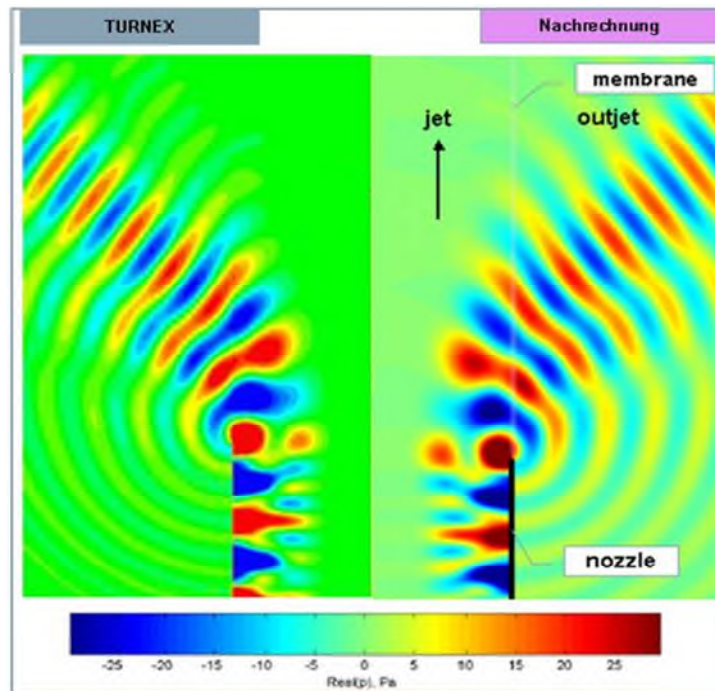


Abbildung 26: Abstrahlung von Kreisdüse, Vergleich zu TURNEX Referenzlösung, Realteil des Schalldrucks

Abbildung 27 stellt den nächsten Schritt der Untersuchungen dar, hierbei wurde eine koaxiale Düse modelliert und beide Strömungskanäle wiesen unterschiedliche Geschwindigkeiten auf. Es ergaben sich somit zwei Scherschichten, durch welche die Schallmode sich ausbreitete. Hierbei ist allerdings zu bemerken, dass in diesem Schritt die Scherschichten nicht detailliert berechnet und modelliert wurden, sondern mittels sogenannter Membran-Elemente verschwindender Dicke abgebildet wurden.

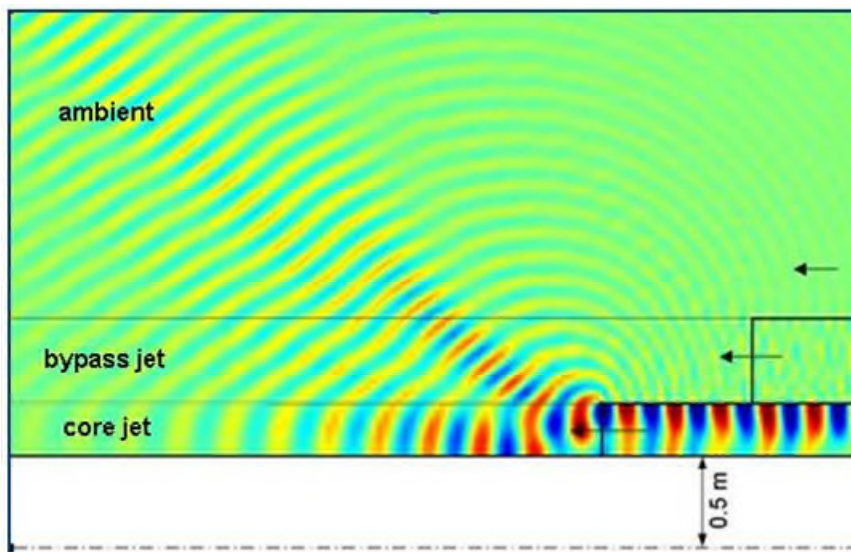


Abbildung 27: Abstrahlung von coaxialer Düse

Im weiteren Projektverlauf wurde eine realitätsgetreue Düsengeometrie einer kurzen Düse (short cowl) modelliert und berechnet (siehe Abbildung 28). In diesem Fall wurde die Strömung mittels des CFD-Verfahrens TRACE berechnet. Diese konnte dann in der akustischen Ausbreitungsrechnung mittels ACTRAN als Hintergrundströmung verwendet werden. Allerdings musste hierzu zunächst eine Schnittstelle zum in der TRACE-Prozesskette verwendeten .cgns Format geschaffen werden.

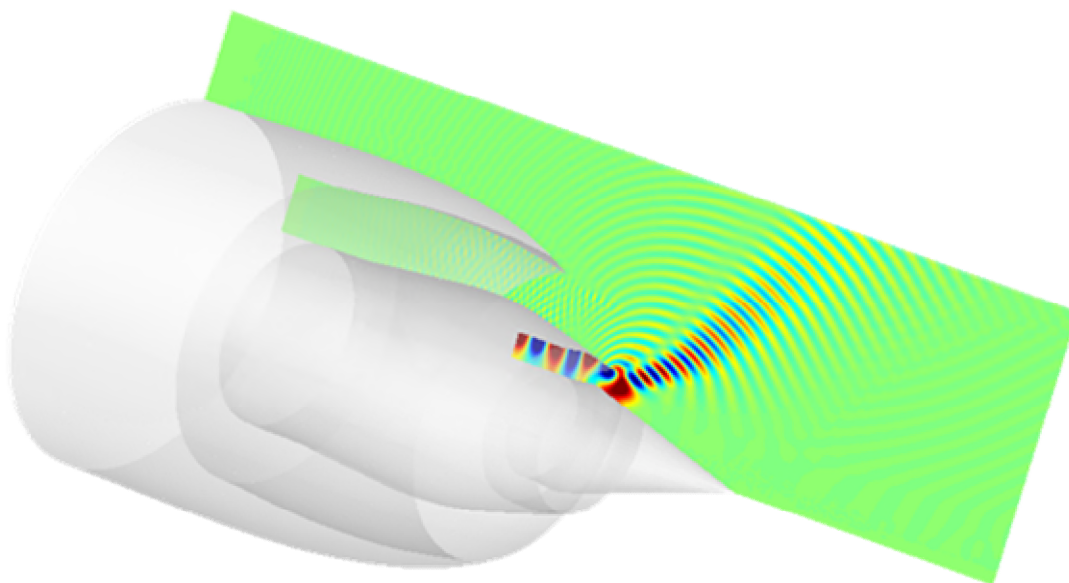


Abbildung 28: realistische Düsengeometrie (short cowl) mit Ausbreitung akustischer Mode aus Kernstrom

Anschließend konnte die Ausbreitung der Schallmode durch die inhomogene Strömung der Düse und die Scherschichten simuliert werden. Hierbei wurde die Scherschicht nicht mehr modelliert, sondern konnte mittels des in ACTRAN TM zur Verfügung stehenden Möhring-Operators¹⁷ direkt aus der CFD-Lösung verwendet werden. Die untersuchten Schallmoden entsprachen dabei typischen NDT-Moden und Frequenzen, welche mittels hausinterner Verfahren für die NDT des korrespondierenden Triebwerks errechnet wurden. Abbildung 29 und Abbildung 30 zeigen exemplarisch entsprechende Ergebnisse für den Lande- bzw. Startbetriebspunkt. Eingefügt ist zudem jeweils der Vergleich zu einem höherwertigen Verfahren, ACTRAN DGM (=Discontinuous Galerkin Method), einem linearisierten Euler-Verfahren höherer Ordnung. Der Unterschied in der Lösung ist dabei sehr gering, eine Tatsache, welche zu Projektbeginn nicht erwartet wurde, da die Düsenströmung wesentlich größere Inhomogenitäten aufweist als z.B. die Strömung eines Einlaufs.

