

# Schlussbericht

## LuFo VI-1 DRIVER

Projekttitel: LuFo VI-1, Disruptiver Innovativer Verdichterentwurf  
Zeitraum: 01.07.2020 bis 31.12.2023 (verlängert bis 30.06.2025)  
Förderkennzeichen: 20E1914  
Projektträger: Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWE)  
Projektleitung: Univ. Prof. Dr.-Ing. Volker Gümmer  
Durchgeführt an: Der Technischen Universität München, Lehrstuhl für Turbomaschinen und Flugantriebe, Boltzmannstraße 15, 85748 Garching b. München

Bearbeiter: Patrick Steudel, M. Sc.  
Philipp von Jeinsen, M. Sc.  
Samuele Giannini, M. Sc.  
Dr.-Ing. Jannik Eckel

Bericht: Schlussbericht des Projektes  
Berichtsdatum: 28. Dezember 2025

**Gefördert durch:**



**aufgrund eines Beschlusses  
des Deutschen Bundestages**

---

# Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	3
Abbildungsverzeichnis	5
Tabellenverzeichnis	8
1. Kurzdarstellung	9
1.1 Aufgabenstellung	10
1.2 Voraussetzungen	12
1.3 Planung und Ablauf	14
1.4 Wissenschaftlicher und technischer Stand	16
1.5 Zusammenarbeit mit anderen Seiten	17
2. Eingehende Darstellung	17
2.1 Zuwendungsverwendung	19
2.2 Erzielte Ergebnisse	19
2.2.1 HAP1 Entwurfsraumanalyse	20
2.2.2 HAP3 Hybride Rotorschaukelkonzeption	31
2.2.3 HAP2 Randbeeinflussung in Tandemstatoren	51
2.2.4 HAP4 Validierung am Versuchsverdichter	68
2.3 Wichtigste Positionen des zahlenmäßigen Nachweises	85
2.4 Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit	85
2.5 Nutzung und Verwertung der Ergebnisse	86
3. Literatur	88

## Nomenklatur

AO	Axial Overlap
AP	Arbeitspaket
AP	Auslegungspunkt
AVDR	Axial Velocity Density Ratio
B2B	Blade to Blade
CAD	Computer-Aided Design
CDA	Controlled Diffusion Airfoil
CFD	Computational Fluid Dynamics
CR(-NACA / -T3)	Cropped-Rotor (mit NACA-Profilierung / als Dreiecksgeometrie)
CVG	Controlled Volume Gain
DF	Diffusion Factor
DHR	DeHaller Zahl des Rotors
DHR/S	DeHaller Verhältnis, Rotor zu Stator
DL	Double Leakage
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.
DOE	Design Of Experiments
DR	Degree of Reaction
DRIVER	Disruptiver Innovativer Verdichterentwurf
ER	Einzelrotor (konventioneller Rotor / keine Tandembauweise)
FE	Forschung und Entwicklung
FEM	Finite Elemente Methode
FRANCC	Fundamental Research And New Concepts Compressor
FS	Free Stream
GCI	Grid Convergence Index
HAP	Hauptarbeitspaket
HR	Hybridrotor
IGV	Inlet Guide Vane
LE / TE	Leading Edge / Trailing Edge
LTF	Lehrstuhl für Turbomaschinen und Flugantriebe der TUM
MIT	Massachusetts Institute of Technology
NACA	National Advisory Committee for Aeronautics
NURBS	Non-Uniform Rational B-Splines

---

PS / SS	Pressure Side / Suction Side
Q2D / Q2D	Quasi-zweidimensional / Quasi-dreidimensional
(U)RANS	(Unsteady) Reynolds-Averaged Navier-Stokes
RGS	Rotor - Gehäusestrukturierung
RSI	Rotor-Stator-Interface
SAP	Sub-Arbeitspaket
SG	Schildgenerator
SFC	Specific Fuel Consumption
SKV	Stromlinienkrümmungsverfahren
SRE	Stator - Randströmungsenergetisierung
TLV	Tip Leakage Vortex
TS	Tandemstator
TUM	Technische Universität München
VG	Vortex-Generator

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Allgemeine Motivation	10
Abbildung 2: Ziel des Projekts	11
Abbildung 3: Randbedingungen des Projekts	12
Abbildung 4: Projektzeitplan	15
Abbildung 5: Smith-Diagramm nach Dickens and Day (nach Dickens & Day, 2010)	21
Abbildung 6: Flussdiagramm des S1-S2, Quasi-3D-Entwurfsprozesses	24
Abbildung 7: SKV-Domäne für die Auslegung der vorderen 1,5-FRANCC-Stufen	25
Abbildung 8: Automatisierter Entwurfsprozesse für den Gaspfad und die Schaufelprofile	26
Abbildung 9: Zylindrische und meridionale Ansicht der q2D-Rechendomäne	27
Abbildung 10: Smith-Diagramm der Einzel-, Tandemstufen und Effizienz-Delta	29
Abbildung 11: Der Weg zu höherer aerodynamischer Belastung	31
Abbildung 12: Entwurf eines Tandem- und Hybridrotors	32
Abbildung 13: Prozesskette zur Erstellung von Hybridschaufeln	33
Abbildung 14: Ergebnisse der 3D-Optimierung des Rotors	34
Abbildung 16: Radiale Verteilungen des Rotors im Entwurfspunkt	35
Abbildung 15: Vergleich der Stufen- und Rotorkennlinien - Auslegungsdrehzahl	35
Abbildung 17: Radiale Verteilungen des Rotors bei unterschiedlichen Betriebspunkten	36
Abbildung 18: 2D-Kontur des Nachlaufs aller Rotoren im Entwurfspunkt	37
Abbildung 19: Rotorspitzenpaltströmung im Entwurfspunkt	38
Abbildung 20: Vergleich der Gaspfade bei der Transformation für hohe Machzahlen	39
Abbildung 21: Vergleich der Stufenkennlinien für unterschiedliche Machzahl-Niveaus	40
Abbildung 22: Entropieerzeugung in der Passage des Hybridrotors im Entwurfspunkt und bei unterschiedliche Machzahl-Niveaus	40
Abbildung 23: Innovatives Konzept des Cropped-Rotors CR (links) und klassisches Konzept der Umfangsnut (rechts)	42
Abbildung 24: Geometrische Formgebung des Cropped-Rotor-Konzepts und Schnittstellen des numerischen Modells	43
Abbildung 25: Einfluss des Cropped-Konzepts auf den polytropen Stufenwirkungsgrad und die aerodynamische Stabilität	44
Abbildung 26: Radiale Verlustverteilungen des Referenzrotors und des Cropped- Konzepts für unterschiedlichen Betriebspunkte	45
Abbildung 27: Topologie der Verlustmechanismen für das Cropped-Konzept im Bereich der Schaufelspitze des Hybridrotors	46

---

Abbildung 28: Meridionale Ansicht des Rotorgehäuses (Konturring) und mögliche Positionierung der Umfangsnut im Gehäuse	47
Abbildung 29: Einfluss der Umfangsnut auf den polytropen Stufenwirkungsgrad und die aerodynamische Stabilität	48
Abbildung 30: Radiale Verlustverteilungen des Referenzrotors und mit und ohne Umfangsnut für unterschiedliche Betriebspunkte	49
Abbildung 31: Entstehung von Verlusten in der Passage des Hybridrotors mit und ohne Umfangsnut für den AP	50
Abbildung 32: Konturierter Tandemstator in der DRIVER-Stufe	51
Abbildung 33: Ableitung des neuen DRIVER-Stators aus dem bestehenden FRANCC 1.0	52
Abbildung 34: Konzept - Nicht-achsensymmetrische Endwandkontur (links) und Konzept - Angehobene Nabenkontur (rechts)	53
Abbildung 35: Geometrische Variationen zum Konzept der angehobenen Nabenkontur	54
Abbildung 36: Vergleich der Stufen- und Rotorkennlinien - Auslegungsdrehzahl	54
Abbildung 37: 3D-Strömungsfeld in der Statorpassage und 2D-Kontur des Nachlaufs mit und ohne angehobener Nabenkontur	55
Abbildung 38: Gitterkennlinien und radiale Profile des Stators	56
Abbildung 39: Wandstromlinien auf der Nabe und der Saugseite des Tandemstators im Entwurfspunkt	57
Abbildung 40: Erprobung der Methodik zur nicht-achsensymmetrischen Endwandkonturierung und erste Ergebnisse an der Referenzstufe FRANCC 1.0	58
Abbildung 41: Polare des Verlustbeiwerts, Druckprofil an der Nabe und 2D-Kontur des Nachlaufs im Entwurfspunkt für die freitragenden Statoren der DRIVER-Stufe für niedrige und hohe Machzahlen	60
Abbildung 43: Literaturbeispiel zum Einsatz eines Wirbelgenerators in Statoren; Abbildungen entnommen aus (Ortmanns, et al., 2011) <b>Fehler! Textmarke nicht definiert.</b>	
Abbildung 44: Geometrische Einschränkungen des Experiments zur Platzierung des SRE-Konzepts auf der Nabe des Tandemstators	63
Abbildung 45: Untersuchte Platzierungen für die SRE-Konzepte mit unterschiedlichen Wirkmechanismen	63
Abbildung 46: 3D-Bereiche hoher Entropie und Wandstromlinien auf der Nabe im Entwurfspunkt sowie Verlustpolare für den Tandemstator der DRIVER-Stufe mit und ohne SRE Konzept	64
Abbildung 47: Parametrischer Aufbau des Wirbelgenerators (VG) im CAD-Modell für die Durchführung eines DOE	65
Abbildung 48: Auszug aus dem DOE und Ergebnisse der Studie zum VG	66

---

Abbildung 49: Wandstromlinien auf der Nabe für den Tandemstator mit und ohne Wirbelgenerator in verschiedenen Betriebspunkten	67
Abbildung 50: Numerischer Aufbau des Verdichtersmoduls für die Post-Test-Analyse	67
Abbildung 51: Umbau des FRANCC-Prüfstands auf die DRIVER-Beschaufelung	68
Abbildung 52: Aufbau des FRANCC Prüfstandes	69
Abbildung 53: Darstellung der DRIVER-Einzelstufe	70
Abbildung 54: Gefertigte Schaufeln - FRANCC 1.0 und DRIVER im Vergleich	70
Abbildung 55: Konstruktion der Sonderschaufeln für den 3-Stufenverbund	71
Abbildung 56: Messpositionen im DRIVER	72
Abbildung 57: Frequenzantwort der DRIVER und Referenzschaufel	73
Abbildung 58: Vibrationskarte	74
Abbildung 59: DRIVER-Kennfeld	75
Abbildung 60: 75%-Drehzahlkennlinie	76
Abbildung 61: Betriebspunktauswahl	77
Abbildung 62: Phi-Psi- Diagramm – 75%-Kennlinie Aufbau 2.0 (DRIVER) gegen 100%-Kennlinie des Aufbau 1.0 (Referenzaufbau)	78
Abbildung 63: Machzahl und Strömungswinkel nach dem IGV	79
Abbildung 64: Machzahl und Strömungswinkel Rotoren	80
Abbildung 65: Machzahl und Strömungswinkel Statoren	82
Abbildung 66: Machzahlkonturen, alle Statoren (Stufe 1 bis 3, von oben nach unten; Experiment rechts, links die CFD-Simulation)	83
Abbildung 67: Angedrosselter und Entdrosselter Zustand – Rotor 1 rechts, Stator 1 links	84

---

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Anpassung der Arbeitspakete des HAP 4 .....	19
Tabelle 2: Parameter des FRANCC 1.0 Stufen-Entwurfs nach Hopfinger (Hopfinger & Gümmer, 2019) .....	20
Tabelle 3: Geometrische Entwurfparameter .....	23
Tabelle 4: Aerodynamische Entwurfparameter.....	23

# 1. Kurzdarstellung

Das Vorhaben DRIVER verfolgt das übergeordnete förderpolitische Ziel 1: die signifikante Schadstoffreduzierung und Effizienzsteigerung.

Die Zukunftsfähigkeit der Luftfahrt hängt maßgeblich von ihrer Umweltverträglichkeit und der Ressourcenschonung ab, sodass Technologien zur Reduzierung der Schadstoff- und Lärmemissionen sowie zur Steigerung der Energieeffizienz und damit der Ökobilanz über den gesamten Produktlebenszyklus hinweg dringend erforderlich sind. Als Leitlinie für ein umweltfreundliches Luftfahrtsystem gelten die im europäischen Strategiedokument „Flight Path 2020“ formulierten Umweltschutzziele: CO<sub>2</sub>: -75 %, NO<sub>x</sub>: -90 %, Lärm: -65 % bis 2050.

DRIVER gibt neue Impulse für die Auslegung besonders kompakter und effizienter Axialverdichter für künftige Flugtriebwerke. Das Vorhaben verfolgt mit einem innovativen und disruptiven Ansatz die Technologieentwicklung von Verdichtern in einem bislang nicht genutzten Entwurfsraum mit gesteigertem Wirkungsgrad und gleichzeitig massiv erhöhter Arbeitsumsetzung pro Stufe. Durch diese Technologie ergibt sich eine erhebliche Senkung der Anzahl der erforderlichen Stufen. Zudem kann das stufenanzahl-begrenzte Gesamtdruckverhältnis eines Flugtriebwerks weiter gesteigert und die Kerntriebwerkgröße zu Gunsten eines höheren Nebenstromverhältnisses weiter gesenkt werden. Die alleinigen Vorteile der neuen Technologie für Verdichter- und Triebwerksysteme können, den FP2020-Zielen folgend, zu Verbrauchs- und Emissionseinsparungen (CO<sub>2</sub> und NO<sub>x</sub>) von bis zu 5% führen. Gewichts- und Kostenvorteile kommen hinzu. Die aus DRIVER resultierenden Auslegungsverfahren verleihen der deutschen, global stark integrierten Triebwerkindustrie gesteigerte Fähigkeiten und Potenziale, die sie in erhöhte Leistungsfähigkeit und Effizienz am Standort Deutschland umsetzen werden.

Heutige klassische Verdichterbauweisen erlauben kaum noch Steigerungen der aerodynamischen Belastungskenngrößen, da die Schaufelprofile bereits stark optimiert sind. Auch die dabei auftretenden Randströmungen sind weitgehend verstanden. Das auf evolutionärem Weg erschließbare Verbesserungspotential ist folglich nur noch gering.

Vergangene Grundlagenforschung hat hingegen gezeigt, dass mit doppelreihigen Schaufelanordnungen, sogenannten Tandembeschaufelungen, deutlich höhere aerodynamische Belastungen realisierbar sind. Bislang schienen gute Wirkungsgrade nicht erreichbar, da der sich öffnende Entwurfsraum hinsichtlich fundamentaler Größen sehr ungenügend untersucht wurde, zudem die Möglichkeit der komplexen Optimierung von Tandemschaufelgeometrien weitgehend fehlte und die Beeinflussung intensiver Randströmungen unzureichend erforscht war. Das Vorhaben DRIVER (siehe [Abbildung 1](#)) macht nun den Schritt hin zu einer

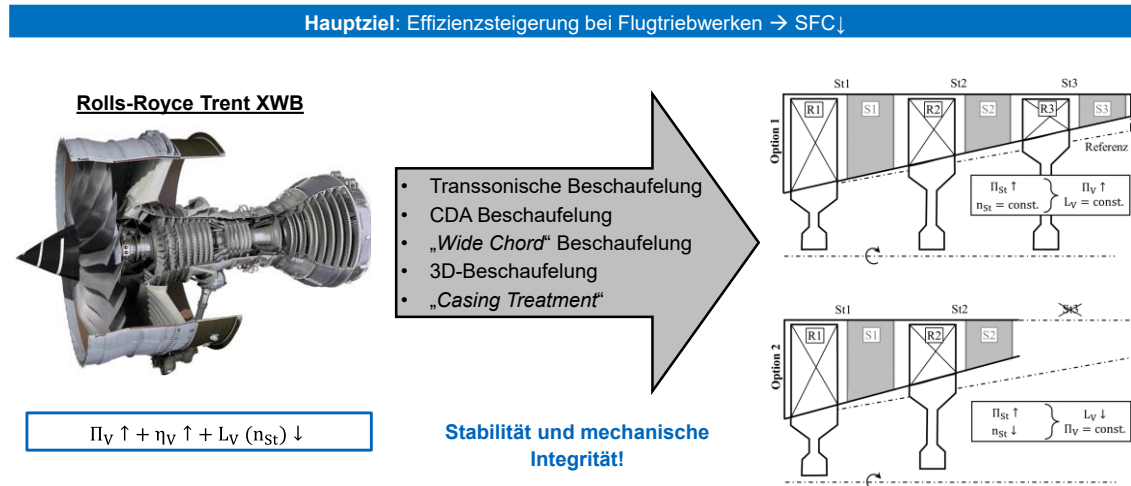


Abbildung 1: Allgemeine Motivation

systematischen Entwurfsraumanalyse für Verdichterstufen mit neuartigen Tandembeschau felungen sowie zur Entwicklung von Maßnahmen zur effizienten Beeinflussung der auf diesem hohen Belastungsniveau besonders kritischen Randzonenströmungen des Rotors und des Stators. Dies sind sehr innovative und aufgrund der großen Anzahl an miteinander verknüpften Wirkeffekten des neuen Gestaltungsansatzes disruptive Zielsetzungen.

Gegenüber heutigen Axialverdichtern eröffnen sich neue Möglichkeiten zur Effizienzsteigerung bei gleichzeitig massiv erhöhter Arbeitsumsetzung pro Stufe (Steffens, 2001). Die neuartige Architektur des Verdichters ermöglicht bei einem gegebenen Verdichterdrukverhältnis eine Längenreduktion des Verdichters um 25% und eröffnet damit neue Möglichkeiten für die Architektur und den Kreisprozess künftiger Flugtriebwerke.

## 1.1 Aufgabenstellung

Die Schuberzeugung in klassischen Fluggasturbinen beruht auf dem Joule-Prozess. Ein wesentliches Element des Joule-Prozesses ist die Verdichtung der Luft sowie die Nutzung der Divergenz der Isobaren. Eine ausreichende Verdichtung ist erforderlich, um positive Arbeit aus dem Kreislauf herauszuholen. Die notwendige Energie für die Druckerhöhung wird durch die Verbrennung von Treibstoff in der Brennkammer und die anschließende Entspannung des heißen Gases durch die Turbine bereitgestellt. Diese Energie hängt vom gewünschten Druckverhältnis und vom Wirkungsgrad des Verdichters ab. Ein hoher Wirkungsgrad ist ent-

scheidend, um den Treibstoffverbrauch zu minimieren. Zusätzlich muss der Verdichter gegen sein eigenes erzeugtes Druckniveau arbeiten, da die Luftmoleküle dazu neigen, in den Bereich niedrigerer Drücke zurückzuströmen. Diese Rückströmung muss vermieden werden, da sie die Schuberzeugung und damit den sicheren Betrieb der Gasturbine gefährdet. Daher spielt der Verdichter eine zentrale Rolle in der Fluggasturbine, indem er nicht nur die Effizienz, sondern auch die Stabilität und Sicherheit wesentlich beeinflusst.

Die Steigerung des Stufendruckverhältnisses in Verdichtern lässt sich im Wesentlichen auf zwei Hauptfaktoren zurückführen: die Machzahl und die Umlenkung der Schaufelprofile. Trotz kontinuierlicher Erhöhungen beider Faktoren in den letzten Jahren sind die Möglichkeiten zur Steigerung des Stufendruckverhältnisses durch transsonische Effekte wie Überschallstöße und Materialbelastungen begrenzt. Die zweite Methode zur Erhöhung des Druckverhältnisses besteht in der Vergrößerung der Umlenkung der Schaufelprofile. Jedoch kann eine zu starke Umlenkung zur Ablösung der Grenzschicht auf der Saugseite zu Verlusten führen und den effektiven Betriebsbereich des Verdichters einschränken.