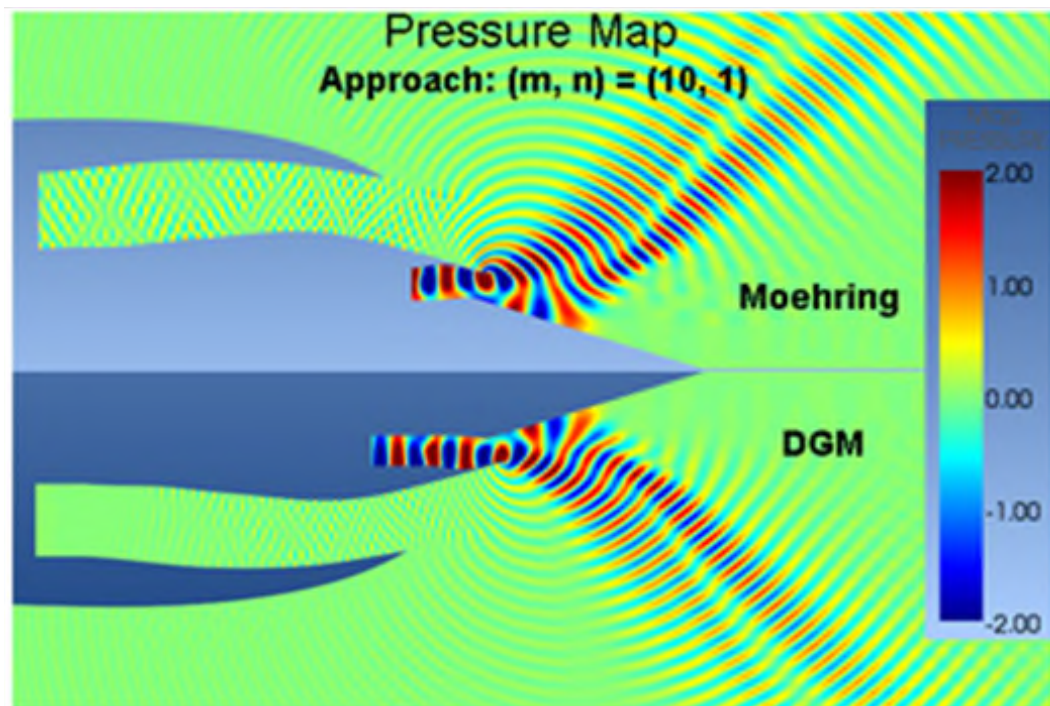


Abbildung 29: Ausbreitung Schallmode aus Kernstrom, Landebetriebspunkt, Vergleich ACTRAN TM - DGM, Realteil des Schalldrucks

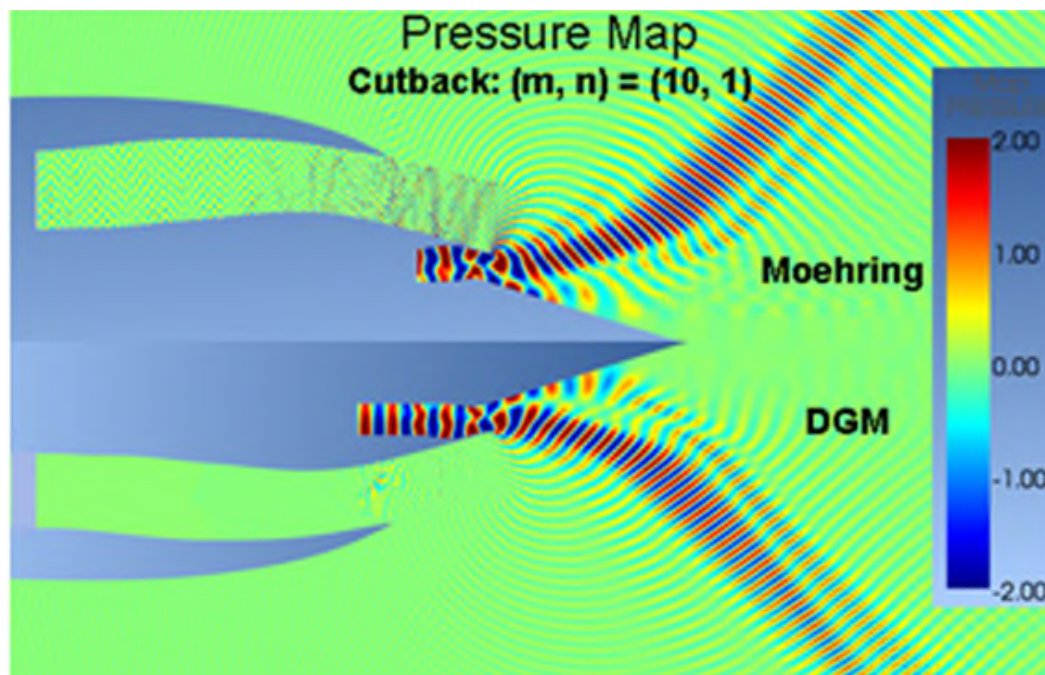


Abbildung 30: Ausbreitung Schallmode aus Kernstrom, Startbetriebspunkt, Vergleich ACTRAN TM - DGM, Realteil des Schalldrucks

Die abschließenden Untersuchungen dieser Teilaufgabe befassten sich mit dem Einfluss der Düsenform auf die Schallabstrahlung. Dazu wurde von der oben gezeigten Düse eine äquivalente lange (gemischte) Düse abgeleitet, welche den gleichen Schub liefert. Für beide wurden nun die Strömungslösungen am Lande- und Startbetriebspunkt berechnet. Diese sind jeweils im Vergleich in Abbildung 31 dargestellt. Es zeigen sich im Bereich der engsten Querschnitte und auch der weiteren Düsenströmung merkliche Unterschiede.

Diese bewirken dann auch bei der Schallausbreitung im Kanal und nachfolgenden Beugung am Düsenaustritt und Brechung an den Scherschichten deutliche Unterschiede. So kommt es bei der langen, gemischten Düse konsistent zu höheren Abstrahlwinkeln von der Achse weg, wie in Abbildung 32 beispielhaft dargestellt.

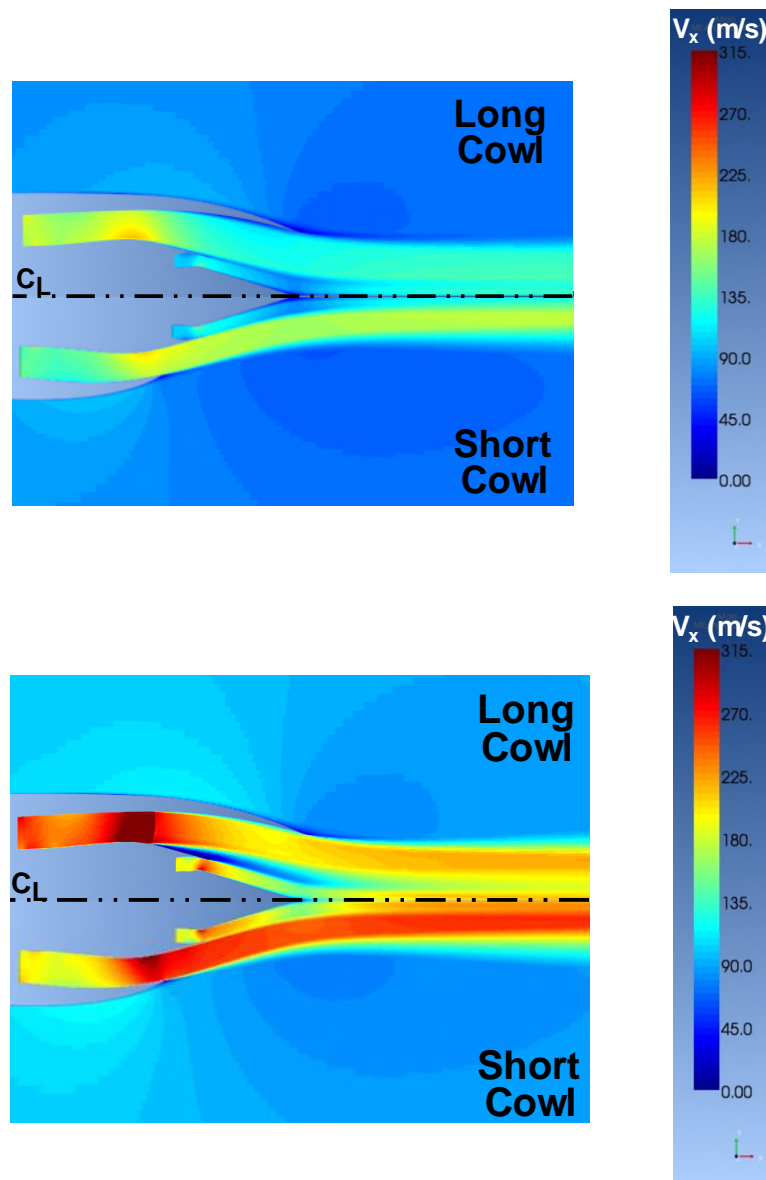


Abbildung 31: Strömungsverhältnisse in der Düse, Vergleich der beiden Geometrien, Lande- (oben) u. Startbetriebspunkt (unten)

Um zu untersuchen, ob dieser Effekt in den unterschiedlichen Strömungsverhältnissen oder den geometrischen Änderungen begründet liegt, wurde ein Vergleich derselben Mode in beiden Fällen ohne Strömung hinzugefügt. In diesem Fall zeigt sich eine nahezu perfekte Übereinstimmung der Ergebnisse beider Düsen (gestrichelte Linien in Abbildung 33), was nahelegt, dass der wesentliche unterscheidende Effekt nicht auf unterschiedlicher Beugung am geänderten Düsenaustritt, sondern unterschiedlicher Brechung an den jeweiligen Scherschichten beruht.

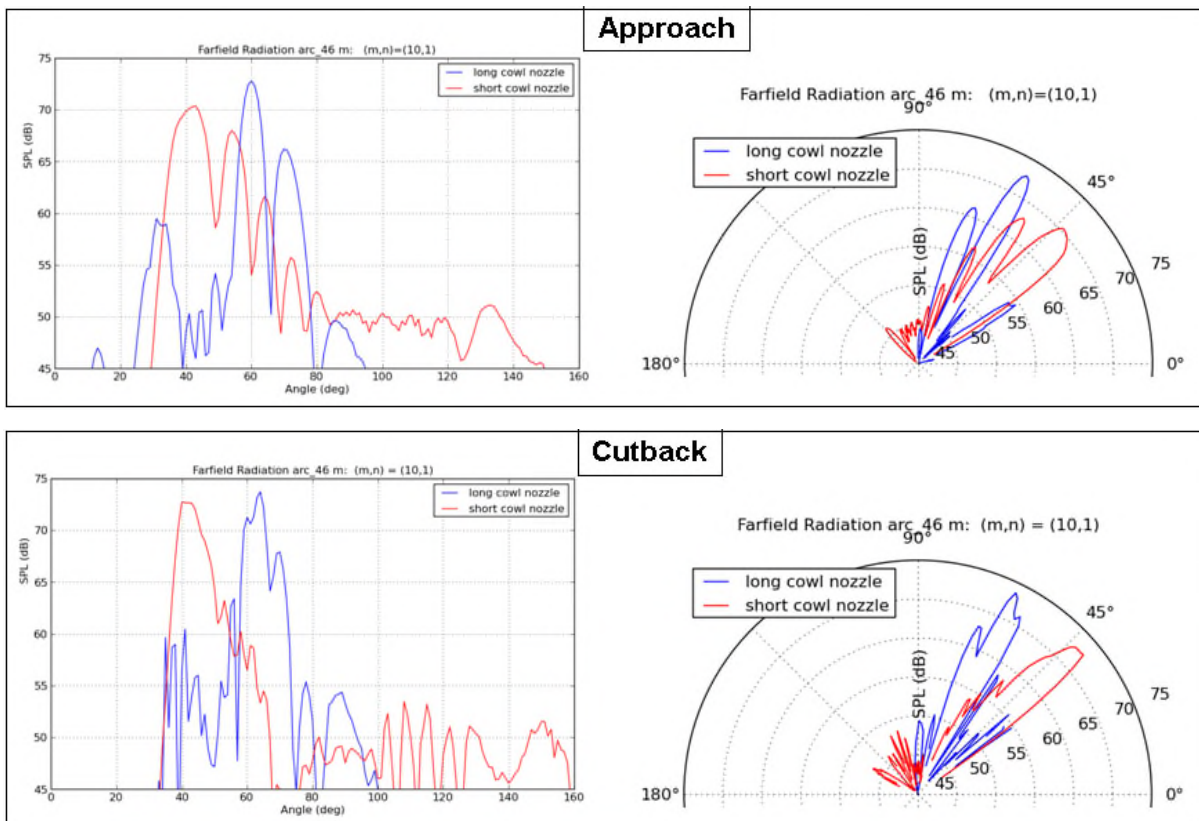


Abbildung 32: Richtcharakteristik der abgestrahlten Schallmode, Vergleich beider Düsengeometrien, Lande- (oben) u. Startbetriebspunkt (unten)

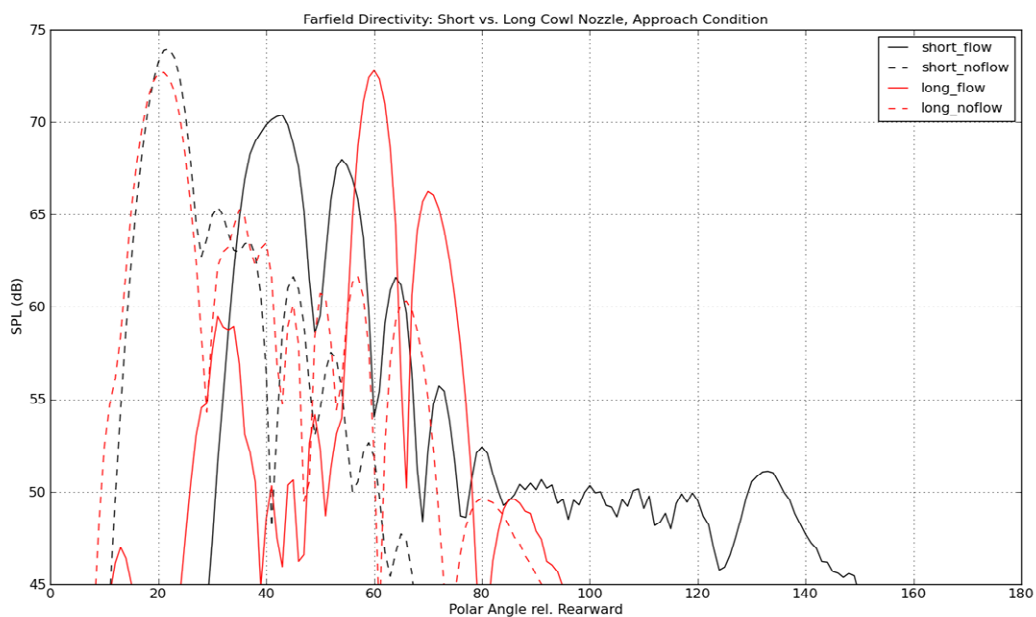


Abbildung 33: Einfluss der Düsengeometrie bzw. Strömungsbedingungen

3.1.4 AP2.4 Erweiterung akustische Modenanalyse

Wie bereits in der Zusammenfassung erwähnt, wurde dieses Arbeitspaket im Rahmen der Umstrukturierung einiger Arbeiten nachträglich hinzugefügt. Es befasste sich mit der Erweiterung der akustischen Modenanalyse (Radialmodenanalyse = RMA) bezüglich der Berücksichtigung realistischer Strömungsbedingungen. Im Stand der Technik werden dabei wesentliche Vereinfachungen getroffen, so wird eine homogene Strömung im Kanal angenommen, in einigen Fällen erweitert um ein Festkörper-Drallmodell. Diese Vereinfachungen liefern zusätzliche Fehler in der Datenanalyse, welche aktuell zudem noch nicht einmal quantifiziert werden können. Ziel dieses Arbeitspakets und der fortsetzenden Arbeiten im Nachfolgevorhaben „Leila“ (LuFo 4/4) ist nun die Berücksichtigung der realen Strömungszustände in der Modenanalyse und damit eine Verbesserung der Ergebnisqualität. Zudem sollen grundlegende Richtlinien abgeleitet werden, in welchen Fällen die aktuellen, vereinfachten Analysemodelle eine hinreichende Genauigkeit liefern, bzw. in welchen Fällen die erweiterten Modelle anzuwenden sind.

Zunächst wurde im Rahmen dieses Vorhabens die Berücksichtigung der Grenzschichten an den Gehäusewänden untersucht. Abbildung 34 stellt einige untersuchte Grenzschichtprofile dar, welche jeweils den gleichen Massenstrom liefern. Dabei wurde zunächst nur eine Variation der axialen Strömungsgeschwindigkeit eingeführt, Druck und Dichte wurden konstant gehalten, ebenso radiale und Umfangskomponenten der Geschwindigkeit.