Tandemprofile, bestehend aus zwei eng beieinanderliegenden Schaufelprofilen, bieten hier einen möglichen Lösungsansatz. Studien haben gezeigt, dass Tandemprofile unter zweidimensionalen Bedingungen höhere Umlenkungen bei gleichzeitig großem Betriebsbereich und hohem Wirkungsgrad ermöglichen (McGlumphy, 2008; Baumert, 2012). Allerdings sind bei Tandemschaufeln auch die dreidimensionalen Sekundäreffekte zu berücksichtigen, die aus der Verbindung der Schaufeln mit den Endwänden sowie aus den Druckgradienten zwischen den Schaufeln resultieren. Diese Sekundäreffekte können sowohl an der vorderen als

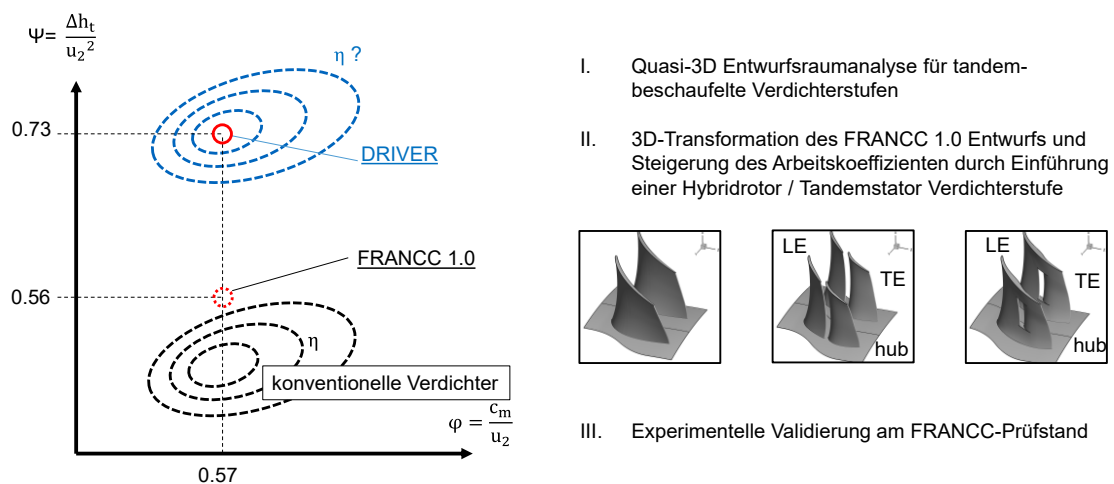


Abbildung 2: Ziel des Projekts

auch an der hinteren Schaufel auftreten und die Strömung beeinflussen (Cumpsty, 1989). Trotz ihrer potenziellen Vorteile bei hohen Umlenkungen haben sich Tandemschaufeln aufgrund dieser Entwurfsunsicherheiten bis heute nicht in modernen Hochdruckverdichtern etabliert (Wennerstrom, 1990).

Das Ziel dieses Projekts (siehe [Abbildung 2](#)) ist die Entwicklung einer neuen Schaufelform für hochbelastete Hochdruckverdichter, die auf dem Konzept der Tandemschaufel basiert. Diese neue Schaufelform wird als Hybridschaufel bezeichnet und soll Lösungsansätze gegen die gegenwärtigen Entwurfsunsicherheiten bei Tandemrotoren bieten.

Der Kern des Projekts besteht in der Einrichtung einer numerischen Prozesskette zur systematischen Untersuchung des Entwurfsraums hochbelasteter Stufenkonfigurationen. Der Prozess umfasst das gesamte Auslegungsverfahren, beginnend mit einer 2D-Durchströmungsmethode bis hin zur Erstellung, Simulation und Optimierung einer 3D-Geometrie. Dieser Prozess ermöglicht die Untersuchung und Optimierung konventioneller Rotor- und Statorgeometrien mit einzelnen Schaufeln sowie vor allem die Untersuchung innovativer Geometrien, etwa hybrider Rotor- und Statoranordnungen. Des Weiteren wird die Statorreihe den analysierten Entwurfsraum durch einen konturierten Nabenbereich sowie einen Wirbelgenerator erweitern.

## 1.2 Voraussetzungen

Der Lehrstuhl für Turbomaschinen und Flugantriebe (LTF) verfügt über mehr als ein halbes Jahrhundert Erfahrung in der Forschung zu Turbomaschinen und hat sich zu einem Exzellenzzentrum entwickelt, das experimentelle Untersuchungen an verschiedenen Verdichter-

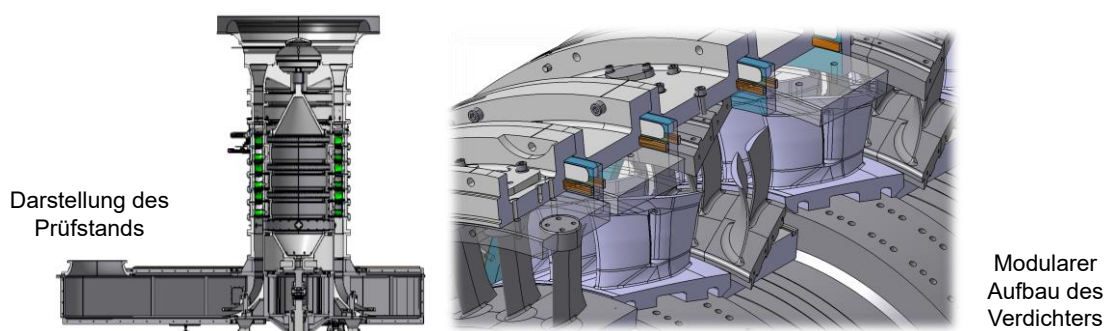


Abbildung 3: Randbedingungen des Projekts

---

prüfständen mit hochentwickelter numerischer Simulation der Strömungs- und Struktur-  
dynamik von Verdichtern, entweder isoliert oder in ihrer Wechselwirkung, kombiniert. Die For-  
schungsaktivitäten des LTF decken ein breites Spektrum an Technologiereifebenen in der  
Entwicklung von Axial- und Radialverdichtern ab. Zwei hochleistungsfähige, schnelllaufende  
Verdichter (3 MW) bieten umfassende Forschungsmöglichkeiten unter den für die Trieb-  
werke geltenden Bedingungen. Ein langsamer laufender Forschungsverdichter (siehe Abbil-  
dung 3) wird in Zukunft grundlegende Studien zu neuen Auslegungskonzepten ermöglichen.  
Diese Positionierung soll weiterhin gefestigt und ausgebaut werden. Das Ziel des Vorhabens  
besteht darin, das Verständnis der strömungsphysikalischen Grundlagen zu vertiefen und  
innovative Entwurfsansätze für hochbelastete Verdichter zu entwickeln, was sowohl wissen-  
schaftlich als auch wirtschaftlich ein hohes Potenzial birgt.

## 1.3 Planung und Ablauf

Das Forschungsprojekt besteht aus vier zentralen Hauptarbeitspaketen (HAP), die in ihrer Struktur aufeinander aufbauen und daher in sequenzieller Reihenfolge angeordnet sind. Dies schränkt die Möglichkeit einer parallelen Bearbeitung der Arbeitspakete ein. Eine grafische Darstellung des Projektzeitplans findet sich in Abbildung 4. Anfangs war das Projekt für den Zeitraum vom 1. Juli 2020 bis zum 31. Dezember 2023 genehmigt. Im Verlauf des Projekts kam es zu signifikanten Verzögerungen, hauptsächlich aufgrund der Auswirkungen der Covid-Pandemie, die zu Lieferverzögerungen und Arbeitseinschränkungen führten. Diese Umstände haben zur Einreichung und Genehmigung einer kostenneutralen Verlängerung der Projektlaufzeit um 18 Monate beim Projektträger geführt.

### HAP 1: Entwurfsraumanalyse

- Ziel: Geeignete Entwurfsparameter für Verdichter mit Hybridrotoren und Tandemstatoren werden identifiziert und mithilfe einer eigens entwickelten automatisierten Prozesskette zur schnellen 3D-Simulation optimiert.

### HAP 2: Randbeeinflussung in Tandemstatoren

- Ziel: Zur Verminderung der durch Randströmungseffekte in Tandemstatoren entstehenden Strömungsverluste werden innovative Konzepte zur Anpassung der Seitenwandgeometrie und zur Energetisierung von Randströmungen untersucht, entwickelt und optimiert.

### HAP 3: Hybride Rotorschaukelkonzeption

- Ziel: Im Bereich des Rotors wird zur Verminderung der Strömungsverluste im Vergleich zu einer Tandembeschaufelung eine hybride Beschaufelung entwickelt, optimiert und untersucht. Zusätzlich wird eine Gehäusestrukturierung entwickelt, optimiert und deren Wirkung auf die Strömung untersucht.

### HAP 4: Validierung am Versuchsverdichter

- Ziel: Durch experimentelle Untersuchungen am dreistufigen Versuchsverdichter am Niedergeschwindigkeitsverdichterprüfstand FRANCC des LTF wird die Leistung der entwickelten Hochlaststufe untersucht.



## 1.4 Wissenschaftlicher und technischer Stand

Die Anwendung von Tandembauweisen in hochbelasteten Verdichtern, sowohl in einzelnen als auch in mehrstufigen Anordnungen, ist in der wissenschaftlichen Literatur nur spärlich dokumentiert. Ihre Anfänge finden sich bereits in den 1940er Jahren bei Schroeder (Schroeder, 1945). Eine Schlüsselfigur in der frühen Erforschung war Ohashi, der die gegenseitige Beeinflussung zweier Schaufeln in ebenen Pumpgittern theoretisch untersuchte und dabei den Einfluss der Axial Overlap (AO) analysierte (Ohashi, 1959).

In den 1970er Jahren führten Bammert et al. (Bammert & Beelte, 1980; Bammert & Staude, 1981; Bammert & Staude, 1980) Studien an mehrstufigen Verdichtern mit Tandemrotoren durch, die das hohe Belastungspotenzial dieser Schaufelanordnungen hervorhoben.

Jahrzehnte später setzten McGlumphy und andere diese Forschung fort, wobei sie sich auf das Verhalten der Spaltströmung in Tandemkonfigurationen sowie auf Optimierungsprozesse für Tandemrotorstufen in transsonischen Fans konzentrierten (McGlumphy, 2008; McGlumphy, et al., 2010).

Clemen et al. (Clemen, et al., 2008) untersuchten eine aerodynamisch hochbelastete Mehrstufenmaschine konventioneller Geometrie als Basis für den Entwurf einer Einzelstufe mit Tandemleitrad, die später von Tesch et al. (Tesch, et al., 2014) experimentell analysiert wurde.

In der Flugzeug-Aerodynamik ist die Grenzschichtkontrolle mittels Schlitze eine altbekannte und häufig angewendete Technik. In den 1960er Jahren begannen Pratt & Whitney Aircraft und NASA, ihre Anwendung in der Turbomaschinenteknik zu erforschen. Trotz des allgemein geringen Wissens über die damit verbundenen aerodynamischen Phänomene wurden umfangreiche Tests an drei Rotoren und drei geschlitzten Statorn des aerodynamischen Typs NACA-65 durchgeführt, um die günstigste geschlitzte Profilkonfiguration zu ermitteln. Die Forschung ergab, dass die effektivste Schlitzauslegung bei 50 % der Rotorsehnen und 55 % der Statorsehnen lag. Jedoch führte diese Konfiguration zu hohen Verlustgradienten nahe den Endwänden, was zu niedrigeren Gesamtdruckverhältnissen und Wirkungsgraden resultierte (Jones & Linder, 1966; Brent & Rockenbach, 1971; Brent, 1972; Brent & Jones, 1970).

Trotz der historischen Herausforderungen, Konzepte aus der Flugzeug-Aerodynamik auf interne Strömungen in der Turbomaschinenteknik zu übertragen, legte Smith in den 1970er Jahren den Grundstein für die Anwendung der Hochauftriebs-Aerodynamik auf Tandem-

schaufeln (Smith, 1975). Er erklärte die Physik der Tandemschaufeln allein auf Basis der Potentialtheorie. Diese Erkenntnisse bilden noch heute die Basis der Tandemschaufeltheorie. Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Forschung zu Tandembeschaufelungen in rotierenden Verdichtern zwar selten ist, aber in der grundlegenden Forschung zu ebenen Verdichtergittern mit Tandemanordnung im Windkanal zahlreiche Untersuchungen durchgeführt wurden.

## 1.5 Zusammenarbeit mit anderen Seiten

Das Forschungsvorhaben DRIVER umfasste keine Zusammenarbeit mit anderen Institutionen oder Dritten.

## 2. Eingehende Darstellung

Nachfolgend sind die Zuwendungsverwendung sowie die erzielten Ergebnisse im Detail zusammengefasst und dargestellt. Die wichtigsten Positionen des zahlenmäßigen Nachweises werden genannt. Die Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit werden bewertet und die Nutzung und Verwertung der Ergebnisse werden erläutert.

Im Laufe des Projekts wurden zweimal in Abstimmung mit dem Projektträger Anpassungen am Projektplan vorgenommen.

Bei der in diesem Projekt betrachteten und angestrebten Stufenbelastung wurde von einem hohen Risiko für die aerodynamische Stabilität der resultierenden Verdichterstufe ausgegangen. Die mit Hilfe numerischer Simulation durchgeführten Stufenentwürfe waren jedoch überraschend schnell erfolgreich. Sie sagten eine hohe Stabilitätsmarge sowohl als Einzelstufe als auch im Dreistufenverbund voraus. Die numerische Qualität der Ergebnisse wurde vor dem Hintergrund der hohen Belastung überprüft. Dieses günstige Resultat war so frühzeitig nicht zu erwarten und eröffnete die Möglichkeit, auf den einstufigen Versuchsaufbau zu verzichten, der zur Risikominderung des folgenden dreistufigen Versuchsaufbaus vorgesehen war.

Im Rahmen der durchgeführten CFD-Simulationen der einstufigen und dreistufigen Anordnungen zeigte sich außerdem, dass insbesondere bei dem ungewöhnlich hohen Belastungsniveau des Entwurfs eine Wechselwirkung zwischen benachbarten Stufen die Leistungswerte der jeweils vorgeschalteten Stufe verbessert. Dies ist ein weiterer wesentlicher Grund für die hier gefällte Entscheidung, die experimentellen Untersuchungen des Einstufen- und

des Dreistufen-Aufbaus mit Mehrwert zu integrieren und somit, bezüglich beider Verdichterkonfigurationen, durch hochwertige Messungen die Validierung örtlicher Strömungskenngrößen sowie der gemittelten Leistungswerte des hochbelasteten Verdichters vorzunehmen (HAP4.1 und HAP4.2, ohne stabilitätsverbessernde Technologien SAP4.1.4-4.1.6). Dadurch können Strömungsfeldmessungen in allen Verdichterstufen durchgeführt werden, auch in Stufe 1, die im Dreistufenverbund unter repräsentativen Randbedingungen operieren kann. Die Stabilitätsverbesserungen können aufgrund der in den Auslegungsstudien festgestellten Wechselwirkungen zwischen den Stufen und der resultierenden Stufenabstimmung auch in einer 3-stufigen Umgebung angemessen getestet werden. Daher wurde ein 3-stufiger Aufbau bevorzugt. Trotz der hohen Komplexität konnte der Lehrstuhl die beiden Messkampagnen im Rahmen eines Dreistufenaufbaus zusammenführen und entsprechend im Projektplan vorsehen, was mit dem damit verbundenen Gewinn an zusätzlichen Forschungserkenntnissen einherging. Aufgrund dieser Erkenntnisse sollten auch die Technologien SRE (Randströmungsenergetisierung) und RGS (Gehäusestrukturierung) an der ersten Stufe eines 3-stufigen Verdichteraufbaus experimentell untersucht werden.

Verzögerungen in diesem Projekt und in einem hiermit verknüpften anderen führten jedoch zu einer erneuten Anpassung des Zeitplans für die experimentellen Arbeiten im HAP4. Im Zuge des Projekttreffens vom 26. Oktober 2023 und der anschließenden Beantragung der Projektverlängerung wurde in Absprache mit dem Projektträger die Versuchsabfolge an die bisherigen Projekterkenntnisse und zeitlichen Randbedingungen angepasst. Die ursprünglichen Arbeitspakete AP4.1 und AP4.2 wurden auf zwei Messkampagnen am 3,5-stufigen Versuchsverdichter umgestellt. Nachdem die numerischen Vorarbeiten zu den zu diesem Zeitpunkt bereits abgeschlossenen Arbeitspaketen AP2.2 und AP3.2 keine ausreichenden Vorteile der untersuchten Randströmungsenergetisierungs- und Gehäusestrukturierungskonzepte zeigten, sollte nun im HAP4 durch zeitlich hochauflösende Messungen das Verständnis der instationären Strömung fundamental erhöht werden, jedoch nicht die aktuellen SRE- und RGS-Konzepte untersucht werden.

Die zusätzlichen instationären Strömungsfelduntersuchungen am 3,5-stufigen Verdichteraufbau sollten ein vertieftes Verständnis der aerodynamischen Wirkmechanismen der Hybrid-/Tandem-Konfiguration ermöglichen.

Die Anpassungen der Arbeitspakete sind in Tabelle 1 zusammengefasst:

Tabelle 1: Anpassung der Arbeitspakete des HAP 4

AP	Ursprünglich	Angepasst
<b>Erste Anpassung: Kein Einzelstufentest</b>		
AP 4.1	<b>Untersuchung einer Einzelstufe</b> Beinhaltet: Untersuchung der Basisgeometrie sowie der SRE- und RGS-Konzepte an einer Einzelstufe.	<b>Untersuchungen am 3-stufigen Basisaufbaus</b> Der Einzelstufentest der Basisgeometrie entfällt. Diese wird gleich im 3-Stufen-Verbund untersucht (ursprüngliches AP 4.2).
AP 4.2	<b>Untersuchungen am 3-Stufenverbund</b> Nun in AP 4.1 integriert	<b>Untersuchung von SRE und RGS an Stufe 1 des 3-st. Aufbaus</b> SRE und RGS werden nicht mehr im Einzelstufentest untersucht, sondern im Multistufenaufbau.
<b>Zweite Anpassung: Kein Test von SRE und RGS</b>		
AP 4.2	<b>Untersuchung von SRE und RGS an Stufe 1 des 3-st. Aufbaus</b> Kein Test von SRE und RGS	<b>Instationäre Messungen am 3-stufigen Basisaufbau</b> Stattdessen: Erweiterung der Messungen am Basisaufbau um zeitaufgelöste Untersuchungen

## 2.1 Zuwendungsverwendung

Die Zuwendungsmittel wurden gemäß dem zahlenmäßigen Verwendungsnachweis im Wesentlichen zur Deckung der Personalkosten für die am Projekt arbeitenden Mitarbeiter sowie der Materialkosten, der FE-Fremdleistungen und der Reisekosten verwendet.

## 2.2 Erzielte Ergebnisse

Im Folgenden sind die Ergebnisse der Hauptarbeitspakete HAP1 bis HAP4 aufgeführt. Jedes HAP wird dabei mit seinen Zielen und dem letztgültigen Zeitplan vorgestellt.

## 2.2.1 HAP1 Entwurfsraumanalyse

Wie in Abschnitt 1.3 dargestellt, hatte das HAP 1 zum Ziel, einen geeigneten Entwurfsraum für die axialen Hochlaststufen einzugrenzen. Diese Untersuchung bildet die Grundlage für den Entwurf und die Optimierung des Statorentwurfs (HAP 2) sowie des Rotorentwurfs (HAP 3). Dazu soll in HAP 1 die geeigneten Entwurfsraumparameter identifiziert und mithilfe einer schnellen und automatisierten Prozesskette optimiert werden. Im Folgenden wird die Entwicklung einer geeigneten Prozesskette beschrieben. Außerdem wird der Parameterraum eingegrenzt und anschließend werden die Ergebnisse diskutiert.

Der Ausgangspunkt für dieses Arbeitspaket ist der 3,5-stufige Niedergeschwindigkeits-Axialverdichter FRANCC 1.0 des Lehrstuhls für Turbomaschinen und Flugantriebe der TUM, wie von Hopfinger (Hopfinger & Gümmer, 2019) entworfen und beschrieben. Dieser Entwurf definiert die geometrischen und aerodynamischen Randbedingungen und bildet die Grundlage für die hier beschriebene Entwurfsraumstudie. Alle in dieser Studie untersuchten Entwürfe sollen potenziell auf demselben Prüfstand getestet werden können und müssen daher die gleichen geometrischen Randbedingungen erfüllen wie der ursprüngliche FRANCC-Entwurf. Tabelle 2 fasst die wesentlichen Entwurfparameter des ursprünglichen FRANCC-Entwurfs zusammen.

Tabelle 2: Parameter des FRANCC 1.0 Stufen-Entwurfs nach Hopfinger (*Hopfinger & Gümmer, 2019*)

Arbeitszahl	$\psi = \Delta h_t / u^2$	0,57 [-]
Durchflusszahl	$\phi = c_m / u$	0,57 [-]
Reaktionsgrad DR	$DR = \frac{\Delta h_{s,Rotor}}{\Delta h_{s,Stufe}}$	0,46 [-]
Totaldruckverhältnis	$p_{t,Austritt} / p_{t,Eintritt}$	1,0375 [-]
Streckung	$\frac{r_{Gehäuse} / r_{Nabe}}{c_{axial}}$	Rotor 1,02 [-] Stator 0,70 [-]
Naben-Gehäuseverhältnis	$r_{Nabe} / r_{Gehäuse}$	0,8 [-]
Kanalhöhe	$r_{Gehäuse} - r_{Nabe}$	0,11 [m]
Anzahl der Schaufeln		Rotor und Stator je 40 [-]
Diffusionszahl	Siehe Gleichung	Rotor und Stator beide 0,62 [-]

$$DF = 1 - \frac{\omega_{\text{Austritt}}}{\omega_{\text{Eintritt}}} + \frac{|\omega_{u,\text{Eintritt}} - \omega_{u,\text{Austritt}}|}{2 \cdot \sigma_{\text{eff}} \cdot \omega_{\text{Eintritt}}}$$

Im ersten Schritt der Entwurfsraumstudie werden die relevanten Parameter identifiziert, die verschiedene Axialstufenentwürfe ermöglichen. Ziel ist es, einen Parameterbereich zu bestimmen, in dem Tandemgeometrien potenzielle Vorteile gegenüber konventionellen Einzelgeometrien bieten. Es ist grundsätzlich möglich, das charakteristische Verhalten von Turbomaschinen auch bei niedrigen Machzahlen und nahezu inkompressiblen Strömungsbedingungen zu analysieren und die gewonnenen Erkenntnisse auf reale, kompressible Anwendungsfälle zu übertragen, wie von Day und Freeman (Day & Freeman, 1994) beschrieben.