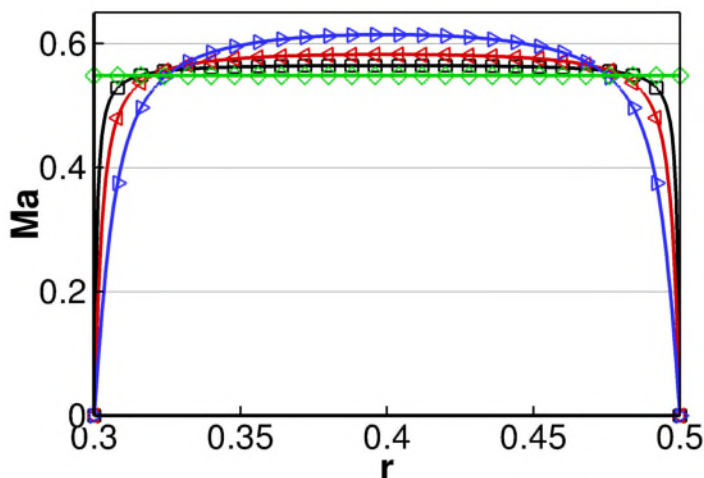


Abbildung 34: Unterschiedliche untersuchte Grenzschichtprofile gleichen Massenstroms

Das resultierende mathematische Eigenwertproblem, welches die Schallausbreitung in einem Kanal beschreibt, kann damit nun nicht mehr analytisch, sondern nur noch numerisch gelöst werden. Es liefert die radialen Eigenfunktionen der jeweiligen Kanalmoden sowie deren axiale Wellenzahlen, welche in Abbildung 35 bzw. Abbildung 36 dargestellt sind. Die jeweiligen Farben entsprechen dabei den radialen Strömungsprofilen in Abbildung 34. Stromablaufende Wellen sind mit durchgezogenen Linien, stromauflaufende mit gestrichelten Linien dargestellt.

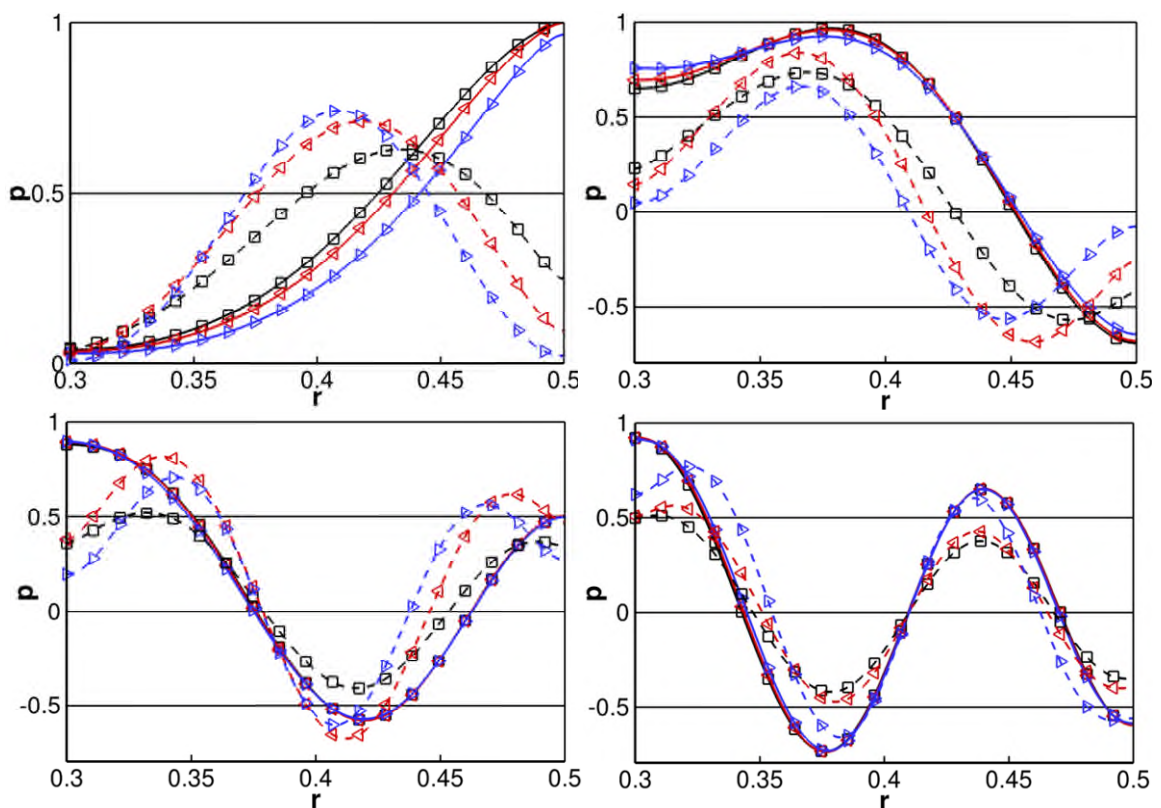


Abbildung 35: Radiale Eigenfunktionen stromauf- und stromablaufender akustischer Wellen für verschiedene radiale Strömungsprofile und Radialordnungen

Es lässt sich zunächst erkennen, dass sich die stromablaufenden Lösungen weniger voneinander unterscheiden bei der untersuchten Änderung der Hintergrundströmung als die stromauflaufenden. Dies wird sowohl in den radialen Eigenfunktionen als auch den axialen Wellenzahlen deutlich, welche eine größere Variation zeigen. Zudem wird deutlich, dass tendenziell der Einfluss der Variation der Hintergrundströmung bei niedrigen Radialordnungen ($n=0$, $n=1$) einen größeren Einfluss hat.

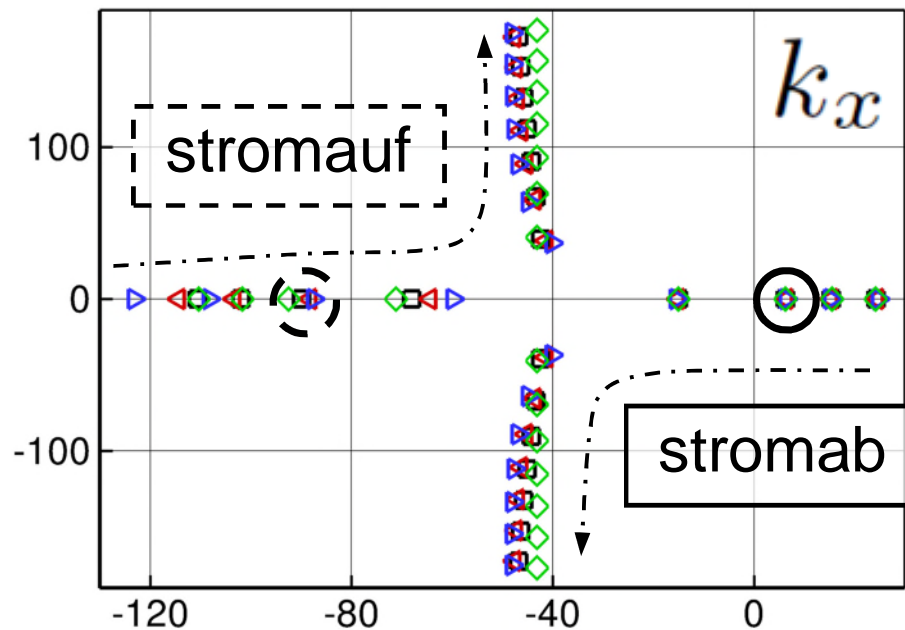


Abbildung 36: Axiale Wellenzahlen der verschiedenen Hintergrundströmungen

Diese beobachteten Effekte bewirken Fehler in den Analyseergebnissen, welche weiter systematisch untersucht werden müssen, um eine gute allgemeine Abschätzung zu erhalten. Jedoch lässt sich bereits aussagen, dass sich die Fehler bei Verwendung eines wandbündigen Mikrofon-Arrays, wie in vielen Anwendungsfällen üblich, stärker auswirken als bei Verwendung von Mikrofonrechen, da in ersterem Fall auch die Amplituden der jeweiligen Moden falsch eingeschätzt werden und somit fehlerhafte Aussagen bezüglich der Schalleistung resultieren.

In einer weiteren Teilaufgabe wurden experimentelle Daten am STTF-Rig der TU Graz mit einer Variation des Dralls in der akustischen Analysesektion stromab der Turbine generiert. Hierzu wurde das TEC entfernt und durch eine schaufellose Kanalsektion ersetzt. Somit blieb der Restdrall des NDT-Rotors erhalten und konnte messtechnisch erfasst werden. Er bewegte sich dabei massengemittelt im Bereich von 0° bis 20° . Die aufgezeichneten aerodynamischen und akustischen Messdaten sollen im Nachfolgevorhaben „Leila“ (Lufo4/4) dazu verwendet werden, die Erweiterungen der Modenanalyse-Modelle zur Berücksichtigung realer Drallprofile zu validieren.

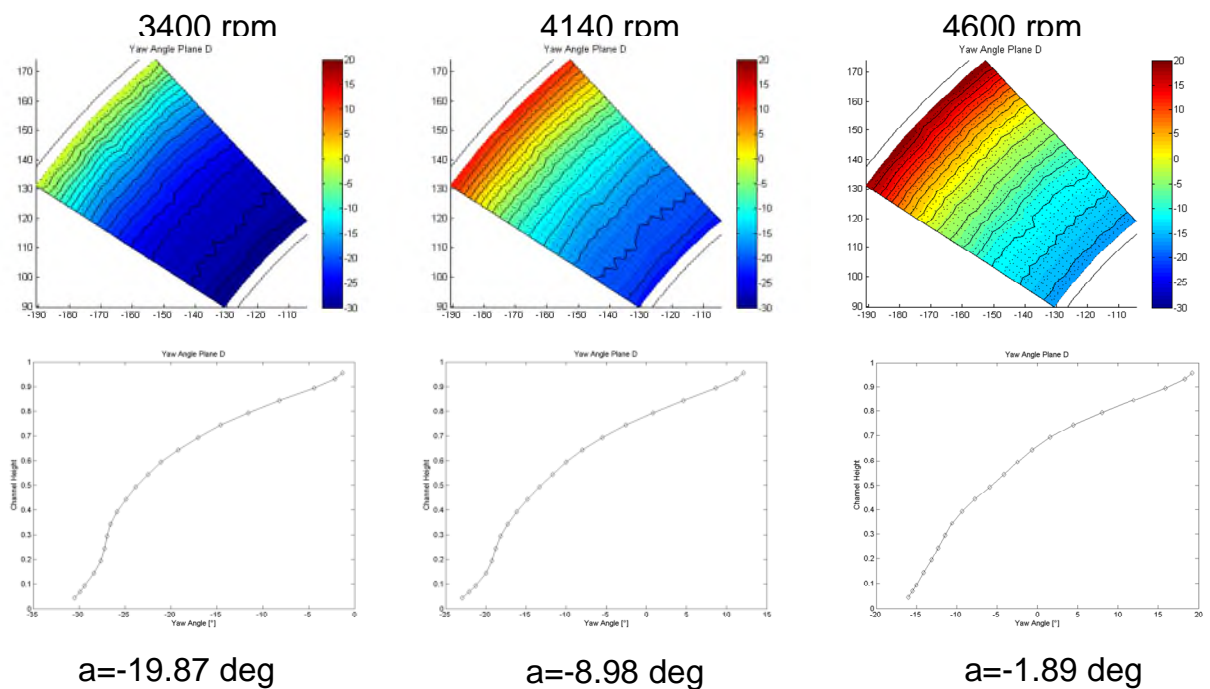


Abbildung 37: Umfangs-Strömungswinkel am Eintritt in die akustische Messstrecke am STTF

3.2 TP3 3D-Schallabsorber

3.2.1 AP3.3 Studie zum CR-Fan

In diesem nachträglich hinzugefügten Arbeitspaket wurde eine aerodynamische Optimierung und akustische Bewertung eines gegenläufigen ummantelten Propfans (CRTF = Counter-rotating Turbofan, vgl. Abbildung 38) durchgeführt. Dieses Antriebskonzept sollte zudem mit einem in gleicher Weise optimierten Turbofan verglichen werden.

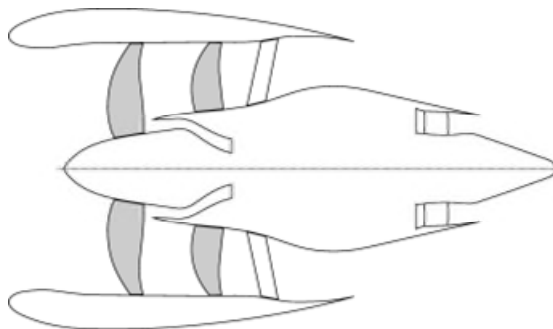


Abbildung 38: Skizze des gegenläufigen ummantelten Propfans

Dazu wurde in der aerodynamischen Optimierung ein zweistufiges Vorgehen gewählt. Zunächst wurde der gesamte Parameterraum mittels eines sogenannten Throughflow-Verfahrens in Verbindung mit einem globalen Optimierer und nur geringen Einschränkungen der Wertebereiche der Parameter abgedeckt. Im zweiten Schritt erfolgte die 3d-Optimierung anhand der Ausgangs-Datenbasis mittels TRACE und einem evolutionären Algorithmus. Das Ergebnis waren die erzielbaren Wirkungsgrade als Funktion des Fan-Druckverhältnisses und der axialen Machzahl beider Antriebskonzepte (siehe Abbildung 39).

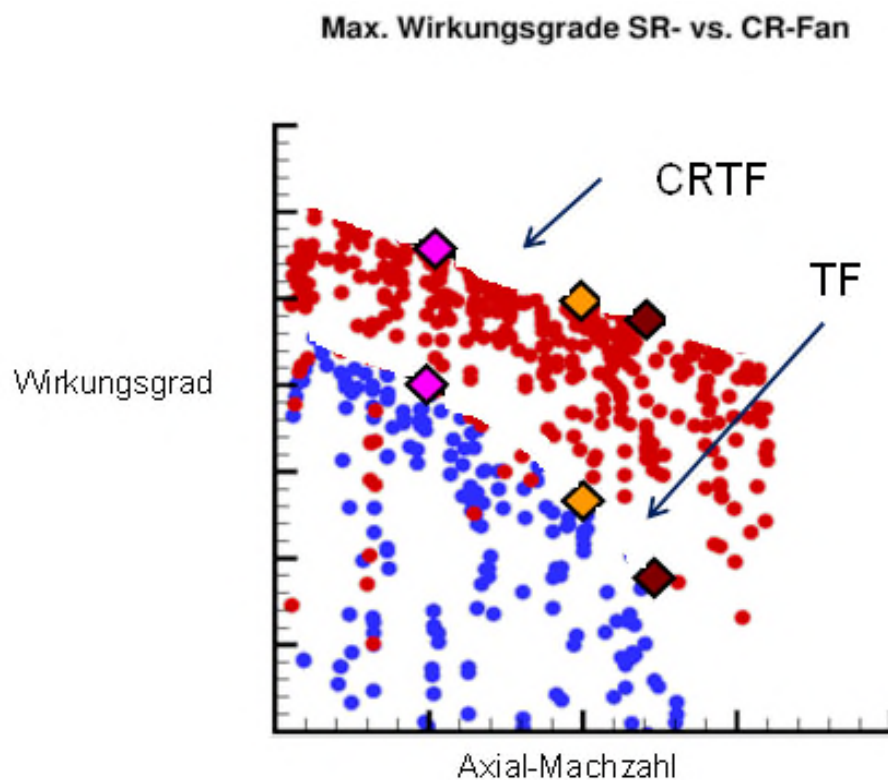


Abbildung 39; Wirkungsgrad als Funktion der Axial-Machzahl im Vergleich CRTF und TF

Obwohl bereits basierend auf den Ergebnissen der ersten Optimierungsschritte und der Mittelschnitts-Strömungsdaten eine akustische Bewertung erfolgte, wurde diese nach Vorliegen der finalen Optimierungsergebnisse mit einem verfeinerten Verfahren (PropNoise3d des DLR Berlin) wiederholt. Dieses liefert im Gegensatz zu dem Mittelschnitts-basierten Verfahren Ergebnisse der einzelnen Lärmquellen (tonal und breitbandig), welche direkt miteinander verglichen werden können und keine Skalierungsfaktoren mehr beinhalten.

Dafür wird eine Vielzahl von Daten aus dem CFD-Netz bzw. der –Lösung extrahiert, eine Funktion, welche im Rahmen dieses Vorhabens erst geschaffen werden musste. Abbildung 40 verdeutlicht die einzelnen Prozessschritte, welche zum einen die Geometrie der Schaufeln, als auch die stationären Strömungsdaten in PropNoise3d einlesen.