Das Verhalten einer axialen Verdichterstufe wird im Wesentlichen durch drei dimensionslose Kennzahlen bestimmt: die Arbeitsszahl ( $\psi$ ), die Durchflusszahl ( $\phi$ ) und den Reaktionsgrad (DR). Für eine optimale Effizienz der Verdichterstufe muss eine optimale Kombination dieser Kennzahlen erreicht werden. Das sogenannte Smith-Diagramm spielt dabei eine zentrale Rolle. Die Abbildung 5 zeigt ein solches Diagramm für axiale Verdichterstufen, basierend auf der Arbeit von Dickens und Day (Dickens & Day, 2010).

Im Diagramm werden die Arbeitsszahl auf der y-Achse und die Durchflusszahl auf der x-Achse dargestellt. Für jede Kombination beider Koeffizienten lässt sich die maximal mögliche Stufeneffizienz ermitteln und als Kontur darstellen. Es zeigt sich, dass die höchste Effizienz

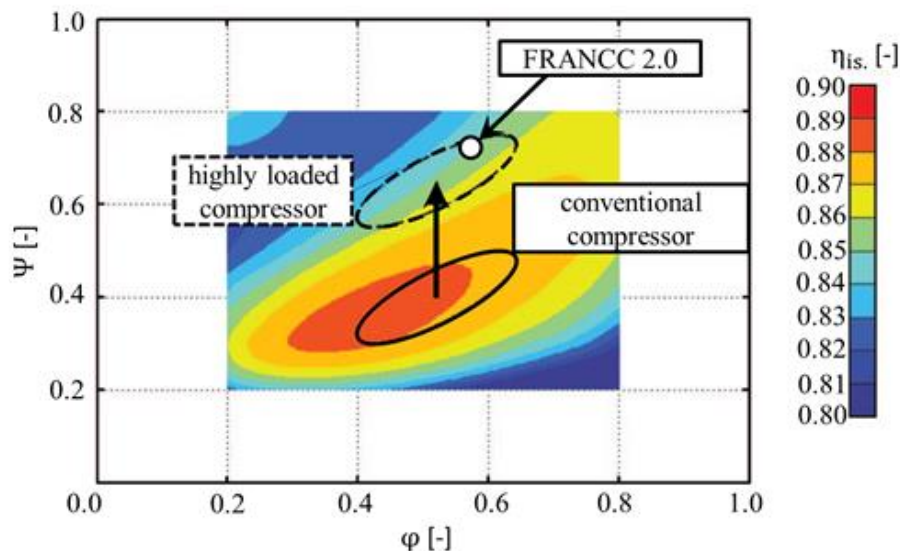


Abbildung 5: Smith-Diagramm nach Dickens and Day (nach Dickens & Day, 2010)

bei moderaten Arbeitsszahlen ( $\psi \approx 0,4$ ) und Durchflusszahlen ( $\phi \approx 0,5$ ) liegt. Dickens und Day zeigen jedoch, dass Entwürfe mit höheren Arbeitskoeffizienten sinnvoll sein können, um höhere Druckverhältnisse zu erzielen, die entweder den thermischen Wirkungsgrad verbessern oder kürzere Verdichter ermöglichen. Dies kann den Nachteil eines geringeren Stufenwirkungsgrads teilweise kompensieren. Diese Erkenntnisse motivieren die Untersuchung von Tandemgeometrien, die im Hochlastbereich potenziell effizienter als Einzelgeometrien sein könnten.

Um die Hypothese zu untersuchen, wird eine Prozesskette entwickelt, die das Smith-Diagramm sowohl für Tandem- als auch für Einzelgeometrien analysiert und die entsprechenden Stufen efficiencies bestimmt. Für die vollständige Bestimmung der Form der Geschwindigkeitsdreiecke muss das Umlenkverhältnis zwischen Rotor und Stator definiert werden. Dies wird üblicherweise anhand des Reaktionsgrads (DR) beschrieben. Der Reaktionsgrad gibt das Verhältnis der statischen Enthalpieerhöhung im Rotor zur statischen Enthalpieerhöhung der gesamten Stufe an und wird durch die folgende Gleichung definiert:

$$DR = \frac{\Delta h_{s,\text{Rotor}}}{\Delta h_{s,\text{Stufe}}}$$

Eine alternative Definition dieser Lastverteilung ist das Verhältnis der DeHaller-Zahlen von Rotor und Stator. Diese Größe wird durch die folgende Gleichung beschrieben:

$$DH_{R/S} = \frac{\omega_2/\omega_1}{c_3/c_2}$$

In der Mittelschnittsauslegung entspricht ein Verhältnis  $DHR/S = 1$  einem Reaktionsgrad  $DR = 0,5$ . Da die DeHaller-Zahl selbst ein Maß für die Belastung eines Gitters ist, wurde das DeHaller-Verhältnis ( $DHR/S$ ) für diese Studie als geeigneter Koeffizient zur Beschreibung der Lastverteilung gewählt. Ein optimaler Reaktionsgrad wird typischerweise bei etwa  $DR = 0,5$  angesetzt. Dickens und Day (Dickens & Day, 2010) zeigten jedoch, dass bei hochbelasteten Verdichterstufen auch Reaktionsgrade von  $DR > 0,5$  vorteilhaft sein können. Vor diesem Hintergrund wurde für die Analyse der Smith-Diagramme ein DeHaller-Zahl-Verhältnis von  $DHR/S = 0,96$  festgelegt.

Die Anwendung von Tandembauweisen in hochbelasteten Verdichtern, sowohl in einzelnen als auch in mehrstufigen Anordnungen, ist in der wissenschaftlichen Literatur nur vereinzelt dokumentiert. Aus den geometrischen Randbedingungen des FRANCC ergeben sich die Parameter der Entwurfsraumstudie (siehe [Tabelle 3](#)). Neben den geometrischen Randbedingungen gelten auch die aerodynamischen Randbedingungen am Eintritt wie die der

Tabelle 3: Geometrische Entwurfparameter

Streckung	$\frac{r_{\text{Gehäuse}} / r_{\text{Nabe}}}{c_{\text{axial}}}$	Rotor 1,02 [-] Stator 0,70 [-]
Naben-Gehäuseverhältnis	$r_{\text{Nabe}} / r_{\text{Gehäuse}}$	0,8 [-]
Kanalhöhe	$r_{\text{Gehäuse}} - r_{\text{Nabe}}$	0,11 [m]

FRANCC-Referenz ( $p_{t,\text{Eintritt}} = 101092$  [Pa] und  $T_{t,\text{Eintritt}} = 288$  [K]). Aerodynamisch ergeben sich aus den Randbedingungen des FRANCC sowie dem abzutastenden Bereich des Smith-Diagramms folgende Parameter (siehe

Tabelle 4). Damit ist der für diese Untersuchung geeignete Parameterraum identifiziert.

Im nächsten Schritt wurde eine Prozesskette entwickelt, die eine schnelle und effiziente automatisierte Abtastung des ausgewählten Entwurfsraums ermöglicht. Diese Prozesskette wurde erstmals von Jeinsen et al. (von Jeinsen, et al., 2023) beschrieben. Der Auslegungsprozess folgt einer quasi-3D-Entwurfsmethode, die in Abbildung 6 dargestellt wird. Quasi-3D bezeichnet in diesem Kontext eine gekoppelte Methodik, die sowohl auf einer zweidimensionalen, meridionalen Strömungslösung als auch auf einer 2D-Simulation der Schaufelreihen in mehreren Schnittebenen basiert. Dieser Ansatz wurde gewählt, da das gekoppelte, zweidimensionale Lösen der Strömung erheblich schneller durchzuführen ist als eine vollständige dreidimensionale Simulation der Stufe. Durch die Kopplung der Strömungsinformationen zwischen orthogonal zueinanderstehenden Ebenen kann ein dreidimensionaler Entwurf abgeleitet werden. Allerdings werden dabei komplexe, dreidimensionale Strömungsphänomene nicht berücksichtigt, weshalb die Methodik als quasi-3D bezeichnet wird.

In diesem Verfahren wird die meridionale Strömungslösung mithilfe eines sogenannten Stromlinienkrümmungsverfahrens (SKV) berechnet. Ein zentrales Merkmal des SKV ist, dass

Tabelle 4: Aerodynamische Entwurfparameter

Arbeitszahl	$\psi = \Delta h_t / u^2$	0,2 – 0,8 [-]
Durchflusszahl	$\phi = c_m / u$	0,2 – 0,8 [-]
DeHaller Verhältnis	$DH_{R/S} = \frac{\omega_2 / \omega_1}{c_3 / c_2}$	0,96 [-]
Totaldruckverhältnis	$p_{t,\text{Austritt}} / p_{t,\text{Eintritt}}$	1,0375 [-]

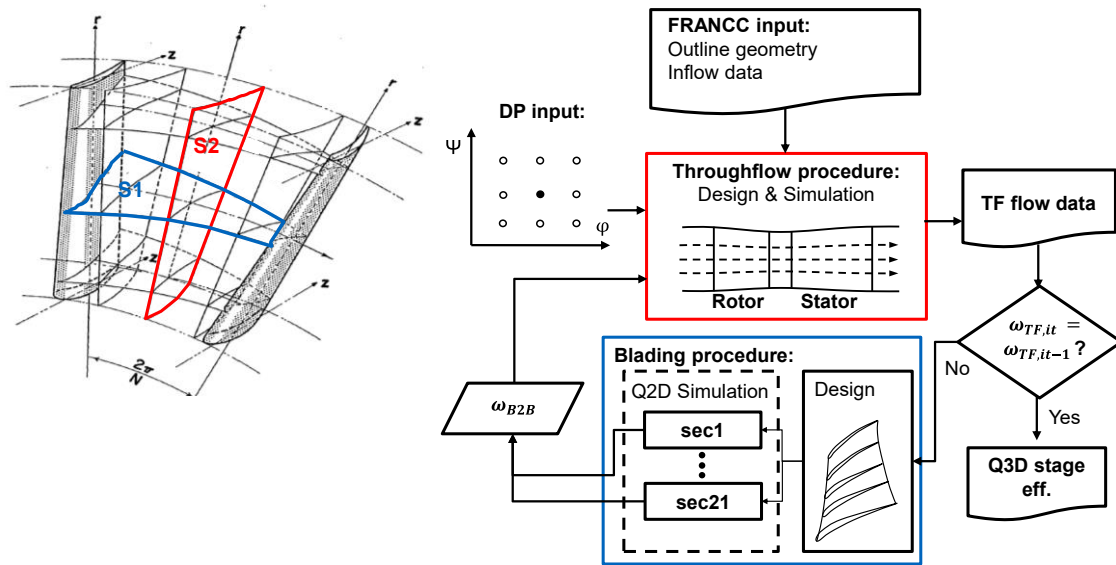


Abbildung 6: Flussdiagramm des S1-S2, Quasi-3D-Entwurfsprozesses

der Entropieanstieg als Eingabeparameter vorgegeben werden muss. Um die Stufeneffizienz zu berechnen, müssen daher die Verluste (in Form des Totaldruckverlustkoeffizienten  $\omega_{B2B}$ ) aus den Profillebenen an das SKV übergeben werden. Das SKV liefert wiederum die Eintrittsparameter ( $p_{t, \text{Eintritt}}$ ,  $T_{t, \text{Eintritt}}$ ,  $Ma_{\text{Eintritt}}$  und  $\beta_{\text{Eintritt}}$ ), die Entwicklung der Stromröhre (AVDR) sowie die gewünschte Ausströmrichtung ( $\beta_{\text{Austritt}}$ ) jeder Sektion an den Profilentwurf der verschiedenen Schaufelsektionen. Dadurch ergibt sich die Notwendigkeit eines iterativen Verfahrens.

Neben den vom FRANCC vorgegebenen geometrischen und aerodynamischen Randbedingungen beginnt der Prozess mit der Auswahl eines Betriebspunkts (Auslegungspunkt AP; engl. Design Point DP in Abbildung 6) auf Grundlage des Smith-Diagramms. Für jede spezifische Kombination aus der Arbeitskennzahl  $\psi$  und der Durchströmungskennzahl  $\phi$  wird eine Durchströmungslösung erstellt, wobei zunächst der Entropieanstieg abgeschätzt werden muss.

Nach dem Erstellen und Simulieren der Schaufelprofile wird ein neues Strömungsfeld durch das SKV berechnet. Konkret werden der Rotor und der Stator in den Profilschnitten 3, 6, 11, 16 und 19 (entsprechend 10 %, 25 %, 50 %, 75 % und 90 % der relativen Schaufelhöhe) ausgelegt und zweidimensional simuliert.

Die Konvergenz des Verfahrens ist für einen Entwurfspunkt (eine Kombination aus  $\psi$  und  $\phi$ ) erreicht, sobald sich der simulierte Totaldruckverlustkoeffizient jeder Reihe im Vergleich zur

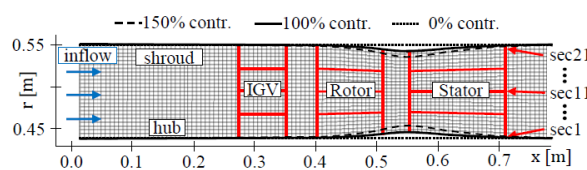
vorherigen Iteration nicht mehr verändert. Der resultierende quasi-3D-Stufenwirkungsgrad kann anschließend im Smith-Diagramm eingetragen werden.

Das im Projekt verwendete Stromlinienkrümmungsverfahren basiert auf dem Löser „MTFLOW 2.01“, entwickelt von Mark Drela am MIT (Drela, 2010). Dieser wird wie folgt beschrieben: „Eine Sammlung von Programmen zur viskosen/inviskiden Analyse und zum Design von achsensymmetrischen Körpern und Strömungskanälen“.

In diesem Projekt wurde MTFLOW zur Simulation und Auslegung der untersuchten 1,5-stufigen Konfigurationen eingesetzt. Die Abbildung 7 stellt die meridionale Ansicht der Stufe dar und zeigt den aerodynamischen Einflussbereich von IGV, Rotor und Stator, wie er sich aus den oben genannten Randbedingungen des FRANCC ergibt.

Durch die zusätzliche radiale Dimension ergeben sich neben den Zielgrößen weitere Entwurfparameter. Zum einen lässt sich die Verteilung des Dralls an Stufen Ein- und Austritt über den Radius ändern, wodurch eine Umverteilung der Belastung entlang des Radius ermöglicht wird. Zum anderen lassen sich die Endwände (Nabe und Gehäuse) der Stufe modifizieren. Da die Ein- und Austrittsradien durch die genannten Randbedingungen bestimmt sind, lässt sich lediglich die gezeigte Kontraktion des Gaspfads zwischen Rotor und Stator ändern. Die gezeigte Kontur entspricht der FRANCC-Referenz.

Um die Komplexität des Entwurfsprozesses zu verringern und eine effiziente Automatisierung zu ermöglichen, wird lediglich die Kontraktion der gezeigten Endwände als zusätzlicher Entwurfparameter der meridionalen Auslegung eingeführt. 0% Kontraktion entspricht da-



**Zusätzliche Entwurfparameter**

$$\frac{DH_R}{DH_S} = 0,95 \quad \frac{DH_R(1)}{DH_R(21)} \sim 1 \quad 1,2 < \frac{Ma_{rel,R,tip}}{Ma_{abs,S,hub}} < 1,5$$

**Randbedingungen**

- $\pi_t = 1 \approx 1.0375$
- $\Delta h_t \sim \Delta p_t = \text{const} !$
- $p_t(r) = \text{const}$
- $\alpha_1(r) = \alpha_3(r)$

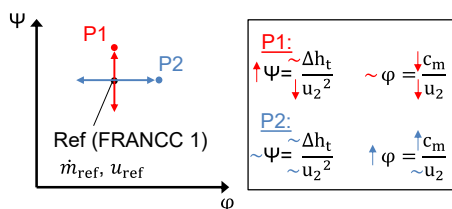


Abbildung 7: SKV-Domäne für die Auslegung der vorderen 1,5-FRANCC-Stufen

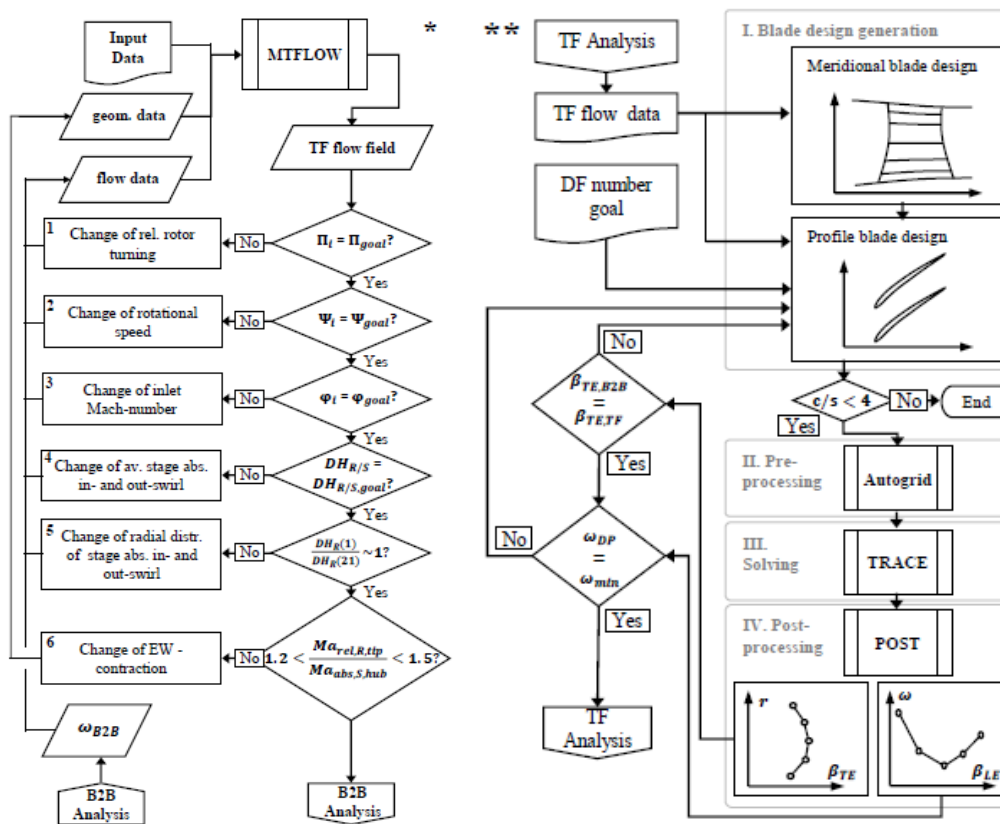


Abbildung 8: Automatisierter Entwurfsprozesse für den Gaspfad und die Schaufelprofile

bei axial konstanten Endwänden und 100% Kontraktion entspricht dem Gaspfad der Referenz. Dadurch ergibt sich für den meridionalen Entwurf schließlich der in Abbildung 8 automatisierte Entwurfsprozess. Der Gesamtprozess lässt sich in vier Schritte unterteilen.

Die Profilerzeugung sowohl für Einzel- als auch für Tandemprofile erfolgt mit den am LTF entwickelten MATLAB-Programmen. Für die aerodynamische Bewertung der Profilvergeometrien wird ein quasi-2D-Ansatz verwendet. Dabei kommt der 3D-Strömungslöser TRACE des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt (DLR) zum Einsatz, der auf einem in radialer Richtung zweizelligen 3D-Gitter angewandt wird, um eine quasi-2D-Lösung zu erzeugen. Ein Beispiel für eine solche Rechendomäne ist in Abbildung 9 dargestellt. Um eine quasi-3D-Information zu erhalten, werden die Profile auf den Schnitten 3, 6, 11, 16 und 19 simuliert. Der verwendete, strukturierte Vernetzer ist NUMECA Autogrid™.