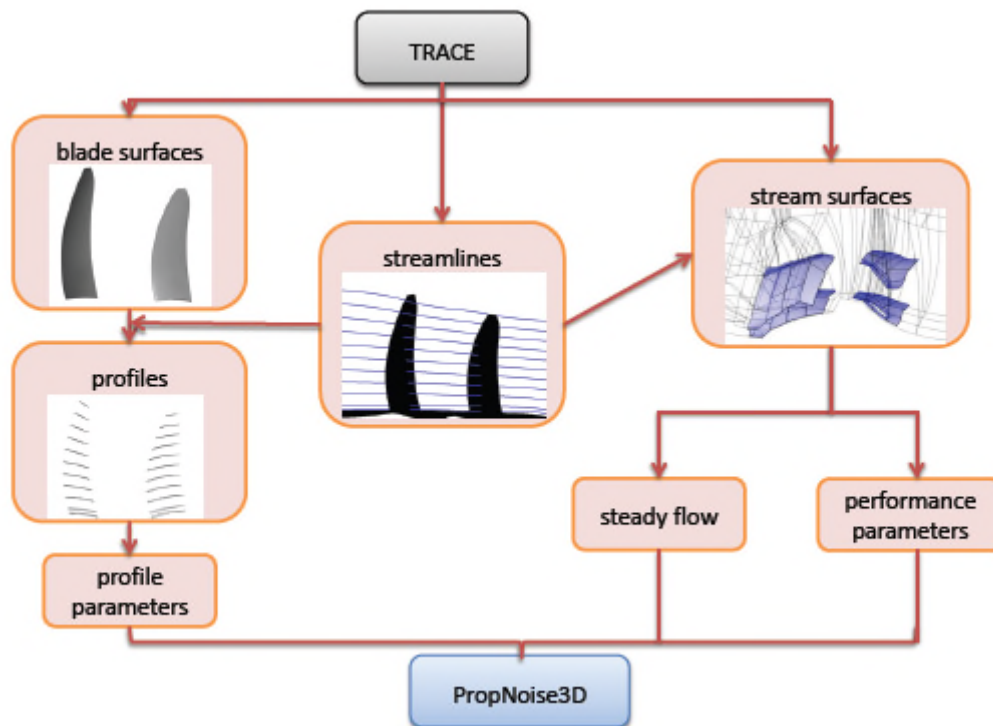


Abbildung 40: Prozesskette TRACE – PropNoise3d

Mittels dieses Vorgehens wurden jeweils drei ausgewählte beste Member unterschiedlicher axialer Machzahl für beide Antriebskonzepte aus der Optimierung ausgewählt. Die akustische Bewertung erfolgte dabei an den akustisch relevanten Betriebspunkten Approach (Landung) sowie Cutback und Sideline (Start). Da die aerodynamische Optimierung skaliert erfolgte (1m-Modell), musste für die korrekte Bewertung der Akustik zunächst eine Skalierung auf den realen Durchmesser erfolgen. Dabei wurden die Schaufeln sowie der Ringraum geometrisch skaliert, bei Beibehaltung der Schaufelzahlen und der Versperrung. Auch wurden die Axialabstände zwischen Fan und Stator sowie zwischen den CRTF-Rotoren und zum Strut entsprechend akustischer Anforderungen und Ähnlichkeit zu umgesetzten Designs eingestellt.

Anschließend wurden die akustischen Berechnungen mittels PropNoise3d, basierend auf den aerodynamischen Daten aus TRACE an den drei Akustik-Betriebspunkten durchgeführt. Um einen Vergleich zu einem in der Literatur bekannten Verfahren herzustellen, wurde auch mittels des Heidmann-Verfahrens^{18,19} und der Erweiterungen aus den 1990er Jahren²⁰, der konventionelle Turbofan nachgerechnet. Abbildung 41 zeigt diesen für zwei ausgewählte Member bezüglich der tonalen und breitbandigen Anteile.

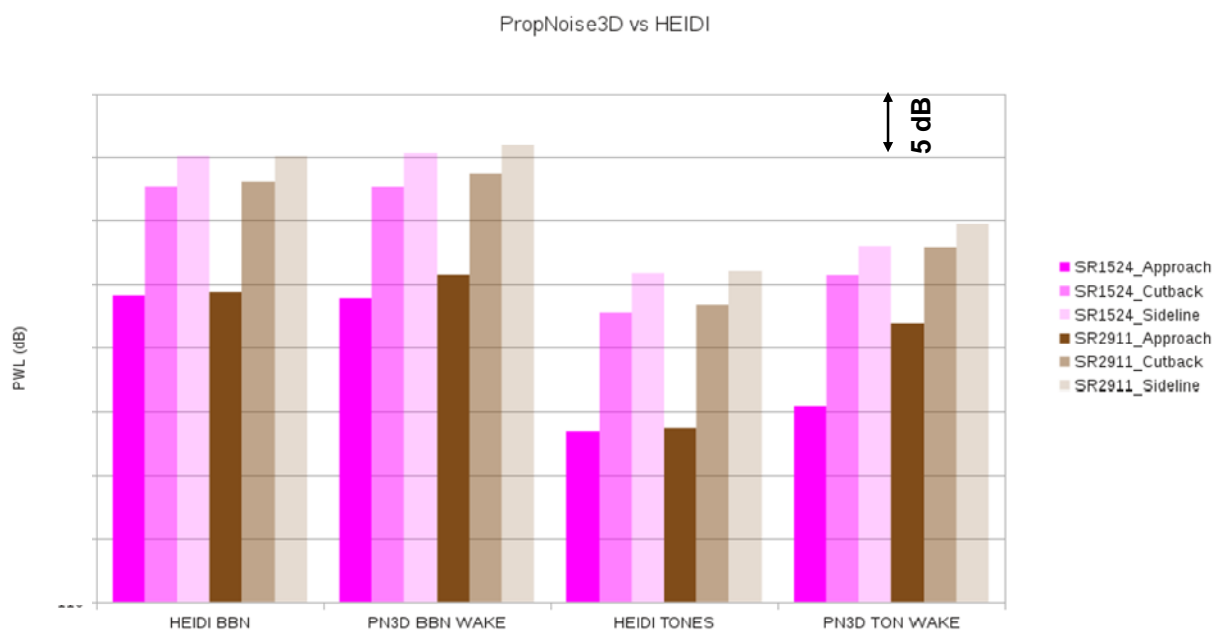


Abbildung 41: Vergleich der vorhergesagten Schallleistung zwischen PropNoise3d und Heidmann für ausgewählte Member, konventioneller Turbofan

Auch wenn im absoluten Niveau leichte Unterschiede zwischen Heidmann (hier: Heidi) und PropNoise3d (hier: PN3D) bestehen, werden die wesentlichen Trends sehr gut wiedergegeben. Als weiterer Vergleich wurde für ausgewählte Member eine URANS-Rechnung, also instationäre RANS-Rechnung durchgeführt, welche die wesentlichen tonalen Anteile abbilden sollte. Die Ergebnisse dieser Rechnungen wurden anschließend mittels der sogenannten XTPP-Methode²¹ des DLR postprozessiert, wobei einerseits eine Trennung der akustischen und hydrodynamischen Anteile erfolgte, und andererseits die Schallleistung berechnet wurde.

Der Vergleich der daraus resultierenden Schallleistungen der Harmonischen der Blattfolgefrequenz (BPF) ist in Abbildung 42 für Sideline dargestellt. Darin finden sich neben den eben beschriebenen Ergebnissen (URANS+XTPP) auch die Ergebnisse von PropNoise3d (RANS+PN3D) sowie des Heidmann-Verfahrens.

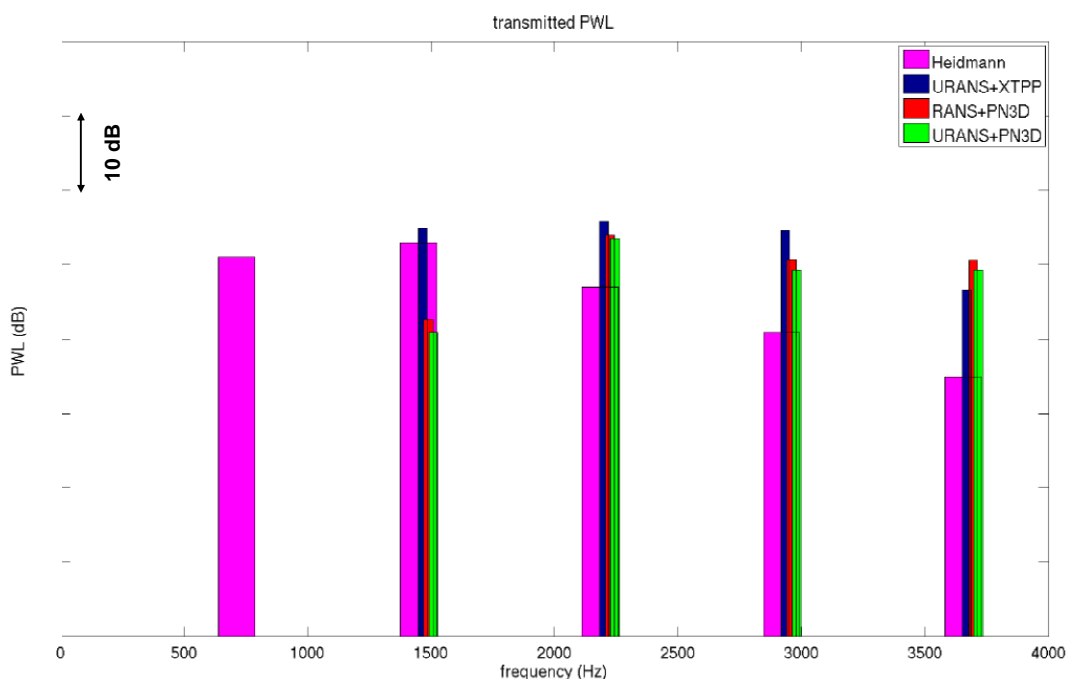


Abbildung 42: Vergleich der vorhergesagten Schallleistung zwischen PropNoise3d und U-RANS sowie Heidmann, konventioneller Turbofan bei Sideline