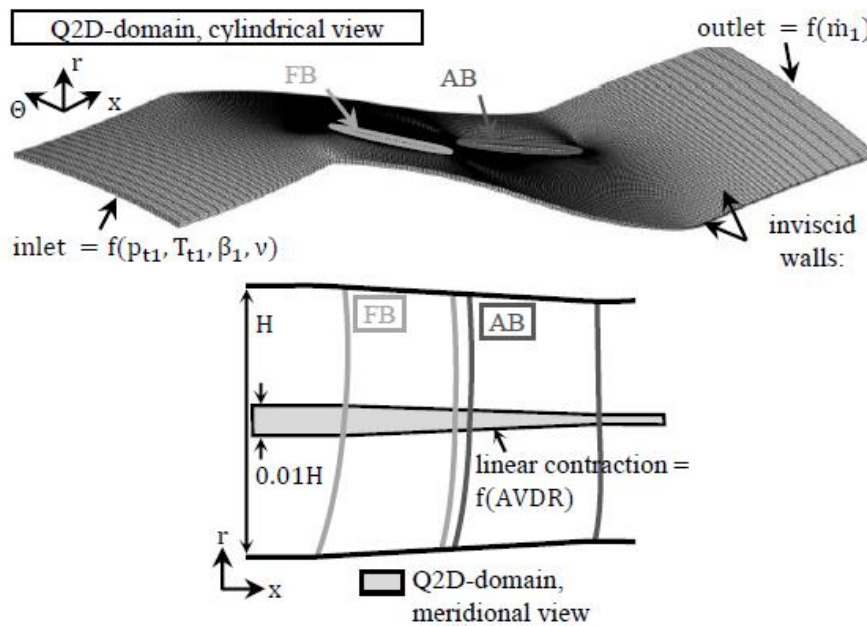


Abbildung 9: Zylindrische und meridionale Ansicht der q2D-Rechendomäne

Die Gitterunabhängigkeit wird durch den „*Grid Convergence Index*“ (GCI) sichergestellt, wobei  $y^+ \leq 1$  eingehalten wird. Der verwendete Strömungslöser ist TRACE 9.3.312. Das aerodynamische Verhalten der Profilsektionen wird anhand des Vergleichs mit den SKV-Daten beurteilt. Dazu wird sichergestellt, dass die Abströmwinkel übereinstimmen. Die Inzidenz der Profile wird so gewählt, dass der Entwurfspunkt im Minimum der Totaldruckverlustcharakteristik liegt. Die Schaufelzahl wird so gewählt, dass die Einzelprofile eine Diffusionszahl von  $DF = 0,45$  und die Tandemprofile eine Diffusionszahl von  $DF = 0,6$  aufweisen. Abgesehen von der Schaufelzahl und den Metallwinkeln an den Vorder- und Hinterkanten der Profile sind alle Profile identisch parametrisiert. Die Werte basieren auf den Optimierungsergebnissen von Eckel (Eckel & Gümmer, 2021).

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse der Entwurfsraumuntersuchung vorgestellt. Die Ergebnisse der Konfigurationen mit Einzel- und Tandemprofilen sind in [Abbildung 10](#) dargestellt. In den Diagrammen innerhalb der Abbildung ist jeder untersuchte Entwurfspunkt mit einem Kreis markiert:

- **Gefüllte Kreise** zeigen konvergierte quasi-2D-Daten (Q3D) für Einzel- und Tandemkonfigurationen.
- **Halb gefüllte Kreise** markieren Entwurfspunkte, für die nur die Tandemkonfigurationen den Q3D-Prozess erfolgreich durchliefen.
- **Leere Kreise** repräsentieren Q3D-Iterationen, die begonnen, aber nicht abgeschlossen wurden. Diese liegen ausschließlich in den schraffierten Bereichen A, B und C.

Das Diagramm lässt sich in drei Regionen unterteilen:

1. **Farbige Region:** Diese Region zeigt die massenstromgemittelten Q3D-Stufenwirkungsgrade der verschiedenen Entwürfe. Zusätzlich sind die Konturlinien der massenstromgemittelten DeHaller-Zahl des Rotors überlagert.
2. **Weißer Region:** Diese Region enthält ausschließlich Daten zu Tandemkonfigurationen, da für Einzelprofile in diesem Bereich keine konvergierten Daten vorliegen.
3. **Schraffierte Bereiche:** Hier konnten keine Q3D-Daten für Einzel- oder Tandemkonfigurationen generiert werden:
  - **Bereich A:** In diesem Bereich wurden nicht alle Randbedingungen des meridionalen Stufenentwurfs erfüllt.
  - **Bereich B:** Hier wurden valide meridionale Stufenentwürfe generiert. Jedoch traten Konvergenzprobleme bei der Profilsimulation auf, sodass kein Entwurf erstellt werden konnte.
  - **Bereich C:** Aufgrund von Konvergenzproblemen konnte in diesem Bereich kein meridionaler Stufenentwurf generiert werden.

In der ersten Spalte der [Abbildung 10](#) zeigt sich ein klarer Trend, der die Vorhersagen von Dickens und Day (Dickens & Day, 2010), Hall et al. (Hall, et al., 2012) und Anderson (Anderson, 2019) bestätigt. Der maximale Wirkungsgrad tritt im Bereich moderater Arbeitszahlen ( $0,3 < \psi < 0,35$ ) und hoher Durchflusszahlen ( $0,65 < \phi < 0,8$ ) auf. Im mittleren Bereich des Diagramms ( $0,4 < \phi < 0,7$ ) korreliert der Wirkungsgradabfall mit einer Abnahme der Rotor-DeHaller-Zahl. Die Tandemkonfigurationen (zweite Spalte) zeigen einen deutlich geringeren Wirkungsgradabfall als bei Einzelprofilen. Der Bereich des maximalen Wirkungsgrades weist jedoch insgesamt geringere Werte auf und verschiebt sich zu niedrigeren

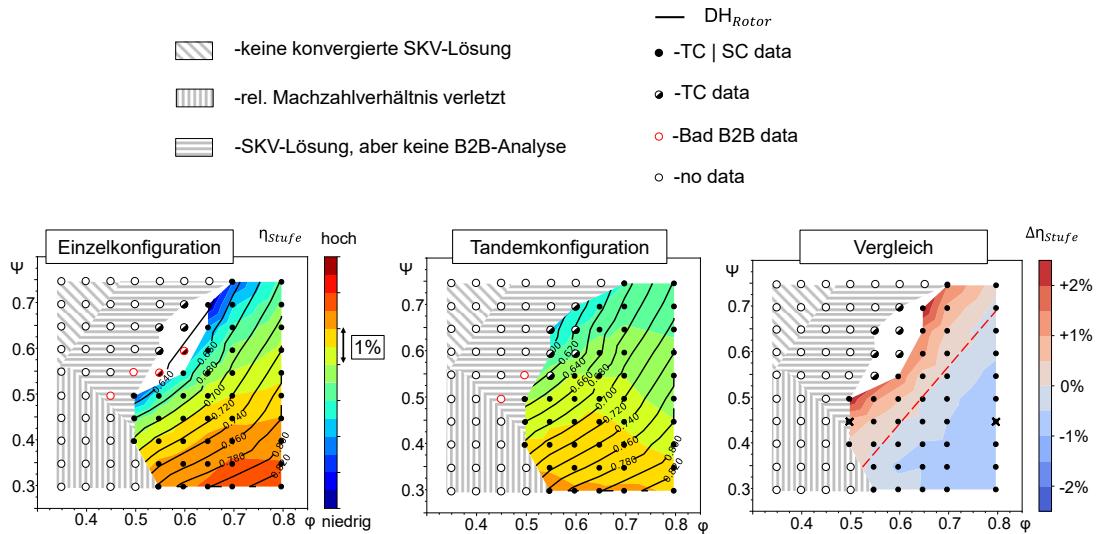


Abbildung 10: Smith-Diagramm der Einzel-, Tandemstufen und Effizienz-Delta

Durchflusszahlen hin. Die dritte Spalte der Abbildung 10 zeigt den direkten Vergleich des Wirkungsgrades zwischen Einzel- und Tandemkonfigurationen. Hier zeigt sich, dass Tandemprofile Einzelprofile bei Rotor-DeHaller-Zahlen unter 0,70 übertreffen. Diese Beobachtung stimmt mit den Vorhersagen von Baumert (Baumert, 2012) überein, wonach Tandemkonfigurationen vor allem bei hoher Strömungsablenkung vorteilhaft sind, jedoch nicht bei geringer Umlenkung.

Auf Grundlage der vorliegenden Entwurfsraumuntersuchung lässt sich feststellen, dass die Tandemkonfigurationen die Anzahl der notwendigen Schaufeln in einer Reihe reduzieren. Damit reduziert sich auch die Anzahl der Nachläufe der Profile. Allerdings sind die einzelnen Profilverluste der Tandemkonfigurationen deutlich ausgeprägter. Insbesondere ab einer Rotor-DeHaller-Zahl  $DHR \geq 0,72$  überwiegen die vergrößerten Profilverluste die Schaufelzahlreduktion.

Um also eine Effizienzsteigerung der Tandemstufe gegenüber einer konventionellen Einzelstufe zu erzielen, sollte ein Entwurfspunkt mit niedrigen DeHaller-Werten gewählt werden. In der ersten Konfiguration zeigt der FRANCC bei einer Durchflusszahl von  $\phi < 0,57$  und einer Arbeitszahl von  $\psi < 0,57$  eine Rotor-DeHaller-Zahl von  $DHR = 0,67$ . Dieser Wert liegt bereits nahe an der ermittelten Grenze, über die Tandemprofile Vorteile erzielen können.

---

Aus diesem Grund wurde der neue Entwurfspunkt für die DRIVER-Stufe mit einer Durchflusszahl von  $\phi < 0,57$  und einer Arbeitszahl von  $\psi < 0,73$  deutlich in den Bereich niedriger DeHaller-Zahlen mit einem Wert von  $DHR = 0,6$  verschoben. Mit einem Reaktionsgrad von  $DR = 0,56$  wird der Rotor der neuen Konfiguration im Vergleich zum ersten FRANCC-Entwurf, der einen Reaktionsgrad von  $DR = 0,46$  aufwies, deutlich höher belastet.

## 2.2.2 HAP3 Hybride Rotorschaukelkonzeption

Ziel dieses Hauptarbeitspakets ist es, die gezielte Beeinflussung von Randströmungseffekten in Hochlastrotoren zu untersuchen. Dafür wird im Rahmen dieses Hauptarbeitspakets eine Hybridbeschaufelung für den Rotor der DRIVER-Stufe entwickelt. Als Referenz wird zunächst eine Tandembeschaufelung ausgelegt und numerisch getestet. Darauf aufbauend wird die Hybridbeschaufelung entworfen und optimiert und anschließend bei niedrigen und hohen Machzahlen numerisch untersucht. Abschließend werden noch verschiedene Gehäusestrukturen für den finalen Entwurf des Hybridrotors numerisch getestet.

Das Hauptarbeitspaket gliedert sich hierfür in zwei Arbeitspakete: AP 3.1 (Hybridgestaltung von Hochlastrotoren) und AP 3.2 (Gehäusestrukturierung für hybride Hochlastrotoren). Die jeweiligen Unterarbeitspakete und deren Inhalte werden in der Vorstellung der Arbeitspakete dargestellt. Bei der Besprechung der Inhalte in diesem Kapitel kann es aufgrund einer technisch sinnvoller Darstellung zu einer Abweichung von der Reihenfolge im Projektplan kommen.

### AP 3.1 - Hybridgestaltung von Hochlastrotoren:

Die Hybridgestaltung von Hochlastrotoren stellt einen vielversprechenden Ansatz zur Steigerung der aerodynamischen Belastbarkeit dar. Mit zunehmender Komplexität der Beschau-

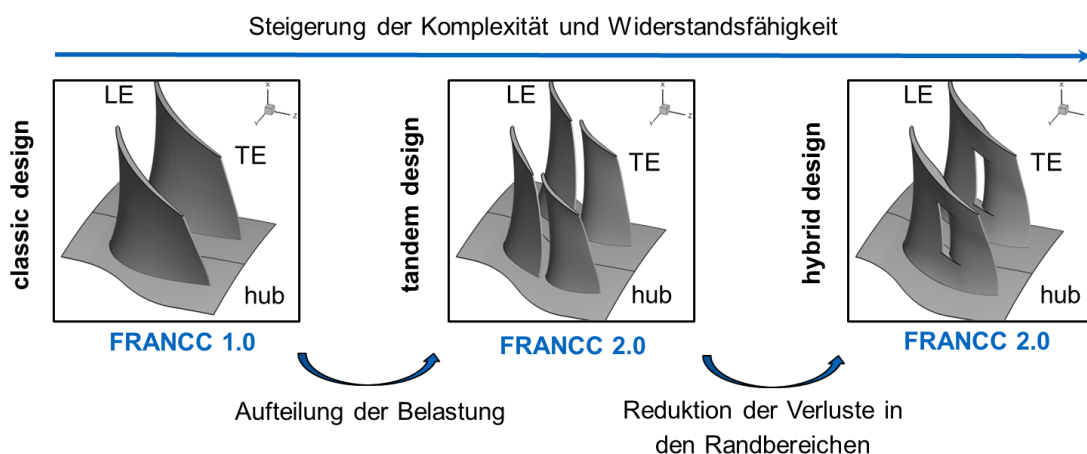


Abbildung 11: Der Weg zu höherer aerodynamischer Belastung

felung steigt zugleich die Widerstandsfähigkeit gegen Randströmungs- und Ablösephänomene. Der Weg zu höheren aerodynamischen Belastungen führt von der etablierten Einzelbeschaukelung über die Tandembeschaukelung hin zur innovativen Hybridbeschaukelung, die die Vorteile beider Konzepte (Einzel und Tandem) vereint und neue Potenziale für leistungsfähige Rotorauslegungen eröffnet (siehe Abbildung 11). Die Tandemkonfiguration verspricht, die Belastbarkeit einer Einzelschaukel zu erhöhen, indem auf der hinteren Schaukel eine frische Grenzschicht entsteht und die Umlenkung dadurch gesteigert wird. Jedoch weisen Tandemschaukeln im Randbereich erhöhte Sekundärverluste auf, die durch die Verwendung von Einzelsegmenten der Hybridschaukel reduziert werden können. Die Hybridschaukel vereint in ihrer Grundidee die Vorteile beider Schaukelformen.

Als Referenz wird zunächst ein Tandemrotor entworfen. Dieser stellt einen wesentlichen Zwischenschritt auf dem Weg zum Hybridrotor dar, da er höhere aerodynamische Belastungen ermöglicht. Gleichzeitig weist der Tandemrotor, wie bereits erwähnt, erhöhte Verluste

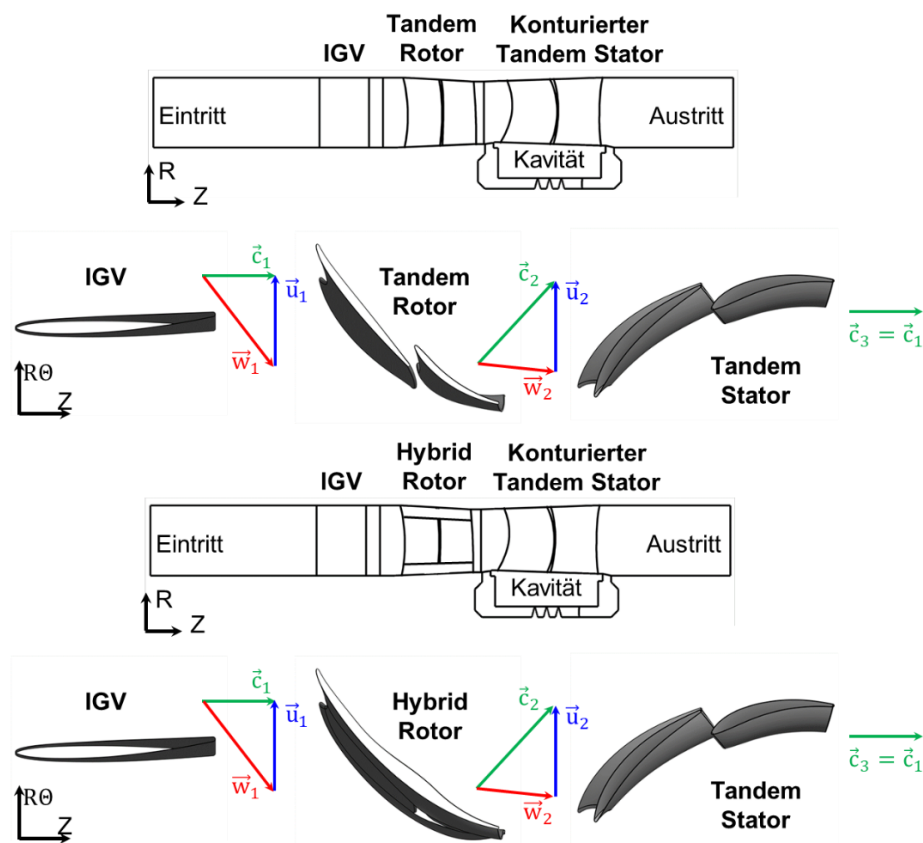


Abbildung 12: Entwurf eines Tandem- und Hybridrotors

im Endwandbereich auf, die eine zentrale Motivation für die Weiterentwicklung hin zum Hybridrotor darstellen. Die Untersuchungen zum Tandemrotor konzentrieren sich auf die Randbereiche und die darin auftretenden Strömungseffekte. Diese sollen in SAP 3.1.4 durch die gezielte Optimierung der Hybridbeschaufelung positiv beeinflusst werden. Die Ergebnisse dieses Arbeitspakets werden gemeinsam mit denen des Hybridrotors dargestellt, um einen direkten und aussagekräftigen Vergleich zu ermöglichen.

Der Tandem- und der Hybridrotor werden für den gewählten Entwurfspunkt gemäß HAP 1 ausgelegt. Dafür werden der in HAP 1 definierte Gaspfad sowie die definierten Gaswinkel übernommen. Außerdem werden die zweidimensional ausgelegten Profilschnitte als Startpunkt für die 3D-Gestaltung des Tandemrotors verwendet. Ein Eindruck der final ausgelegten Stufe sowie des Vergleichs zwischen Tandem- und Hybridrotor ist in Abbildung 12 zu sehen. Die Geschwindigkeitsdreiecke stellen den Mittelschnitt dar. Ebenfalls ist der konturierte Tandemstator abgebildet, der in HAP 2 detaillierter besprochen wird. Aufgrund der hohen Strömungsumlenkung des Rotors muss der Tandemstator ebenfalls eine stärkere Strömungsumlenkung übernehmen. Insgesamt ist die Stufe dadurch sehr hoch aerodynamisch belastet.

Für die Erstellung des Hybridrotors ist ein zusätzlicher Prozess erforderlich. Dieser folgt der in Abbildung 13 dargestellten Methodik. Die Absprungbasis ist hierfür eine Einzelschaukel (Referenz aus dem vorherigen Projekt – FRANCC 1.0), die im Schaufelerstellungsprozess aus

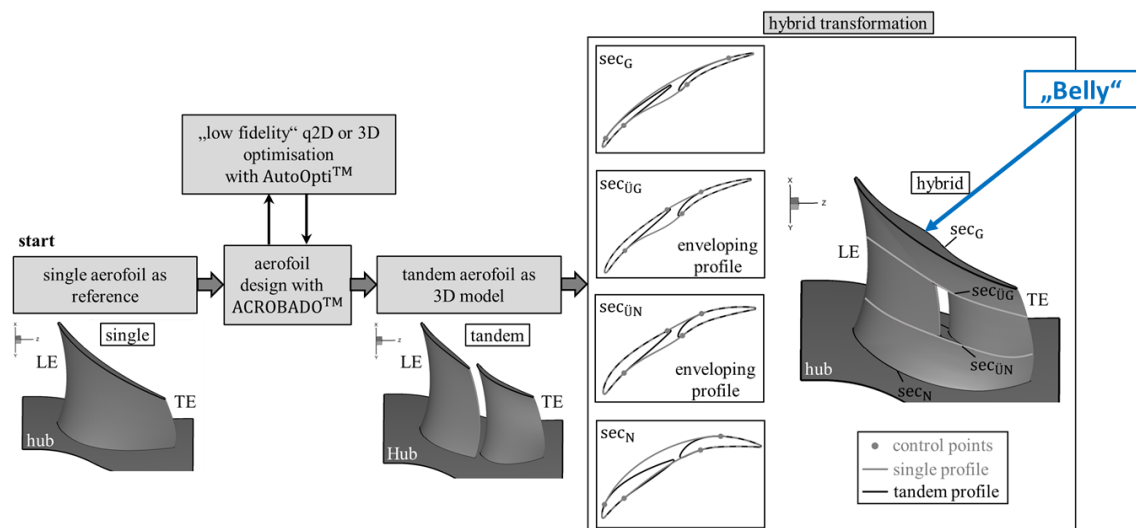


Abbildung 13: Prozesskette zur Erstellung von Hybridschaukeln

HAP 1 und durch 3D-Optimierung des gesamten Stufenverbunds in ein 3D-Modell des Tandemrotors umgewandelt wird. Der daraus resultierende Tandemrotor erfüllt bereits die aerodynamischen Anforderungen des Entwurfspunkts gemäß HAP 1. Das 3D-Modell des Tandemrotors wird anschließend mit Hilfe der sogenannten Hybrid-Transformation in einen

Hybridrotor umgewandelt. Diese Transformation leitet für ausgewählte Sektionen des Randbereichs einhüllende Profile aus den Tandemprofilen ab und verbindet sie anschließend mit den Tandemprofilen des Tandem-Segments im mittleren Bereich des Gaspfads.

Die Übersetzung der Einzelschaukel hinzu einer Tandemschaukel wird mit Hilfe einer 3D-Optimierung durchgeführt. Dafür werden die Schaukelprofile für vier Sektionen des Tandemrotors angepasst. Der veränderte Tandemrotor wird aerodynamisch im 1,5-Stufen-Aufbau (siehe [Abbildung 12](#)) eingesetzt und bewertet. Die Zielfunktionen der Optimierung sind zum einen der Wirkungsgrad der Stufe im Entwurfspunkt und zum anderen der Wirkungsgrad nahe der aerodynamischen Stabilitätsgrenze. Außerdem werden die Form des Abströmprofils des Rotors sowie dessen Umlenkung angegeben. Zur dreidimensionalen Optimierung der Geometrie des Tandemrotors wird das Programm AutoOpti des DLR eingesetzt. Insgesamt stehen 28 freie Parameter für die 3D-Optimierung zur Verfügung.

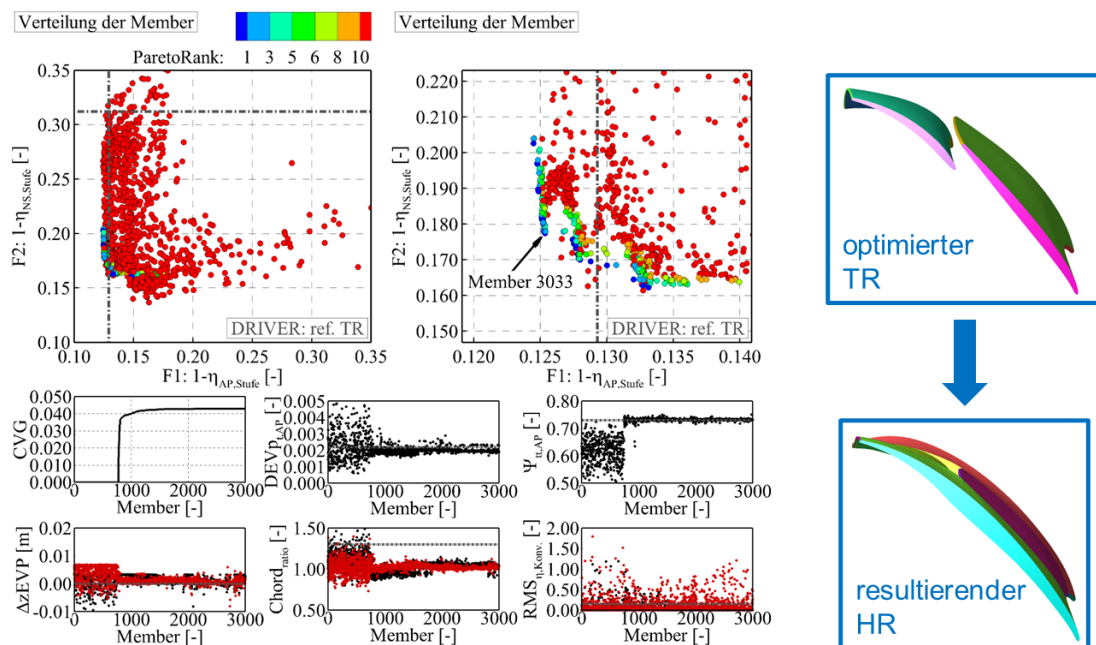


Abbildung 14: Ergebnisse der 3D-Optimierung des Rotors

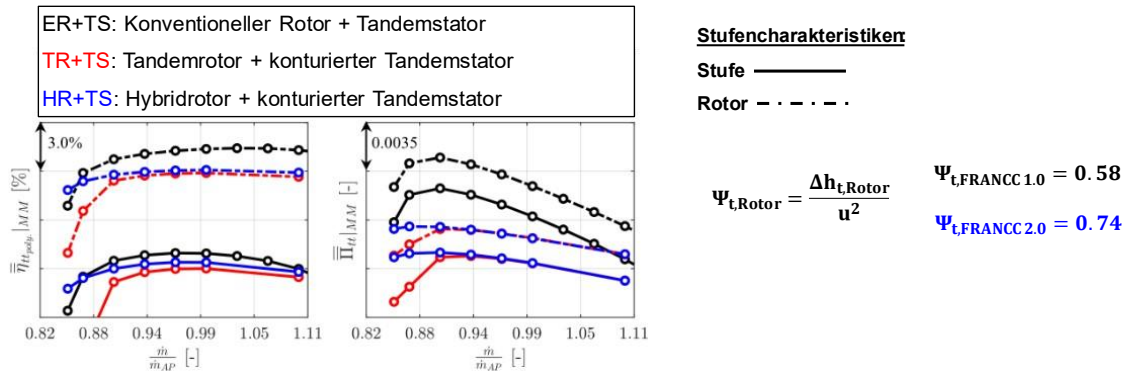


Abbildung 16: Vergleich der Stufen- und Rotorkennlinien - Auslegungsdrehzahl

Die Optimierung wird nach etwa 3000 Mitgliedern manuell abgebrochen (siehe [Abbildung 14](#)), da sie als konvergiert angesehen werden kann (siehe CVG). Auf Basis des optimierten Tandemrotors (Member 3033) wird anschließend der Hybridrotor abgeleitet. Dieser wird in einem weiteren Schritt mithilfe zusätzlicher numerischer Strömungssimulationen manuell nachjustiert und verfeinert. Dabei werden unter anderem die Inzidenz und die 3D-Form des Rotors leicht verändert, um einen ausreichenden Betriebsbereich zu gewährleisten.

In [Abbildung 16](#) sind die massengemittelten Integralwerte der Stufe und des Rotors als Kennlinie dargestellt. Abgebildet sind neben dem optimierten Tandemrotor (TR) und dem Hyb-

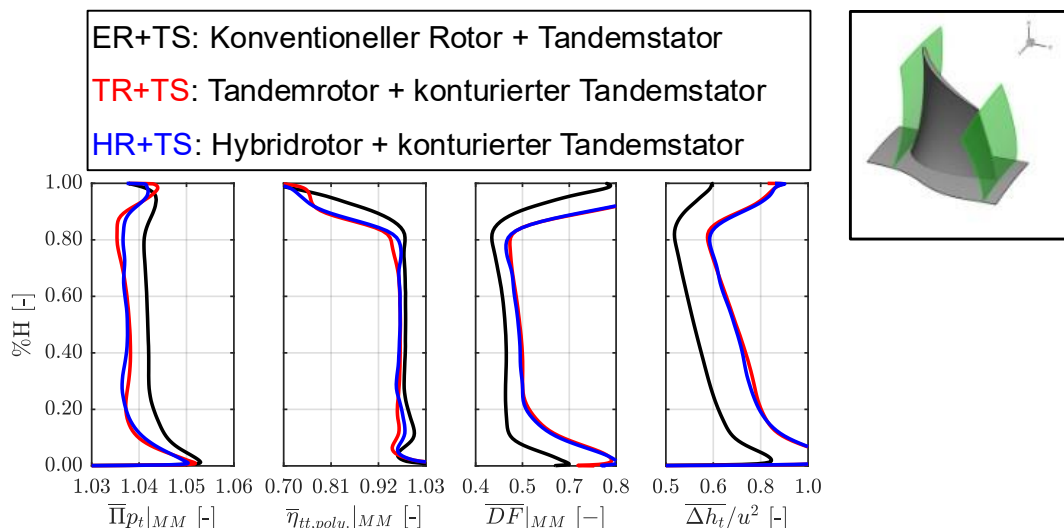


Abbildung 15: Radiale Verteilungen des Rotors im Entwurfspunkt

ridrotor (HR) auch die Referenzstufe mit einem klassischen Einzelrotor. Zur besseren Einordnung der hohen Belastung der DRIVER-Stufe sind in der Abbildung auch die numerisch berechneten Arbeitszahlen der beiden Stufen aufgeführt. Es ist gut zu erkennen, dass die neue DRIVER-Stufe mit Hybridrotor einen erweiterten Betriebsbereich erzeugt, der den der Referenz sogar übertrifft. Dies ist vor allem dem Hybridrotor zu zusprechen, da die Konfiguration mit dem Tandemrotor die geforderte Stabilität nicht erreicht. Ebenfalls kann der Hybridrotor den Wirkungsgrad gegenüber dem Tandemrotor steigern. Dies verdeutlicht das Potential dieser neuen Schaufelform. Der Verlust an Stufenwirkungsgrad gegenüber der Referenz ist unter Berücksichtigung der massiven Belastungserhöhung und der Limitierung des Entwurfs (identischer Gaspfad und konstante Schaufelzahl) als akzeptabel anzusehen.

Die Abbildung 15 zeigt die umfangsgemittelten radialen Verteilungen der verschiedenen Rotoren im Entwurfspunkt. Zum besseren Verständnis sind auch die Auswerteebenen nahe der Vorder- und Hinterkante dargestellt. Der Hybridrotor (HR) kann trotz hoher Verluste im Spitzenbereich, bei gleichem relativem Spitzenspalt wie bei FRANCC 1.0, die geforderte Belastungsaufgabe wie vorgesehen erfüllen. Die radialen Verteilungen der relevanten Kenngrößen (Totaldruckverhältnis und Arbeitszahl) entsprechen den vorgegebenen Anforderungen des Entwurfs. Es zeigen sich zwei zentrale Eigenschaften der Stufe, die aus den Limitierungen der Entwurfsaufgabe (Gaspfad und Schaufelzahl) hervorgehen. Die Diffusionszahl steigt infolge der konstanten Schaufelzahl zwischen FRANCC 1.0 und FRANCC 2.0 deutlich an und

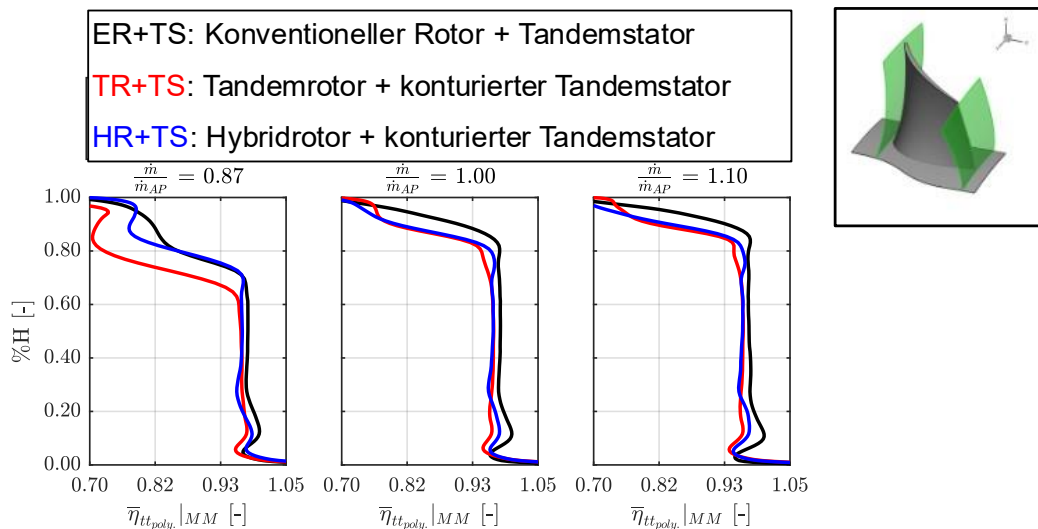


Abbildung 17: Radiale Verteilungen des Rotors bei unterschiedlichen Betriebspunkten

das Totaldruckverhältnis ist geringfügig kleiner. Das kleinere Totaldruckverhältnis folgt daraus, dass die Drehzahl des FRANCC 2.0 leicht gesenkt werden muss, um die Kompressibilitäts-Effekte aufgrund des hohen Arbeitseintrags und des nicht veränderbaren Gaspfads auszugleichen.

Bemerkenswert ist, dass der Hybridrotor trotz der hohen Diffusionszahl und der erhöhten Verluste den Betriebsbereich der Referenz überschreitet. Eine erste Erklärung hierfür liefert Abbildung 17, die die radiale Verteilung des polytropen Wirkungsgrads für drei verschiedene Drosselpunkte der Rotoren zeigt. Bei einer Androsselung zeigt der Hybridrotor (HR) einen deutlich geringeren Zuwachs der Verluste im Spitzenbereich. Dies ist ein wesentlicher Grund für das stabilere Betriebsverhalten im Vergleich zum Tandemrotor (TR). Mit zunehmender Androsselung nähern sich die Verluste des Hybridrotors denen des Einzelrotors (ER) an. Dieser Umstand deutet darauf hin, dass sich die Verlustmechanismen des Hybridrotors von denen des Einzelrotors und des Tandemrotors unterscheiden.

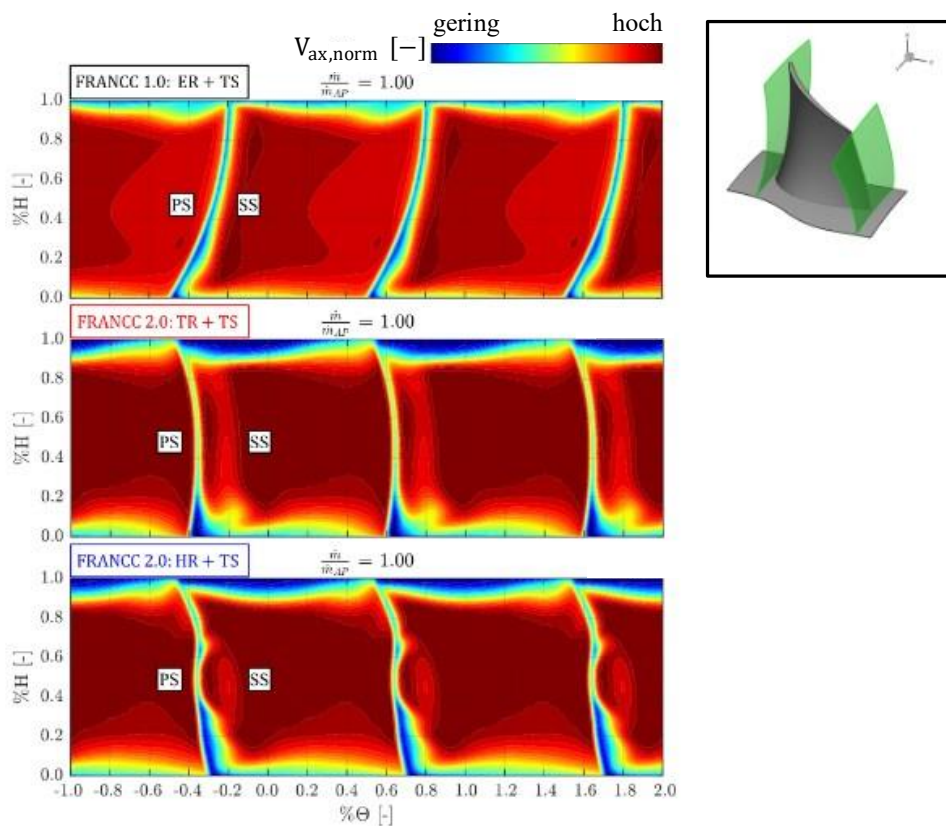


Abbildung 18: 2D-Kontur des Nachlaufs aller Rotoren im Entwurfspunkt

Die Abbildung 18 bestätigt diese Aussage. Hier sind die 2D-Konturen der normierten axialen Geschwindigkeit im Nachlauf für den Entwurfspunkt dargestellt. Während der Einzelrotor nahe dem Gehäuse und der Druckseite ein ausgeprägtes Blockagegebiet zeigt, besitzt der Hybridrotor dieses Gebiet nur in abgeschwächter Form. Dieses Gebiet ist die Folge des Spitzenspaltwirbels und seiner Interaktion mit der Passage, auf die der Hybridrotor eine positive Wirkung hat. Beide DRIVER-Rotoren weisen im Entwurfspunkt jedoch insgesamt eine geringere kinetische Energie im Gehäusebereich auf. Dies ist die unvermeidliche Folge der größeren Diffusion. Im Vergleich zum Tandemrotor (TR) zeigt der Hybridrotor (HR) ein deutlich verbessertes Nachlaufbild. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die doppelte Ausbildung des Spitzenspaltwirbels des Tandems durch die Hybridisierung unterbunden wird. Die radialen Bereiche, an denen die Einzelsegmente mit dem Tandemsegment des Hybridrotors verbunden sind, weisen Zonen erhöhter Blockage auf. Dies bedeutet, dass dort zusätzliche Verluste entstehen, die jedoch im Vergleich zu den starken Sekundärverlusten des Tandems weniger stark ins Gewicht fallen, einen vernünftigen Kompromiss darstellen und das Hybridkonzept bestätigen.

Die Reduktion der Interaktion zwischen Spitzenspaltwirbel und Passagenströmung ist vor allem auf einen zentralen Aspekt der Hybridschaufel zurückzuführen. Dieser Effekt wird als „Belly-Effekt“ bezeichnet und ist in Abbildung 19 dargestellt. Der sogenannte „Belly-Effekt“

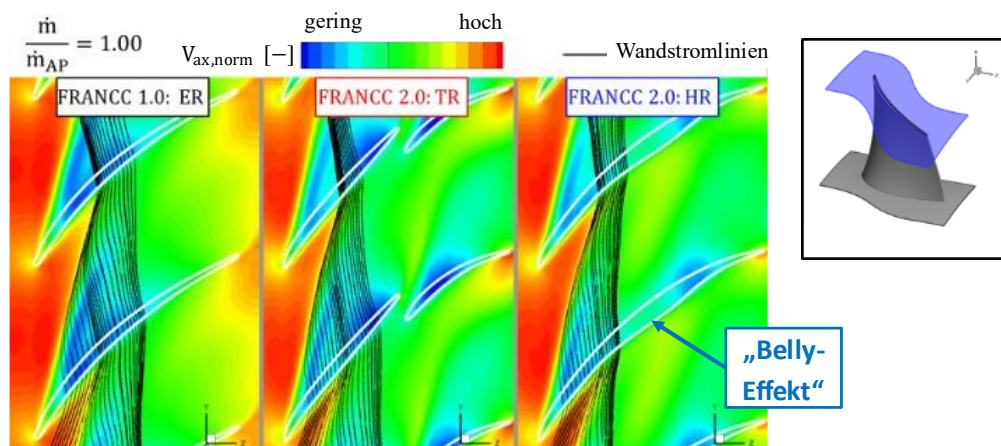


Abbildung 19: Rotorspitzenspaltströmung im Entwurfspunkt

ist maßgeblich für die stabilisierende Wirkung des Hybridrotors im Spitzenbereich. Durch den „Belly-Effekt“ wird die Strömung im Spitzenbereich axial ausgerichtet, wodurch sich die negativen Auswirkungen der doppelten Spaltleckage reduzieren lassen. Dies verdeutlichen die Stromlinien im Rotorspitzenbereich, die für den Hybridrotor einen geringeren Anteil an Rückströmung aufweisen und somit den initialen Entstehungsbereich des Spitzenspaltwirbels mit weniger energiearmem Fluid speisen.

Die Stufe und der dazugehörige Hybridrotor werden mit dem Ziel ausgelegt, auf dem bestehenden Prüfstand des Lehrstuhls getestet zu werden. Dadurch ergeben sich Fragen zur Übertragbarkeit des Entwurfs auf industrielle Anwendungen, da die Machzahlen der Stufe nicht repräsentativ sind (Niedergeschwindigkeitsverdichter-Prüfstand). Um diese Frage numerisch adressieren zu können, ist in diesem Arbeitspaket ebenfalls eine Studie bei höheren

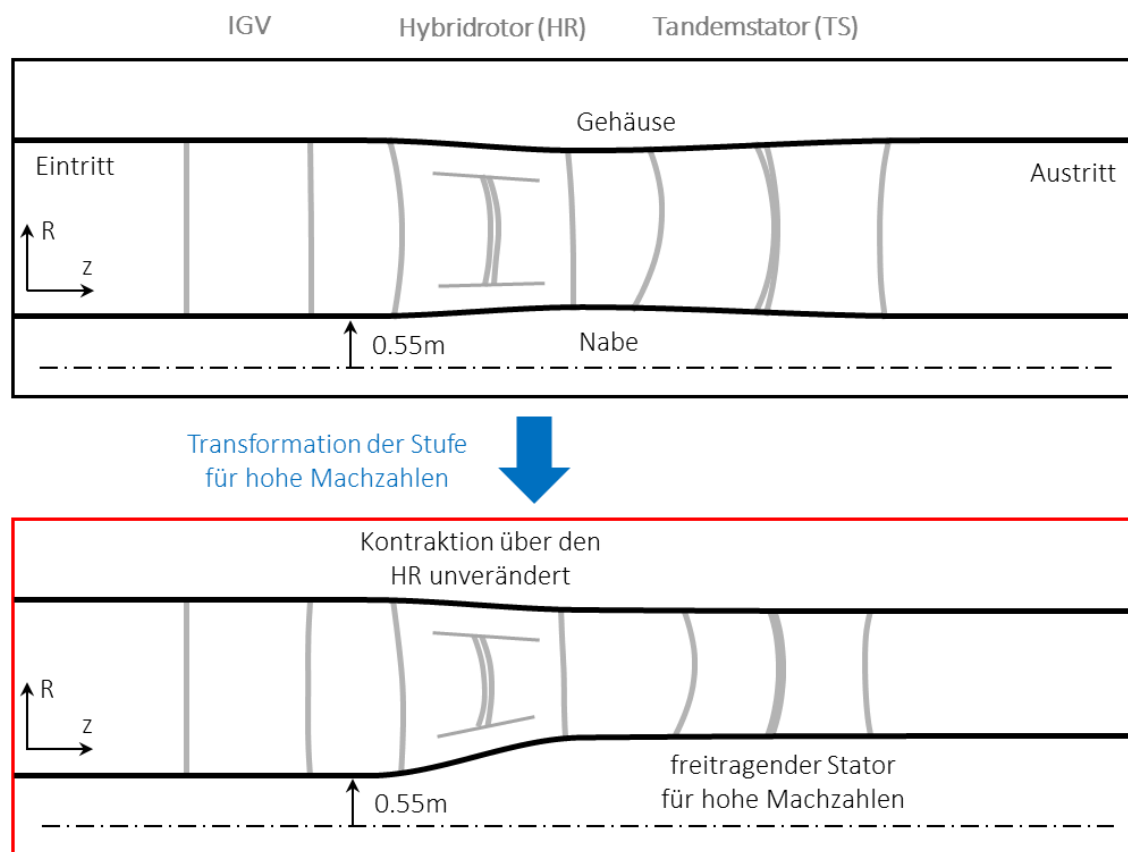


Abbildung 20: Vergleich der Gaspfade bei der Transformation für hohe Machzahlen

Machzahlen geplant. Dafür wird auf Basis des bereits vorgestellten Stufenentwurfs des FRANCC 2.0 eine weitere Stufe mit Hybridrotor, nun jedoch bei höheren Machzahlen, aerodynamisch ausgelegt.