Es zeigt sich ein wesentlicher Unterschied bei der 1BPF, welche in der gewählten Auslegung Cut-off ist, also nicht auftaucht, jedoch von Heidmann vorhergesagt wird. An der 2BPF weichen die Ergebnisse von PropNoise3d um ca. 10 dB von denen von Heidmann und der URANS-Rechnung ab. Der Grund hierfür ist noch zu klären. Ansonsten zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung zwischen PropNoise3d und der URANS-Rechnung, welches als Bestätigung zumindest der tonalen Aussagen betrachtet werden kann.

Bezüglich des CRTF kann das Heidmann-Verfahren keine Aussagen liefern, hierfür ist lediglich der Vergleich zu URANS-Rechnungen möglich. Abbildung 43 zeigt diesen ebenfalls für den Betriebspunkt Sideline anhand eines der ausgewählten Member der Optimierung.

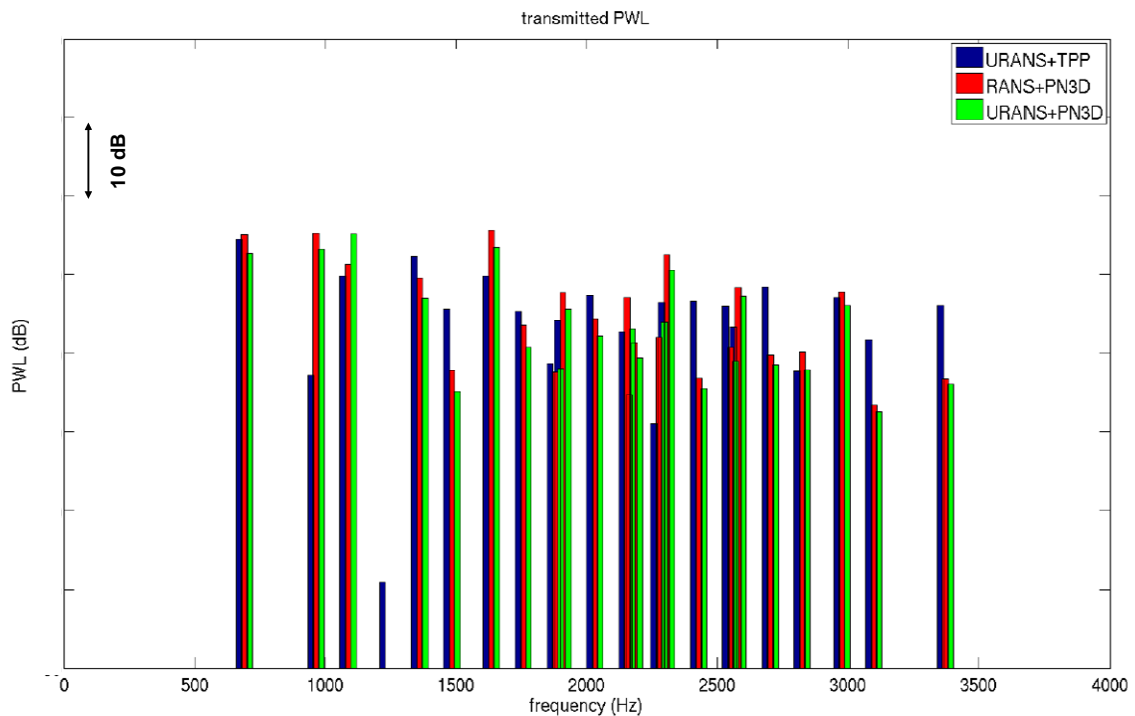


Abbildung 43: Vergleich der vorhergesagten Schalleistung zwischen PropNoise3d und U-RANS, CRTF bei Sideline

Deutlich wird auf den ersten Blick die wesentlich höhere Anzahl angeregter Töne, da einerseits keine Cut-off Auslegung möglich ist, und andererseits zusätzlich Summen- und Differenzentöne der beiden Rotoren angeregt werden. Im Wesentlichen zeigt sich eine recht gute Übereinstimmung an den relevanten Frequenzen, mit Abweichungen bis maximal 10 dB. Integral stimmen die verschiedenen Verfahren jedoch bis auf 2 dB überein. Weiterhin erfolgte der Vergleich der beiden Antriebskonzepte bezüglich einzelner Schallquellen. Dies ist exemplarisch für Sideline in Abbildung 44 dargestellt. Es zeigen sich zunächst die bereits oben erwähnten tonalen Nachteile des CRTF aufgrund einer Vielzahl von Frequenzen und des Wegfallens eines Cut-off Designs. Jedoch ist in dieser Hinsicht viel Optimierungspotential vorhanden, durch eine akustisch günstige Wahl der Schaufelzahlen oder Drehzahlverhältnisse etc. Hinsichtlich der Mehrzahl der breitbandigen Schallquellen bietet der CRTF jedoch Vorteile, da z.B. die Belastung der einzelnen Schaufel aufgrund der Aufteilung der Arbeit auf zwei Schaufelreihen geringer ist. Lediglich der breitbandige Schall aufgrund Interaktion von Zuströmturbulenz mit dem hinteren Rotor ist höher als der am Stator des Turbofan aufgrund der höheren Relativgeschwindigkeit.

Comparison SRF/CRTF: Sideline



Abbildung 44: Vergleich einzelner Lärmquellen, CRTF vs. TF bei Sideline

Um abschließend die beiden Konzepte anhand einfacher Kennzahlen miteinander zu vergleichen, wurde die kumulierte Schalleistung als Summe der Schalleistung an den drei Zertifizierungspunkten gebildet. Die Ergebnisse zeigten einerseits keinen eindeutigen Trend aufgrund des unterschiedlichen akustischen Optimierungsgrades der jeweiligen Member (wie oben bereits erwähnt, handelte es sich bei der Datenbasis um eine rein aerodynamische Optimierung), andererseits jedoch das Potential des CRTF, ähnliche Lärmpegel wie der konventionelle Turbofan zu erreichen. Sie verdeutlichten zudem, dass für einen akustischen Vergleich wesentlich mehr Parameter betrachtet werden müssen, als z.B. nur der Wirkungsgrad.

4 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Projektstrukturplan Verbund.....	4
Abbildung 2: CAA Benchmark, Problem Category 3, Problem 1, Blockstruktur des Rechengitters.....	10
Abbildung 3: CAA-Benchmark, Quadrat der normierten Druckamplitude an Ein- u. Austritt.....	11
Abbildung 4: geteilter Kanal, Realteil der Dichtestörung	11
Abbildung 5: geteilter vs. ungeteilter Kanal, Amplitude der Dichtestörung am Austritt	12
Abbildung 6: Gitterkopplung anhand mehrstufiger Konfiguration, stromab laufende akustische Mode	13
Abbildung 7: Ringkanal mit aufgeprägter akustischer Mode $m=4$, $n=1$, Realteil der Druckstörung.....	14
Abbildung 8: Vergleich der Lösung für 2d- und 3d-nichtreflektierende Randbedingungen, Amplitude der radialen Geschwindigkeitsstörung in s_2 -Ebene.....	15
Abbildung 9: Vergleich der Gesamt-Schalleistung als Funktion der Drehzahl von Standard- u. HSL-Beschaufelung	17
Abbildung 10: High Stage Loading Beschaufelung (rechts) vs. Standard-Beschaufelung (links).....	18
Abbildung 11: Vergleich der Schalleistung zwischen Vorhersage (SIM) und Experiment (EXP), HSL Approach 1BPF	19
Abbildung 12: Definition des Schaufelzahl-Verhältnisses für Inverse Cut-off am Beispiel TEC an STTF (TU Graz)	20
Abbildung 13: Übersicht der Anzahl angeregter Interaktionsmoden am STTF am Betriebspunkt Approach.....	21
Abbildung 14: Machzahl-Verteilung im Mittelschnitt @ ADP, Standard-TEC (links) vs. Inverse Cut-off TEC (rechts)	22
Abbildung 15: Vergleich der experimentell beobachteten Schalleistungspegel aus Interaktion B1-EGV für Inverse Cut-off TEC u. Standard-TEC, Approach, 1 BPF	23