Aufgrund der Komplexität bei der hohen Belastung der DRIVER-Stufe, in Kombination mit höherer Machzahl sowie der daraus resultierenden numerischen Schwierigkeiten bei der Berechnung mit Deckbandkavität, musste für diese Studie auf eine freitragende Statorkonfigurationen umgestiegen werden. Dies war zu Beginn des Projekts nicht beabsichtigt, erwies sich jedoch als zwingende Notwendigkeit, um die numerische Konvergenz der Simulation der Stufe zu erreichen. Damit die Vergleichbarkeit der DRIVER-Stufen zwischen niedri-

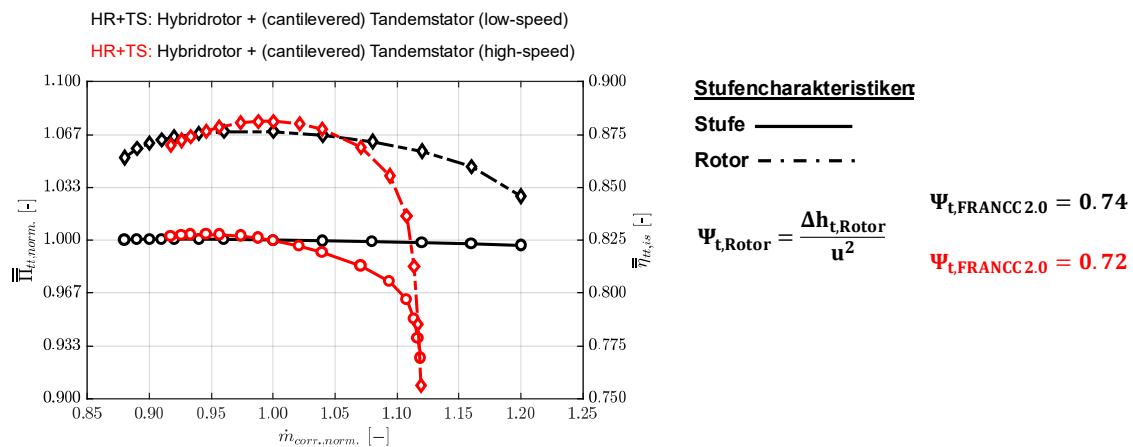


Abbildung 21: Vergleich der Stufenkennlinien für unterschiedliche Machzahl-Niveaus

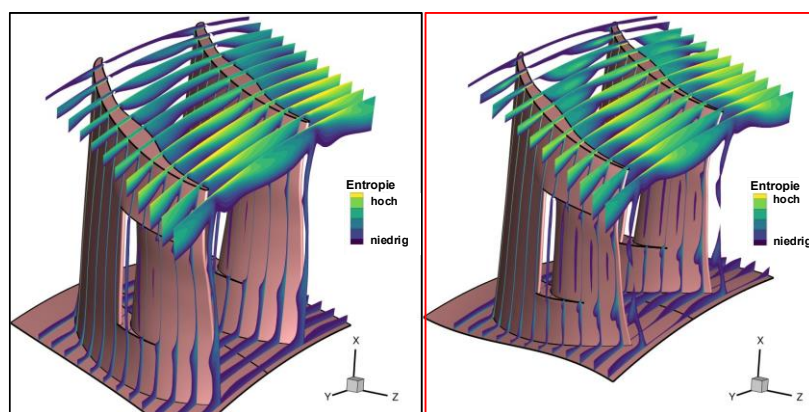


Abbildung 22: Entropieerzeugung in der Passage des Hybridrotors im Entwurfspunkt und bei unterschiedliche Machzahl-Niveaus

ger und höherer Machzahl weiterhin gewährleistet werden kann, wird auch für die Basiskonfiguration eine Stufe mit freitragendem Stator vorgesehen und entsprechend aerodynamisch konzipiert.

Die Transformation der DRIVER-Basisstufe für höhere Machzahlen ist in [Abbildung 20](#) zu sehen. Um eine passende relative Zuströmmachzahl für den Hybridrotor zu erreichen, wurde die Drehzahl der Stufe erhöht. Aus diesem Grund können Kompressibilitätseffekte nicht mehr vernachlässigt werden, und die Kontraktion des Gaspfads muss angepasst werden. Hier gilt die Randbedingung, dass der Verlauf des Gehäuses unverändert bleibt und nur die Kontraktion der Nabe die Verengung des Querschnitts hervorrufen darf. Die Stufe wird an der Rotorspitze auf repräsentative und höhere Machzahlen (für die hinteren Stufen eines Hochdruckverdichters) angepasst. Dadurch steigt die relative Machzahl an der Schaufelspitze von 0,25 auf 0,90. Des Weiteren erfolgt eine Anpassung des aerodynamischen Entwurfs punkts sowie des Gaspfads unter Einhaltung zentraler aerodynamischer Kennzahlen wie der Arbeitszahl  $\psi$  und der Durchflusszahl  $\phi$ . Die Kontraktion des Gaspfads ist gewählt, um die DeHaller-Zahlen für Rotor und Stator einzuhalten. Außerdem bleiben das Höhen-Seiten-Verhältnis sowie weitere geometrische Parameter unverändert. Die Schaufelzahlen müssen für die Stufe mit höherer Machzahl angepasst werden, um die Einhaltung der Diffusionszahl (DF) sicherzustellen. Wie in [Abbildung 20](#) ersichtlich ist, ist der Tandemstator der DRIVER-Stufe auch für höhere Machzahlen ausgelegt. Die Randbedingung für diese Schaufelreihe ist ebenfalls, dass das Höhen-Seiten-Verhältnis gegenüber der DRIVER-Basisstufe beibehalten wird. Dies führt zu einer kürzeren axialen Sehne des Tandemstators und damit zu einer Kürzung der gesamten Stufe. Durch diese zusätzliche Anforderung mussten für diesen Arbeitsschritt deutlich mehr Entwurfsiterationen durchgeführt werden, um einen ausreichenden Betriebsbereich bereitzustellen.

Der Vergleich der beiden DRIVER-Stufen für unterschiedliche Machzahlen ist in [Abbildung 21](#) zu sehen. Die DRIVER-Stufe kann auch bei hohen Machzahlen eine ausreichend stabile Kennlinie erzeugen. Bei kleinen Massenströmen und höheren Machzahlen wechselt das aerodynamische Versagensverhalten der DRIVER-Stufe vom Hybridrotor zum Tandemstator. Während in der bisherigen Auslegung im Low-Speed-Fall der Hybridrotor die aerodynamische Stabilität limitierte, übernimmt diese Rolle im High-Speed-Betrieb nun der Tandemstator und begrenzt den Betriebsbereich beim Androsseln. Ursache hierfür ist primär die deutlich verkürzte Sehne des neuen Tandemstators, die die Sekundäreffekte negativ beeinflusst. Zusätzlich sperrt die High-Speed-Stufe im Stator, da die Anzahl der Tandemschaufeln im Zuge der Auslegung stark erhöht werden musste, was aus der Forderung hervorgeht, eine vergleichbare Diffusionszahl einzuhalten.

Die Verlagerung des kritischen Bauteils verdeutlicht zugleich die robuste Auslegung des neuen Hybridrotor-Entwurfs. Auch bei hohen Machzahlen kann die doppelte Spaltleckage in Richtung Androsselung reduziert werden, wodurch sowohl der Rotor- als auch der Stufenwirkungsgrad gesteigert werden. Die Übertragung des Hybridrotorkonzepts auf hohe Machzahlen ist damit möglich und vielversprechend. Ein wesentlicher Beitrag hierzu ist beispielsweise die starke Kontraktion der Nabe, durch die die Übergangsverluste des Hybridrotors im unteren Kanalbereich reduziert werden können (siehe Abbildung 22).

### AP 3.2 - Gehäusestrukturierung für hybride Hochlastrotoren:

Die Rotor-Gehäuse-Strukturierungen (RGS) stellen für hybride Hochlastrotoren einen möglichen Ansatz zur Erweiterung der Betriebsgrenzen hochbelasteter Verdichterstufen dar und werden in diesem Arbeitspaket vorgestellt. Ziel der RGS ist es, für die hohe Stufenbelastung der DRIVER-Stufe eine effizienzneutrale und erweiterte Betriebsstabilität zu gewährleisten. Hierzu werden gezielt Gehäusestrukturierungen eingesetzt, die mit der Rotorströmung wechselwirken. Alle Untersuchungen erfolgen mit dem Ziel, am Prüfstand eingesetzt zu werden, und werden daher für die DRIVER-Stufe bei niedriger Machzahl durchgeführt.

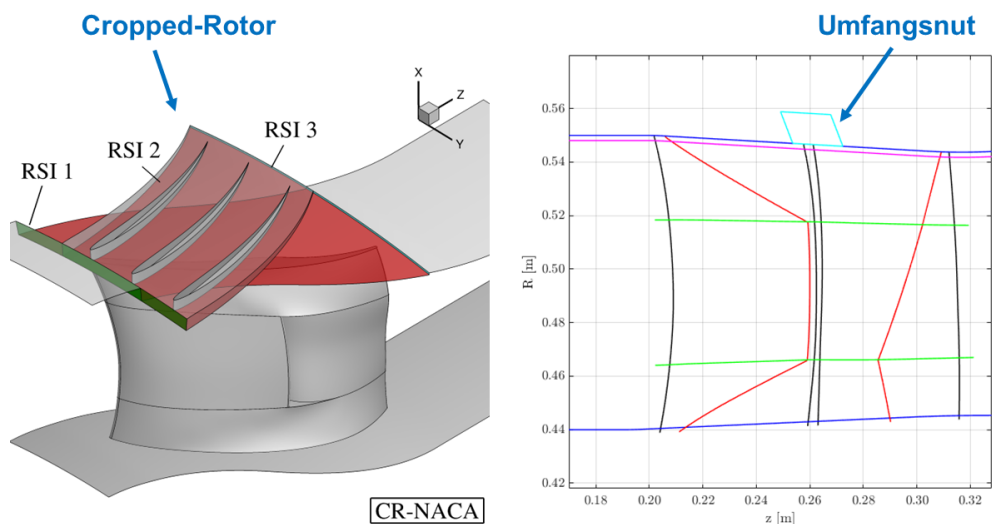


Abbildung 23: Innovatives Konzept des Cropped-Rotors CR (links) und klassisches Konzept der Umfangsnut (rechts)

Im Rahmen einer umfassenden Literaturrecherche werden bestehende RGS-Konzepte systematisch identifiziert, gesammelt und dokumentiert. Ziel ist es, einen umfassenden Überblick über den Stand der Technik zur Gehäusestrukturierung für Hochlastrotoren zu gewinnen und relevante Wirkmechanismen sowie die Einsatzgrenzen der einzelnen Konzepte herauszuarbeiten. Die identifizierten Konzepte werden anschließend hinsichtlich ihrer aerodynamischen Wirksamkeit, ihrer Übertragbarkeit auf hybride Hochlastrotoren sowie ihrer strukturellen und fertigungstechnischen Randbedingungen analysiert. Auf Basis dieser Bewertung werden, sofern möglich, eigene weiterentwickelte RGS-Konzepte abgeleitet, die gezielt auf die Anforderungen hochbelasteter, machzahlrepräsentativer Rotorstufen zugeschnitten sind. Abschließend erfolgt eine Vorauswahl von ein bis maximal drei besonders vielversprechenden RGS-Konzepten für die vertiefte Untersuchung im weiteren Verlauf der Arbeit. Als favorisiertes Konzept wird der Cropped-Rotor (siehe [Abbildung 23](#)) betrachtet,

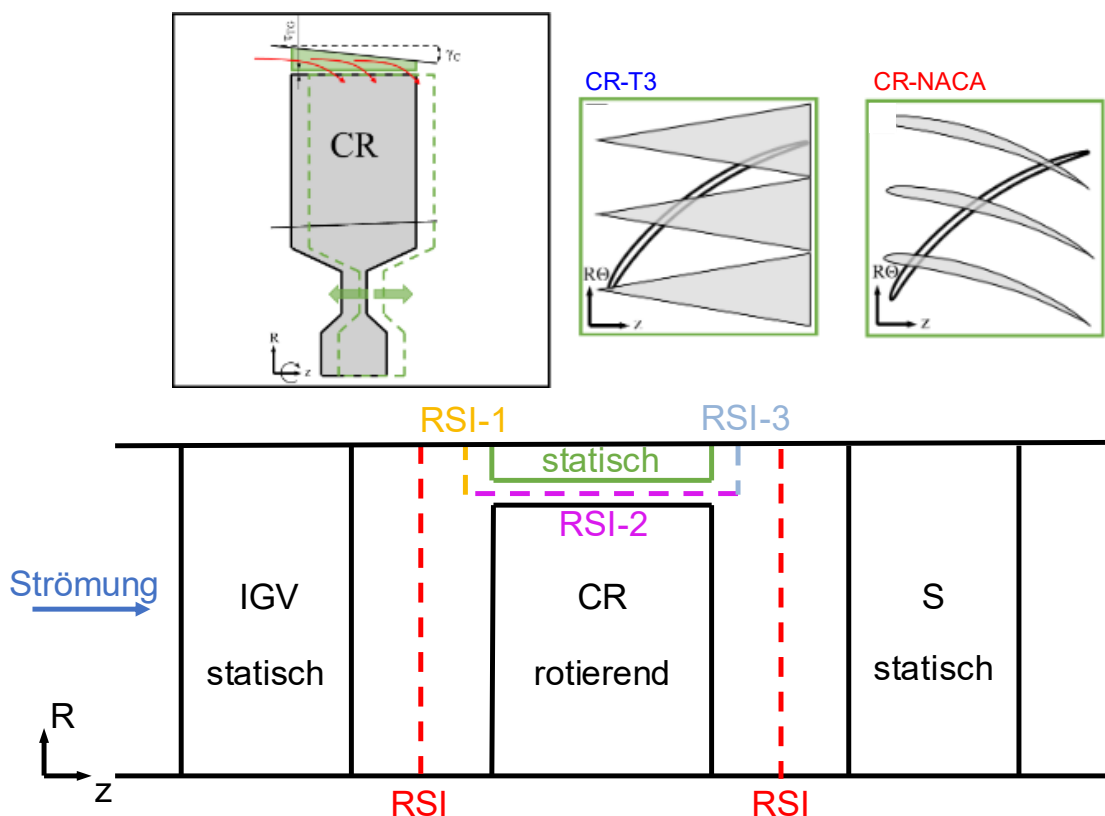


Abbildung 24: Geometrische Formgebung des Cropped-Rotor-Konzepts und Schnittstellen des numerischen Modells

während die Umfangsnut als alternative Lösung zweiter Priorität herangezogen wird. Diese Auswahl bildet die Grundlage für die nachfolgende detaillierte Auslegung, die numerische Analyse und die Bewertung.

Das Konzept des Cropped-Rotors basiert darauf, einen Teil des Rotors abzuschneiden und ihn am Gehäuse zu befestigen (siehe [Abbildung 24](#)). Der abgeschnittene Teil wird so gestaltet, dass die daraus resultierende Rotorspitze über der Lauflänge des Rotors einen konstanten Radius besitzt. Bei einem fallenden Gehäuseverlauf ermöglicht das Cropped-Rotor-Konzept somit eine aggressivere Wahl des Gehäusespalts, da ein axiales Einlaufen der Rotor-schaufel in das Gehäuse (z. B. bei transienten Manövern des Triebwerks) vermieden werden kann.

Die Formen des abgeschnittenen Teils des Cropped-Rotors basieren zum einen auf der NACA-Profilfamilie (CR-NACA). Für das Umfangssegment des Hybridrotors von 9° werden drei Profile eingesetzt, wodurch eine gleichmäßige Umfangsverteilung der Geometrie sichergestellt wird. Die relative Profildicke beträgt 10,00 % der axialen Profiltiefe des Hybridrotors und stellt einen Kompromiss zwischen struktureller Festigkeit und günstigen aerodynamischen Eigenschaften dar. Als Skelettlinie des Profils wird ein Kreisbogen verwendet, der eine kontinuierliche Krümmung und damit eine kontrollierte Umlenkung der Strömung ermöglicht. Der Eintrittswinkel des Profils ist auf 5° festgelegt, um einen günstigen Anström-bereich bei repräsentativen Betriebsbedingungen sicherzustellen, während der Austritts-

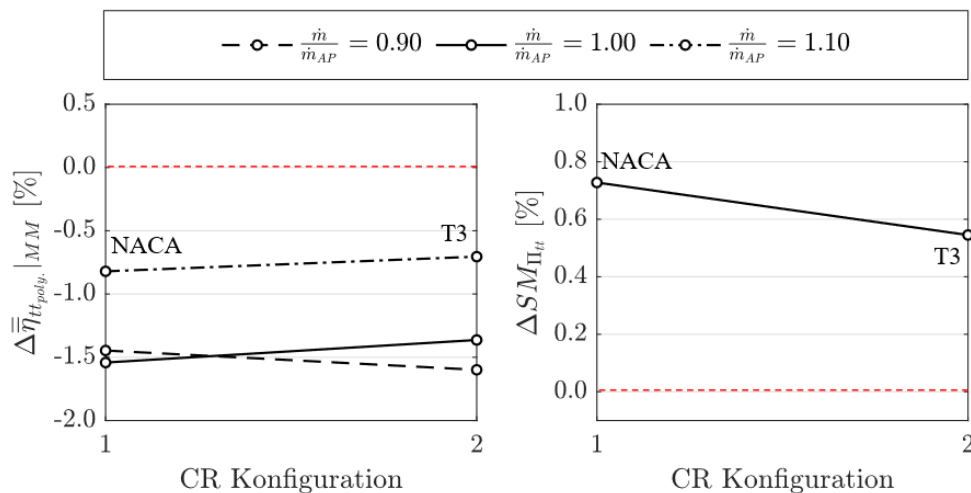


Abbildung 25: Einfluss des Cropped-Konzepts auf den polytropen Stufenwirkungsgrad und die aerodynamische Stabilität

winkel von  $50^\circ$  eine hohe Umlenkung und damit die für Hochlastrotoren erforderliche Druck-erhöhung unterstützt. Als alternative Ausprägung des Cropped-Rotor-Konzepts wird zudem eine Dreiecksgeometrie (CR-T3) untersucht. Diese Variante zielt darauf ab, die grundlegenden Wirkmechanismen des Cropped-Rotors mit einer geometrisch vereinfachten, jedoch klar definierten Struktur zu kombinieren, um den Einfluss der Geometrieform isoliert bewerten zu können. Analog zur CR-NACA-Auslegung werden drei CR-Profile pro  $9^\circ$ -Umfangssegment angeordnet, wodurch die Vergleichbarkeit der Konzepte hinsichtlich der Umfangsauf-lösung und periodischer Randbedingungen gewährleistet wird. Die Dreiecksgeometrie er-setzt dabei die profilierte Kontur durch eine idealisierte Form.

Die numerische Bewertung des Cropped-Rotor-Konzepts erfordert instationäre Simulationen sowie ein angepasstes numerisches Modell der Rotor-Domäne. Dies ist in [Abbildung 24](#) zu sehen. Dort sind die zusätzlichen Rotor-Stator-Schnittstellen (RSI) hervorgehoben, die er-forderlich sind, um die relative Bewegung der Rotorschaukel und des am Gehäuse abge-schnittenen Teils zu erfassen.

Das Konzept des Cropped-Rotors wird in das bestehende CFD-Modell des optimierten Hyb-ridrotors der DRIVER-Stufe integriert und mittels instationärer CFD-Simulationen mit der Re-ferenz-Stufe (Hybridrotor ohne Cropped-Konzept) verglichen. Zur Abbildung der relevanten instationären Strömungsphänomene und der Rotor-Gehäuse-Wechselwirkungen kommt

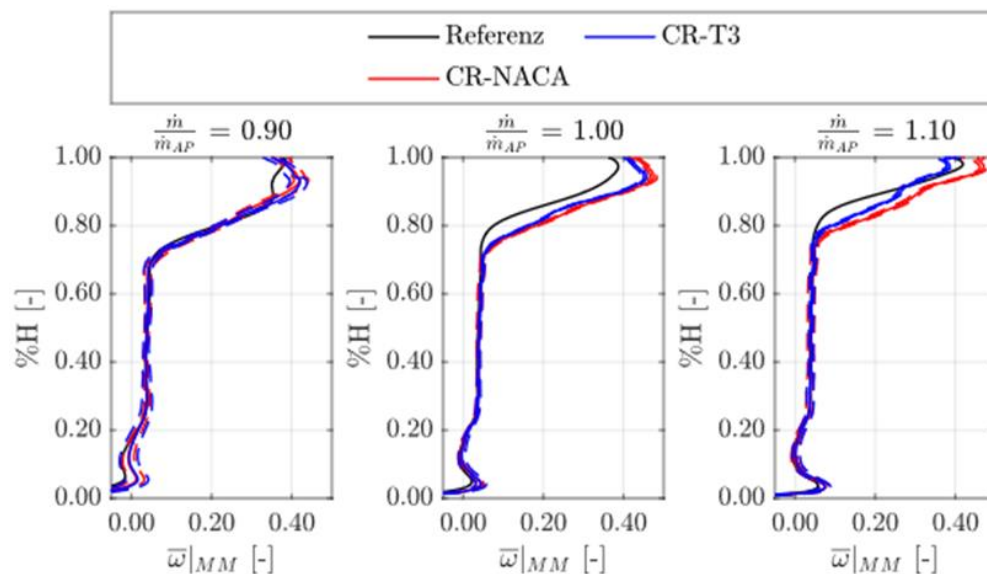


Abbildung 26: Radiale Verlustverteilungen des Referenzrotors und des Cropped-Konzepts für unterschiedlichen Betriebspunkte

eine zeitaufgelöste URANS-Modellierung zum Einsatz, die eine fundierte Bewertung der Betriebsstabilität sowie der aerodynamischen Leistungskennwerte ermöglicht. Bei allen dargestellten Ergebnissen handelt es sich um die zeitlich gemittelten URANS-Lösungen.

Die Ergebnisse in Abbildung 25 zeigen, dass die konkrete Form der CR-Profile, beispielsweise NACA-basierte oder Dreiecksgeometrien, nur einen untergeordneten Einfluss auf das aerodynamische Gesamtverhalten hat. Die beobachteten Effekte werden primär durch das prinzipielle Cropped-Rotor-Konzept und dessen Interaktion mit der wandnahen Strömung bestimmt, weniger durch detaillierte Profilformvariationen. Trotz einer nachweisbaren Verbesserung der Stabilität in Form eines geringeren Zuwachses der Gehäuseverluste im angedrosselten Betriebspunkt (siehe Abbildung 26) führt der Cropped-Rotor jedoch zu einer signifikanten Erhöhung der Gehäuseverluste im Auslegungspunkt (AP). Dies führt zu einer zu hohen Senkung des Wirkungsgrads und steht damit im Konflikt mit der Zielsetzung des Projekts. Zusätzlich ist der numerische Aufwand aufgrund der erforderlichen URANS-Iterationen erheblich. Vor diesem Hintergrund wird der Cropped-Rotor für dieses Projekt verworfen,

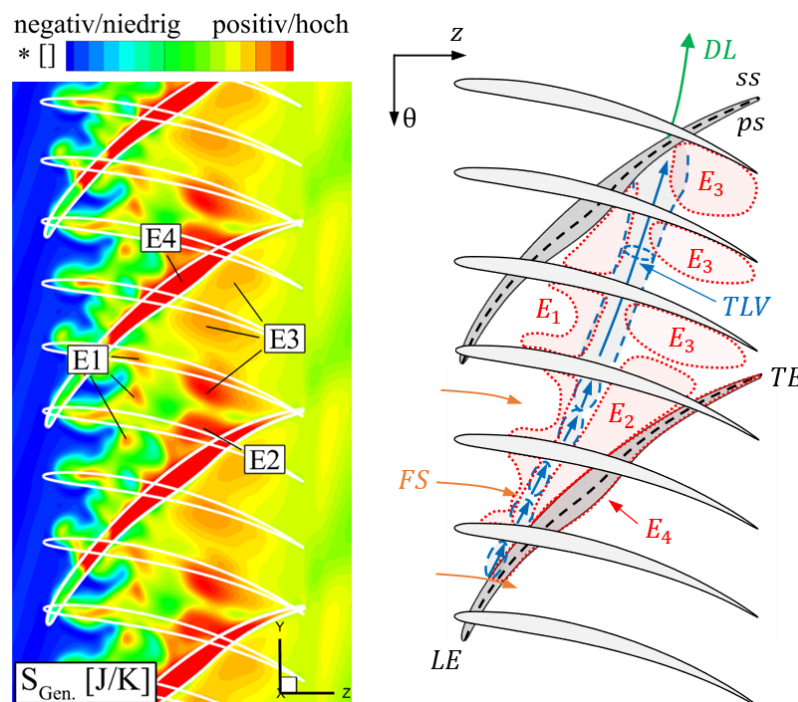


Abbildung 27: Topologie der Verlustmechanismen für das Cropped-Konzept im Bereich der Schaufelspitze des Hybridrotors

sodass der Fokus der weiteren Arbeiten auf alternative RGS-Konzepte mit einem günstigeren Verhältnis zwischen Stabilitätsgewinn, Wirkungsgrad und numerischem Aufwand gelegt wird.

Trotz dieses negativen Ergebnisses wird die Strömungstopologie des Cropped-Konzepts analysiert. Die detaillierte Auswertung der instationären CFD-Ergebnisse ermöglicht eine differenzierte Zuordnung der dominierenden Verlustmechanismen zu den einzelnen untersuchten Ebenen E1 bis E4 (siehe [Abbildung 27](#)). In E1 führt das Abscheren des Spitzenspaltwirbels (TLV) an den Cropped-Profilen zu einer intensiven Strömungsdurchmischung, wodurch zusätzliche Verluste entstehen. Diese Interaktion zwischen TLV und Cropped-Rotor-Strukturen stellt eine wesentliche Quelle erhöhter Verluste im spalt- und gehäusenahen Bereich dar. In E2 wird eine Destabilisierung des TLV beobachtet, die auf eine erhöhte Diffusion im Bereich des Bellys zurückzuführen ist. Für das Verlustverhalten in E3 ist die Überdeckung der Strukturen nahe der Hinterkante des Rotors von entscheidender Bedeutung. Eine unzureichende oder ungünstig positionierte Überdeckung verstärkt die Interaktion zwischen TLV, Nachlauf und Gehäuseströmung, was zu einer deutlichen Erhöhung der Verluste in diesem Bereich führt. In E4 werden zusätzliche Verluste durch eine verlustbehaftete Rotorumströmung infolge großer Spitzenspaltweiten lokal verursacht. Der vergrößerte Spalt verstärkt die Leckageströmung und die TLV-Ausbildung, was den Gesamtwirkungsgrad negativ beeinflusst.

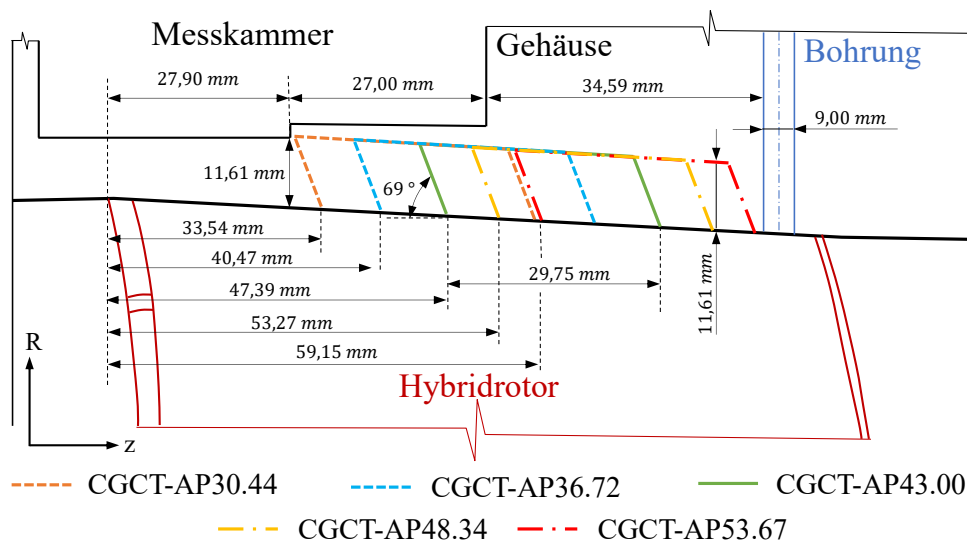


Abbildung 28: Meridionale Ansicht des Rotorgehäuses (Konturring) und mögliche Positionierung der Umfangsnut im Gehäuse

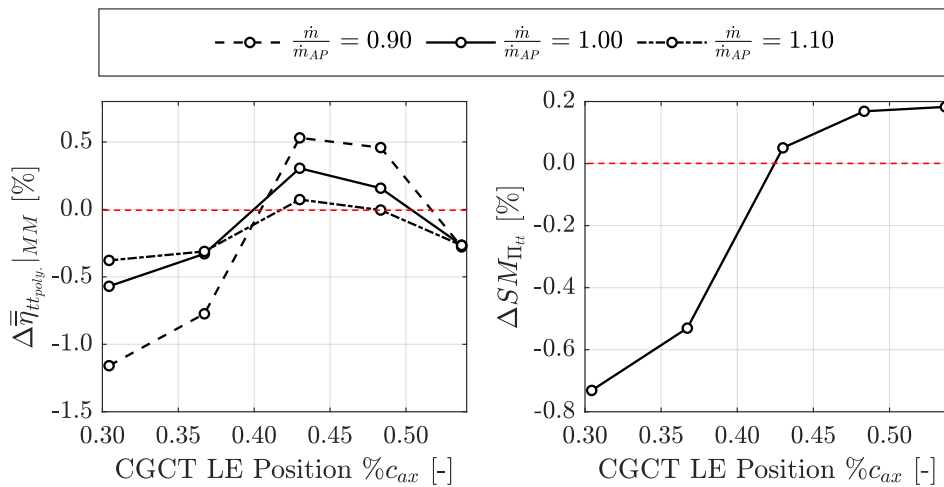


Abbildung 29: Einfluss der Umfangsnut auf den polytropen Stufenwirkungsgrad und die aerodynamische Stabilität

Demgegenüber zeigt sich, dass eine stromlinienförmige Profilierung der CR-Elemente grundsätzlich das Potenzial hat, die gehäusenaher Strömung am Eintritt in die Passage (FS) zu energetisieren. Dieser Effekt wirkt einer frühzeitigen Ablösung entgegen und kann lokal stabilisierend wirken, reicht jedoch im vorliegenden Konzept nicht aus, um die insgesamt erhöhten Verluste vollständig zu kompensieren.

Die Umfangsnut ist eine deutlich einfachere Gehäusestrukturierung und ermöglicht auch, mit stationären Simulationen ausgelegt zu werden. Ebenfalls wäre sie einfach in den Prüfstand zu integrieren und damit als zweite Konfiguration attraktiv. Da die äußeren Gehäuseringe des Prüfstands nicht getauscht werden können, muss zu Beginn geprüft werden, wie die Umfangsnut in das Gehäuse des Prüfstands eingebaut werden kann. Die axiale Positionierung der Umfangsnut ist deshalb begrenzt und in [Abbildung 28](#) dargestellt. Dort ist ein Schnitt des Konturrings dargestellt, welcher im Gehäuse des Prüfstands montiert ist und den Gaspfad im Rotorbereich formt. In diesen muss die Umfangsnut integriert werden. Die Form der Umfangsnut ist immer viereckig und weist eine Inklination von  $69^\circ$  gegenüber der axialen Richtung auf. Diese Form wird aus Literaturstudien gewonnen und entspricht einem Vorschlag nach Rolfes et al. (Rolfes, et al., 2017). Die Tiefe und die axiale Position sind durch die Messkammer im vorderen Bereich und eine Bohrung im hinteren Bereich begrenzt. Innerhalb der Begrenzungen werden verschiedene Konfigurationen gewählt.

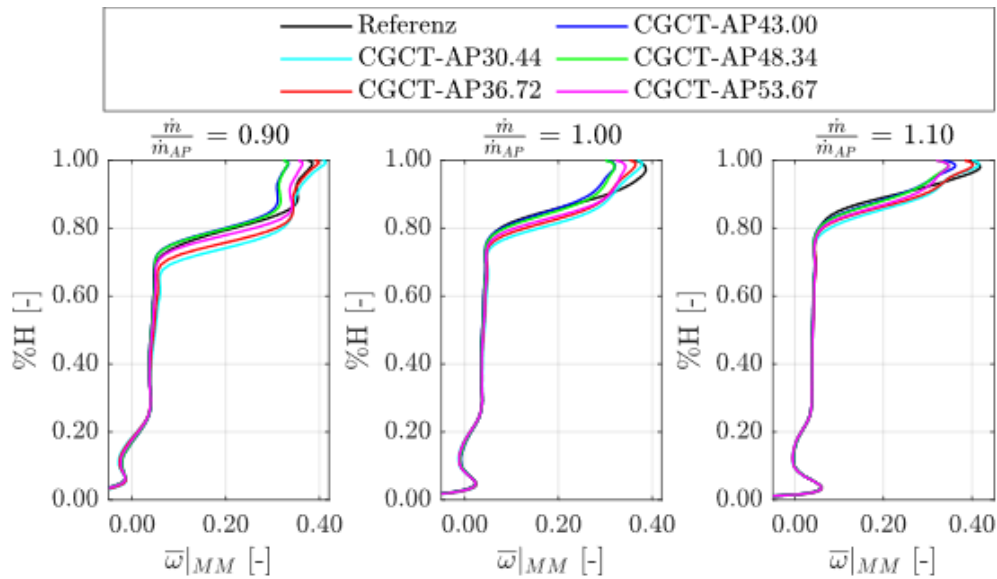


Abbildung 30: Radiale Verlustverteilungen des Referenzrotors und mit und ohne Umfangsnut für unterschiedliche Betriebspunkte

Mithilfe stationärer Simulationen der DRIVER-Stufe und der numerischen Integration der Umfangsnut über sogenannte nicht-knotenkonforme Netzchnittstellen lässt sich das Zusammenspiel von Umfangsnut und Hybridrotor analysieren. Die Untersuchungen in [Abbildung 29](#) zeigen, dass durch die Positionierung der Umfangsnut im Bereich von 43 % bis 48 % der Sehnenlänge eine geringe, jedoch reproduzierbare Vergrößerung des Arbeitsbereichs erzielt werden kann. Gleichzeitig wird ein leichter Wirkungsgradgewinn im Auslegungspunkt (AP) beobachtet. Damit unterscheidet sich die Umfangsnut positiv vom Cropped-Rotor-Konzept, bei dem die Stabilitätsgewinne mit deutlich erhöhten Verlusten einhergingen. Obwohl die Verbesserungen moderat ausfallen, weist die Umfangsnut ein günstigeres Verhältnis zwischen Stabilitätssteigerung, Wirkungsgrad und numerischem Aufwand auf. Zudem lässt sich das Konzept mit geringem geometrischem Eingriff in das bestehende Rotor-Gehäuse-System integrieren und erfordert keine aufwändigen instationären Iterationen in vergleichbarem Umfang wie beim Cropped-Rotor.

Die primäre Wirkungsweise einer geeignet positionierten Umfangsnut besteht in einer Reduktion der Verluste im gehäusenahen Bereich (siehe [Abbildung 30](#)), insbesondere durch die Beeinflussung der Leckageströmung. Diese Verlustreduktion geht jedoch zwangsläufig mit einer Umverteilung der Strömung innerhalb der Passage einher, was den Gesamtnutzen des Konzepts begrenzt. Lokale Verbesserungen im Gehäusebereich werden teilweise durch

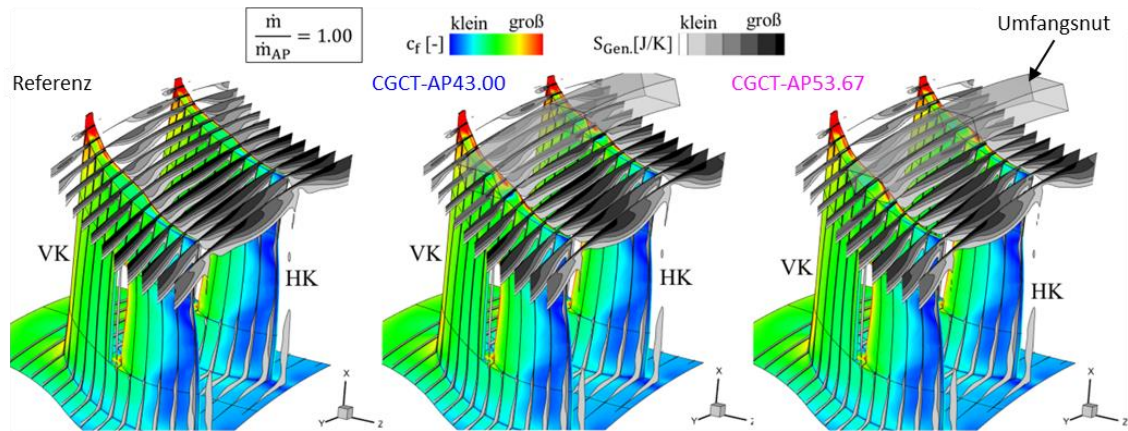


Abbildung 31: Entstehung von Verlusten in der Passage des Hybridrotors mit und ohne Umfangsnut für den AP

nachteilige Effekte in anderen Strömungszonen kompensiert, sodass sich der positive Einfluss auf die globalen Leistungskennwerte als marginal erweist. Dies zeigt sich in [Abbildung 31](#): Die Entropiegenerierung geht zwar direkt am Gehäuse zurück, doch das Gebiet hoher Entropie erstreckt sich gleichzeitig weiter radial nach unten in den Gaspfad.

In der Gesamtbetrachtung sind die erzielten Verbesserungen nicht ausreichend, um den zusätzlichen experimentellen und numerischen Testaufwand zu rechtfertigen. Entsprechend wird auf eine weiterführende experimentelle Untersuchung der Umfangsnut im Rahmen dieses Projekts verzichtet.

## 2.2.3 HAP2 Randbeeinflussung in Tandemstatorn

Ziel dieses Arbeitspakets ist die Auslegung des Stators für den DRIVER-Aufbau. Dieser schließt die zu entwickelnde 1,5-Stufe aus IGV und dem vorangestellten Hybridrotor ab. Zur Beeinflussung der Randströmungseffekte im Tandemstator wird ein geometrisches Konzept für die Seitenwandanpassung entwickelt und händisch optimiert. Die manuelle Optimierung erfolgt mithilfe numerischer Untersuchungen in der Niedergeschwindigkeitsanwendung. Das Konzept wird abschließend jedoch auch für hohe Machzahlen untersucht. Weiterhin werden Konzepte zur Randströmungsenergetisierung für die DRIVER-Stufe untersucht.

Das Hauptarbeitspaket gliedert sich hierfür in zwei Arbeitspakete: AP 2.1 (Geometrische Seitenwandanpassung) und AP 2.2 (Randströmungsenergetisierung). Die jeweiligen Unterarbeitspakete und deren Inhalte werden in der Vorstellung der Arbeitspakete dargestellt. Bei der Besprechung der Inhalte in diesem Kapitel kann es aufgrund einer technisch sinnvoller Darstellung zu einer Abweichung von der Reihenfolge im Projektplan kommen.

### AP 2.1 - Geometrische Seitenwandanpassung

Zur Beeinflussung der Randströmungseffekte in Tandemstatorn wird ein geometrisches Konzept zur Seitenwandanpassung entwickelt. Dies sollte für Statorn mit Deckband geeignet sein. Dort ist die Seitenwandströmung durch die Kavität dominierend, weshalb für die Konturierung der Nabe entschieden wurde (siehe [Abbildung 32](#)).