Abbildung 16: Vergleich der prognostizierten und gemessenen Schalleistungs- Reduktionen, Inverse Cut-off TEC vs. Standard-TEC, Approach, 1BPF	24
Abbildung 17: Vergleich der prognostizierten Einfügungsdämpfung der untersuchten Resonatorkonzepte	25
Abbildung 18: CAD-Modell und gefertigte Hardware des in die TEC-Schaufel integrierten Resonators	26
Abbildung 19: Geometrie des zu berechnenden Blütenmischers	27
Abbildung 20: Zerfall isotroper Turbulenz, Iso-Flächen der Eddy Viscosity zu unterschiedlichen Simulationszeitpunkten	28
Abbildung 21: Zerfall isotroper Turbulenz, Energiespektrum zu 3 Simulationszeitpunkten,	29
Abbildung 22: Strömungsfeld des Blütenmischers, Iso-Flächen gleicher Wirbelstärke, eingefärbt anhand der Temperatur	30
Abbildung 23: Mischergeometrie und verwendete Analyseflächen	31
Abbildung 24: Schalleistungsspektren unterschiedlicher Analyseflächen-Anteile gegenüber einer Benchmark-Lösung, Vergleich von Rechteck- (oben) und Hanning-Fensterung (unten)	32
Abbildung 25: Schalleistungsspektren im Vergleich der drei Analyseflächen	33
Abbildung 26: Abstrahlung von Kreisdüse, Vergleich zu TURNEX Referenzlösung, Realteil des Schalldrucks	34
Abbildung 27: Abstrahlung von koaxialer Düse	35
Abbildung 28: realistische Düsengeometrie (short cowl) mit Ausbreitung akustischer Mode aus Kernstrom	35
Abbildung 29: Ausbreitung Schallmode aus Kernstrom, Landebetriebspunkt, Vergleich ACTRAN TM - DGM, Realteil des Schalldrucks	36
Abbildung 30: Ausbreitung Schallmode aus Kernstrom, Startbetriebspunkt, Vergleich ACTRAN TM - DGM, Realteil des Schalldrucks	37
Abbildung 31: Strömungsverhältnisse in der Düse, Vergleich der beiden Geometrien, Lande- (oben) u. Startbetriebspunkt (unten)	38
Abbildung 32: Richtcharakteristik der abgestrahlten Schallmode, Vergleich beider Düsengeometrien, Lande- (oben) u. Startbetriebspunkt (unten)	39
Abbildung 33: Einfluss der Düsengeometrie bzw. Strömungsbedingungen	39

Abbildung 34: Unterschiedliche untersuchte Grenzschichtprofile gleichen Massenstroms.....	40
Abbildung 35: Radiale Eigenfunktionen stromauf- und stromablaufender akustischer Wellen für verschiedene radiale Strömungsprofile und Radialordnungen	41
Abbildung 36: Axiale Wellenzahlen der verschiedenen Hintergrundströmungen	42
Abbildung 37: Umfangs-Strömungswinkel am Eintritt in die akustische Messstrecke am STTF	43
Abbildung 38: Skizze des gegenläufigen ummantelten Propfans	43
Abbildung 39; Wirkungsgrad als Funktion der Axial-Machzahl im Vergleich CRTF und TF.....	44
Abbildung 40: Prozesskette TRACE – PropNoise3d.....	45
Abbildung 41: Vergleich der vorhergesagten Schalleistung zwischen PropNoise3d und Heidmann für ausgewählte Member, konventioneller Turbofan.....	46
Abbildung 42: Vergleich der vorhergesagten Schalleistung zwischen PropNoise3d und U-RANS sowie Heidmann, konventioneller Turbofan bei Sideline.....	47
Abbildung 43: Vergleich der vorhergesagten Schalleistung zwischen PropNoise3d und U-RANS,	48
Abbildung 44: Vergleich einzelner Lärmquellen, CRTF vs. TF bei Sideline	49

5 Literaturverzeichnis

- ¹ Giles, M.B., Non-reflecting boundary conditions for the Euler equations, Technical Report, MIT Dept. of Aero. and Astr., 1988, CFDL Report 88-1
- ² Hardin, J.C. and Tam, C.K.W., Second Computational Aeroacoustics (CAA) Workshop on Benchmark Problems, NASA Conference Publication No. 3352, 1997
- ³ Kersken, H.-P., Frey, Christian, Voigt, Christian, and Ashcroft, Graham, Time-linearized and time-accurate 3d RANS methods for aeroelastic analysis in Turbomachinery, ASME Turbo Expo 2010
- ⁴ Verdon, M.D. and Montgomery, J.M., A three-dimensional linearized Euler analysis for Turbomachinery blade rows – Part 2: Unsteady aerodynamic response predictions, Technical Report, NASA Contractor Report No. 4770, UT Research Center, East Hartford, Connecticut, 1997
- ⁵ Broszat, D., Korte, D., Tapken, U., and Moser, M., Validation of Turbine Noise Prediction Tools with Acoustic Rig Measurements, AIAA-2009-3283
- ⁶ Broszat, D., Selic, Th., and Marn, A., Verification of the Inverse Cut-off Effect in a Turbomachinery Stage, Part 1 – Numerical results, AIAA-2012-2306
- ⁷ Broszat, D., Selic, Th., and Marn, A., Verification of the Inverse Cut-off Effect in a Turbomachinery Stage, Part 2 – Comparison to experimental results, AIAA-2013-2103
- ⁸ Tyler, J.M. and Sofrin, T.G., Axial Flow Compressor Noise Studies, SAE Journal Vol. 70, 1962
- ⁹ Strelets, M., Detached eddy simulations of massively separated flows, Proc. 39th Aerospace Science Meeting and Exhibit, Reno, USA, 2001. AIAA Paper 2001-0879
- ¹⁰ Wilcox, D.C., Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models, AIAA Journal, 26(11):1299–1310, November 1988.
- ¹¹ Comte-Bellot, G. and Corrsin, S., Simple Eulerian time correlation of full- and narrowband velocity signals in grid generated, 'isotropic' turbulence. Journal of Fluid Mechanics, 48(2):273–337, July 1971

- ¹² Wellner, J., Röber, Th., and Traub, P., On the development and application of a hybrid approach to the simulation of broadband noise in a lobed mixer, Proceedings of the 17th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, 2011, AIAA-2011-2799
- ¹³ ACTRAN, CAE Software Package, Vers. 13.0, Free Field Technologies (MSC Software Corporation), Axis Park Louvain-la-Neuve 9, B-1435 Mont-Saint-Guibert, Belgien
- ¹⁴ Garrison, L.A., Dalton, W.N. , Lyrantzis A. S., Blaisdell, G. A., “On the development of semi-empirical noise models for the prediction of the noise from jets with forced mixers ”, AIAA 2004-2898.
- ¹⁵ Traub, P., Broszat, D., Röber, Th., Wellner, J., Exhaust (broadband) noise simulation of a realistic turbofan forced mixer by using a CFD/CAA-approach, 19th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, 2013, AIAA-2013-2297
- ¹⁶ Munt, R.M., The interaction of sound with a subsonic jet issuing from a semi-infinite cylindrical pipe, J. Fluid Mech. 83(4), pp. 609-640, 1977
- ¹⁷ Möhring, W., A Well-Posed Acoustic Analogy based on a Moving Acoustic Medium, Aeroacoustic Workshop 1999, Költzsch, P. and Kalitzin, N. (Eds.)
- ¹⁸ Heidmann, M.F. and Feiler, C.E., Noise comparison from full-scale fan tests at NASA Lewis Research Center, Technical report, NASA TM-X-68289, 1973
- ¹⁹ Heidmann, M.F., Interim prediction method for fan and compressor source noise, Technical Report, NASA TM-X-71763, 1979
- ²⁰ Kontos, K.B., Janarddan, B.A., and Gliebe, P.R., Improved NASA-ANOPP noise prediction computer code for advanced subsonic propulsion systems; vol.1: ANOPP evaluation and fan noise model improvement, Technical report, NASA CR-195480, 1996
- ²¹ Weckmüller, Chr., Fritzsich, A, and Guerin, S., Extended multi-plane pressure mode matching, Proceedings of the NAG/ DAGA 2009 International Conference on Acoustics, Rotterdam, 2009