Der neue DRIVER-Stator wird auf Basis des bestehenden FRANCC-1.0-Tandemstators abgeleitet und ist in [Abbildung 33](#) zu sehen. Dieses Vorgehen stellt sicher, dass bewährte geometrische und aerodynamische Eigenschaften des Referenzdesigns erhalten bleiben und

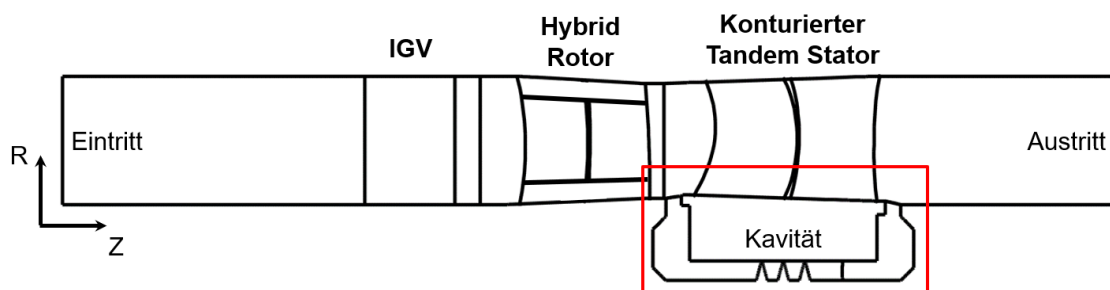


Abbildung 32: Konturierter Tandemstator in der DRIVER-Stufe

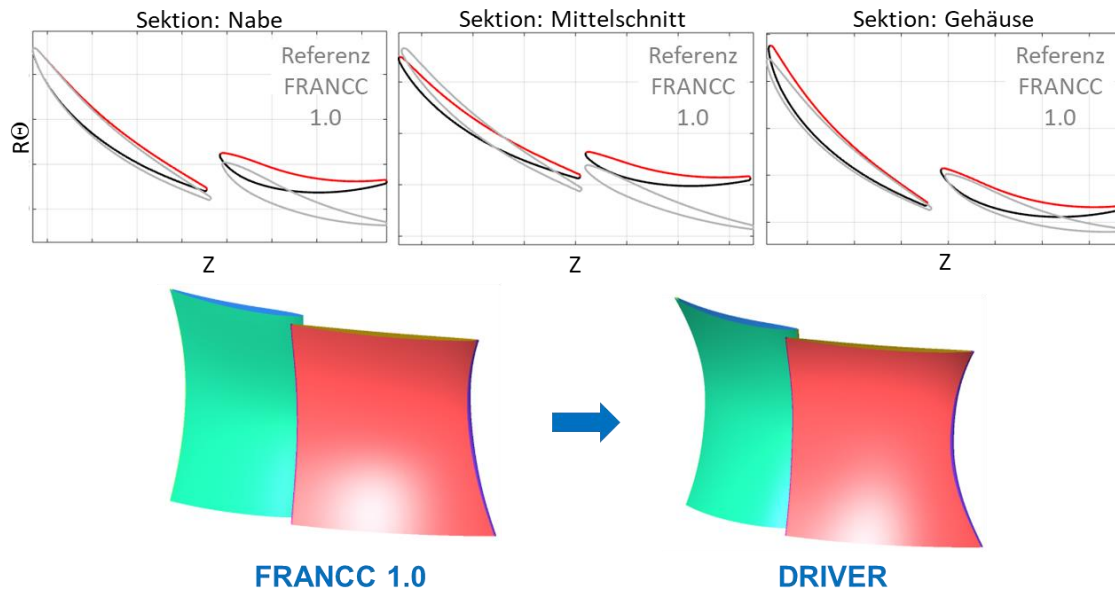


Abbildung 33: Ableitung des neuen DRIVER-Stators aus dem bestehenden FRANCC 1.0

gleichzeitig eine konsistente Vergleichbarkeit gewährleistet wird. Für die Abstimmung des neuen Stators an die hohe Umlenkung des Hybridrotors ist eine Erhöhung der Metallumlenkung erforderlich, um die Repetierbedingung zu erfüllen. Diese Anpassung dient dazu, den vom Rotor eingebrachten Drall wieder zu entfernen. Ebenfalls werden die Wölbungsverteilung, die Profildickenverteilung sowie die dreidimensionale Geometrieverteilung des ursprünglichen Tandemstators beibehalten. Auf diese Weise wird der konstruktive Eingriff auf die notwendige Umlenkungsanpassung beschränkt, während die etablierten strukturellen und aerodynamischen Charakteristika des FRANCC-1.0-Entwurfs erhalten bleiben. Auf eine Darstellung der Leistungsdaten wird an dieser Stelle verzichtet, da der Stator der DRIVER-Stufe bereits Bestandteil der numerischen Vorstellung in HAP3 ist. Eine genauere Analyse wird im Laufe dieses Kapitels bei der Integration der Modifikationen vorgestellt.

Im Rahmen einer umfassenden Literaturrecherche werden vorhandene Konzepte für Seitenwandgeometrien systematisch identifiziert und zusammengetragen. Ziel ist es, einen Überblick über etablierte und innovative Ansätze zur Beeinflussung der wandnahen Strömung sowie der sekundären Strömungsphänomene in Statoren zu gewinnen. Die identifizierten Konzepte werden anschließend hinsichtlich ihrer aerodynamischen Wirkmechanismen, ihrer Übertragbarkeit auf die vorliegende Verdichterkonfiguration (insbesondere für das Tandem) sowie ihres Potenzials zur Verlustreduktion analysiert. Aufbauend auf dieser

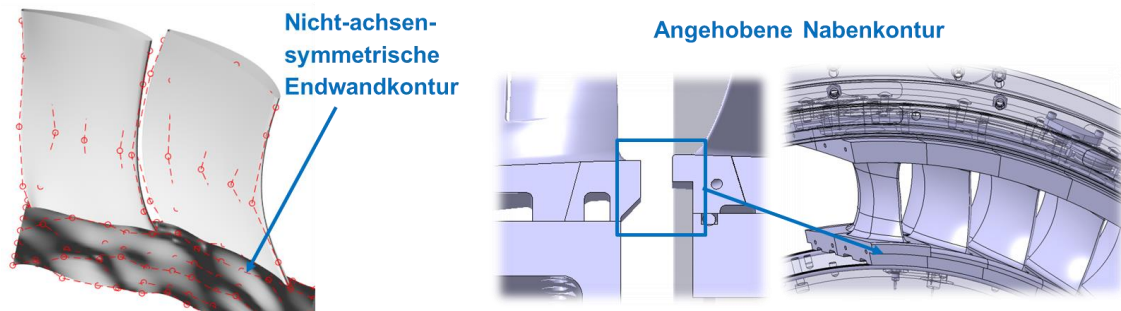


Abbildung 34: Konzept - Nicht-achsensymmetrische Endwandkontur (links) und Konzept - Angehobene Nabenkontur (rechts)

Analyse werden eigene, angepasste Konzepte entwickelt, die gezielt auf die Randbedingungen des untersuchten Systems zugeschnitten sind. Für die vertiefte Untersuchung im weiteren Verlauf des HAP wird eine Auswahl von bis zu drei vielversprechenden Konzepten vorgenommen. Im Rahmen dieser Arbeit werden insbesondere folgende Seitenwandgeometrien untersucht (siehe [Abbildung 34](#)):

- **Angehobene Nabenkontur**, bei der die Seitenwand gezielt profiliert wird, um den Druckgradienten entlang der Nabe zu steuern und die Entstehung von Verlusten bei der Interaktion der Kavitätsströmung mit der Strömung der Tandempassage zu minimieren.
- **Nicht-achsensymmetrische Endwandkonturen**, die durch eine gezielte dreidimensionale Formgebung der Nabe und der Schaufel im Nabenbereich sekundäre Strömungen beeinflussen und Verluste reduzieren sollen.

Diese Konzepte bilden die Grundlage für die nachfolgenden numerischen Untersuchungen sowie für die Bewertung ihres Potenzials zur Effizienz- und Stabilitätssteigerung der DRIVER-Stufe.

Die Darstellung der Konzepte beginnt mit der angehobenen Nabenkontur. Für dieses Konzept werden zwei verschiedene Konfigurationen untersucht. Dieses Konzept wird durch eine gezielte radiale Verschiebung der Nabenlinie des Stators umgesetzt. Dabei wird die veränderte Nabenkontur (grüne Linie, siehe [Abbildung 35](#)**Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**) relativ zur lokalen Kanalhöhe definiert. Dadurch ergeben sich Stufen (3 % und 6 %) stromauf- und stromabwärts der Schnittstellen zur Kavität. Diese Konfiguration ist somit nur für einen Stator mit Deckband umsetzbar, da es sonst zu geometrisch bedingten

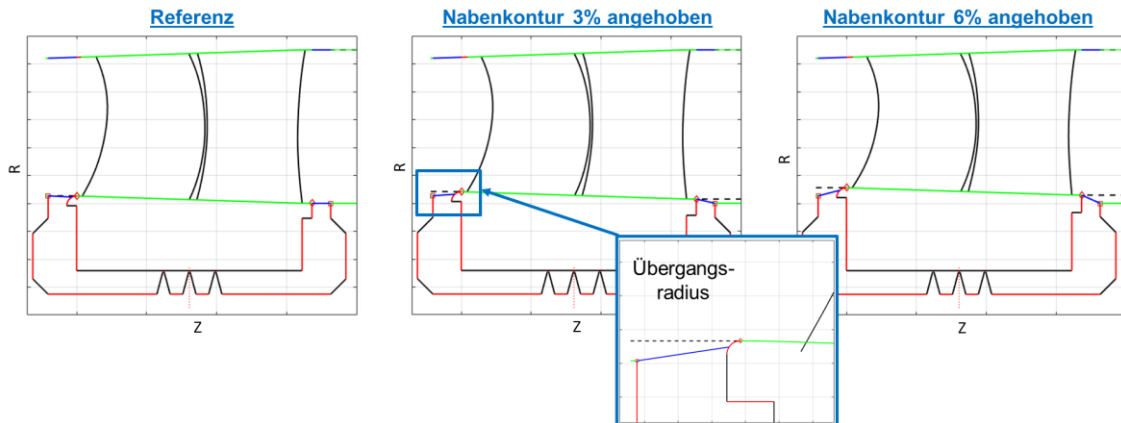


Abbildung 35: Geometrische Variationen zum Konzept der angehobenen Nabenkontur

Ablösungen der Nabenströmung kommen würde. Die angehobene Nabengeometrie ist somit ein integraler Bestandteil des Stator-Entwurfs und ermöglicht eine gezielte Beeinflussung der Strömung, ohne die Profilgeometrie selbst zu verändern. Sie bildet die Grundlage für die nachfolgende numerische Bewertung der aerodynamischen Wirksamkeit des Konzepts.

Für die aerodynamische Bewertung kann erneut auf stationäre CFD-Simulationen zurückgegriffen werden. Die Nabe des Stators wird angehoben und anschließend mit einer für den Fall angepassten Kavität vernetzt. Dabei wird darauf geachtet, dass die Kavität nur an den Schnittpunkten verändert wird und sich selbst radial nicht verschiebt, um die umströmte Oberfläche nicht zu vergrößern. Ebenfalls wird ein für die Konfigurationen angepasster und

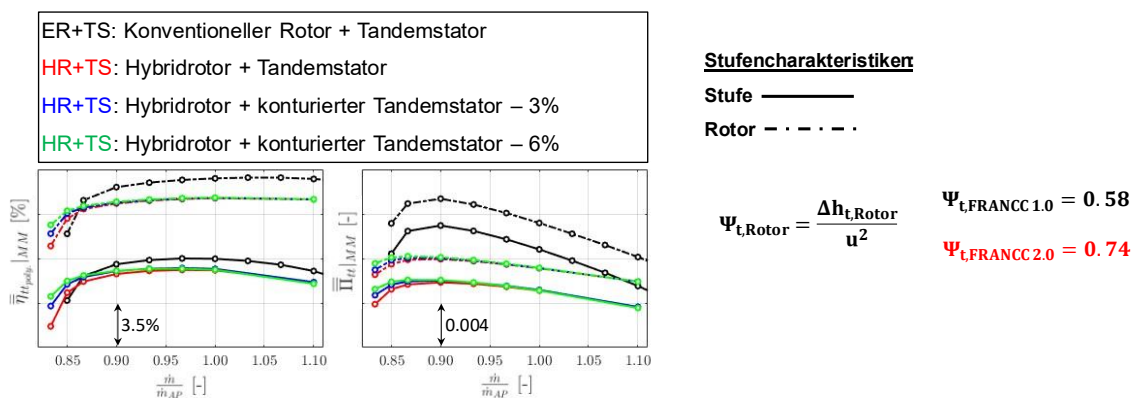


Abbildung 36: Vergleich der Stufen- und Rotorkennlinien - Auslegungsdrehzahl

kleinerer Radius am Übergang zum Gaspfad aufgeprägt. Der Einfluss der angehobenen Nabe auf die Metriken der DRIVER-Stufe ist in [Abbildung 36](#) zu sehen. Die Untersuchung der konturierten Nabe zeigt, dass die 6%-Konfiguration einen stärkeren positiven Einfluss auf die Vergrößerung des Betriebsbereichs hat als die 3%-Konfiguration. Damit bestätigt sich, dass eine radiale Verschiebung der Nabenkontur die Stabilitätsgrenzen sowohl der Stufe als auch des Hybridrotors beeinflussen kann. Nach der Inzidenzkorrektur und der Anpassung der Deviation zeigt die 6%-Konfiguration jedoch einen geringeren Wirkungsgrad im Entwurfspunkt. Die stärkere Konturierung führt zwar zu einer Entlastung kritischer Strömungsbereiche, geht jedoch mit negativen Auswirkungen auf die Effizienz einher. Demgegenüber erweist sich die 3%-Konfiguration als ausgewogener Kompromiss zwischen Stabilität und Effizienz. Sie ermöglicht eine Steigerung des Stufenwirkungsgrads um etwa 0,3 % sowie eine moderate Erweiterung des Betriebsbereichs. Auf Basis dieser Ergebnisse wird die 3%-Konfiguration als beste Variante unter den untersuchten Seitenwandkonzepten bewertet.

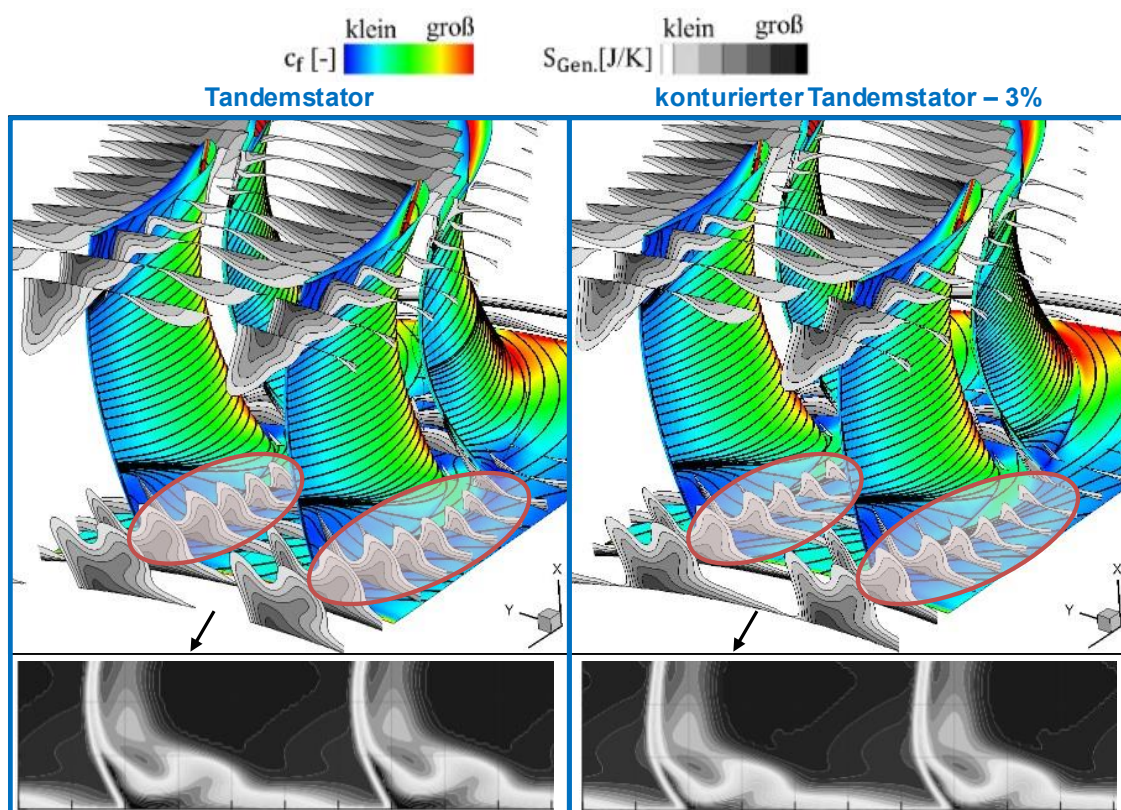


Abbildung 37: 3D-Strömungsfeld in der Statorpassage und 2D-Kontur des Nachlaufs mit und ohne angehobener Nabenkontur

Die detaillierten Untersuchungen des 3D-Strömungsfelds in Abbildung 37 zeigen, dass die angehobene Nabenkontur einen positiven Einfluss auf die Entwicklung der nabenseitigen Eckenablösung in der Passage des Tandemstators hat (im markierten Bereich). Infolgedessen reduziert sich die Stärke der sekundären Ablösung im Nabebereich und die radiale Ausdehnung des Bereichs großer Entropie ist kleiner. Dies führt zu einer homogeneren Geschwindigkeits- und Verlustverteilung am Statoraustritt und trägt sowohl zur Verbesserung der aerodynamischen Effizienz der Stufe als auch der Abströmungsqualität aus der Stufe bei. Mit Blick auf die Gitterkenngrößen sowie die umfangsgemittelten und radialen Verteilungen bestätigt sich die quantitative Aussage (siehe Abbildung 38). Der DRIVER-Stator weist aufgrund der erhöhten Umlenkungsanforderung bei gleicher Schaufelzahl eine höhere Diffusi-

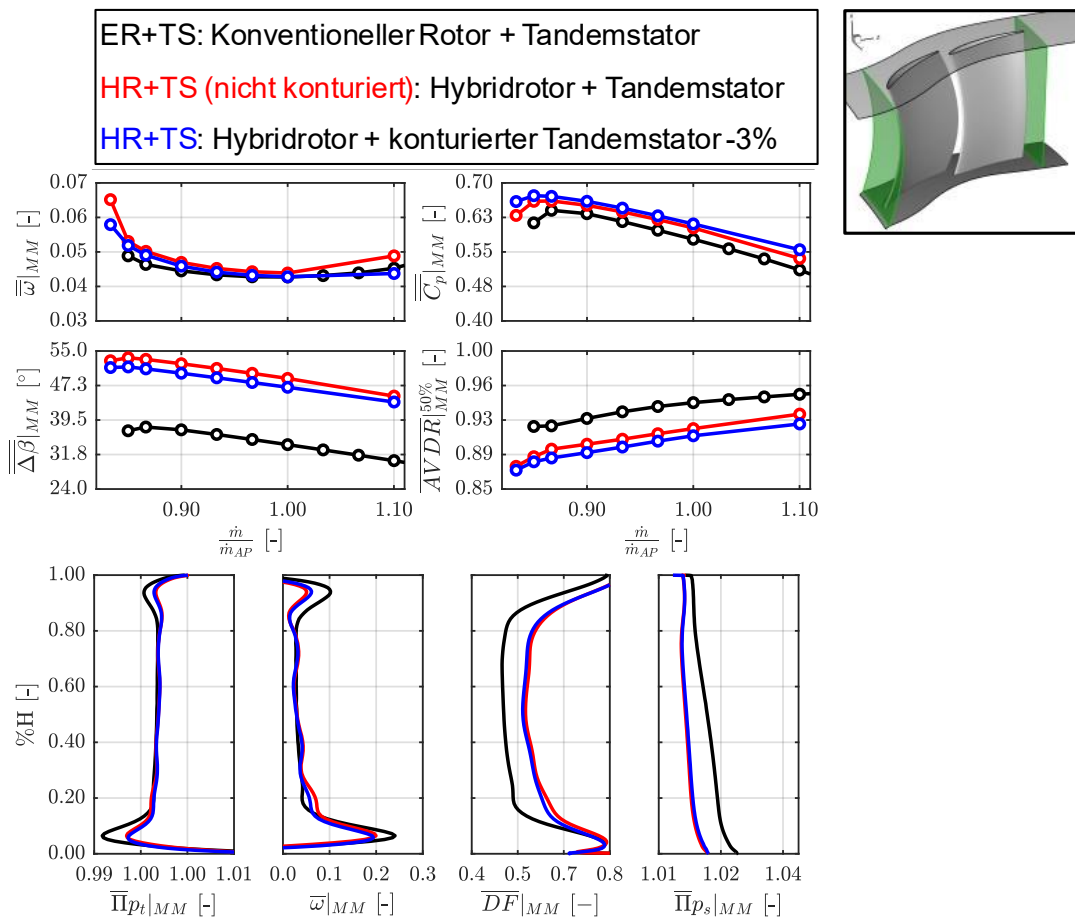


Abbildung 38: Gitterkennlinien und radiale Profile des Stators

onzahl auf und weist im Entwurfsunkt zunächst leicht erhöhte Verluste auf. Diese Mehrverluste sind primär auf die stärkere Umlenkung und die damit verbundene höhere aerodynamische Belastung der Profile zurückzuführen. Die Konfiguration mit angehobener Nabe nähert die Verluste des Gitters wieder denen der Referenz an. Bei Verwendung der Seitenwandkonfiguration ist eine Anpassung der Statorumlenkung erforderlich. Gleichzeitig zeigt sich, dass sich der Betriebsbereich des Stators leicht erweitern lässt. Insbesondere im Nabenbereich ermöglicht die neue Konfiguration eine Senkung der radialen Verluste im Entwurfsunkt, da die Eckenablösung nahe der Nabe abgeschwächt wird. Insgesamt unterstreicht dies das Potenzial der konturierten Seitenwand als wirksames Mittel zur Verlustreduktion und zur Stabilitätsverbesserung, sofern sie konsistent in die Statorauslegung integriert wird.

Die Analyse der Wandstromlinien (siehe [Abbildung 39](#)) zeigt, dass diese stromauf des Tandempalts durch die angehobene Nabenlinie deutlich axialer ausgerichtet werden und eine geringere Krümmung aufweisen. Dadurch wird die vom Tandem induzierte Querströmung im Nabenbereich reduziert, was auf eine günstigere Führung der wandnahen Strömung hindeutet. Diese Änderung ist der Ursprung der reduzierten Eckenablösung. Als Folge dessen

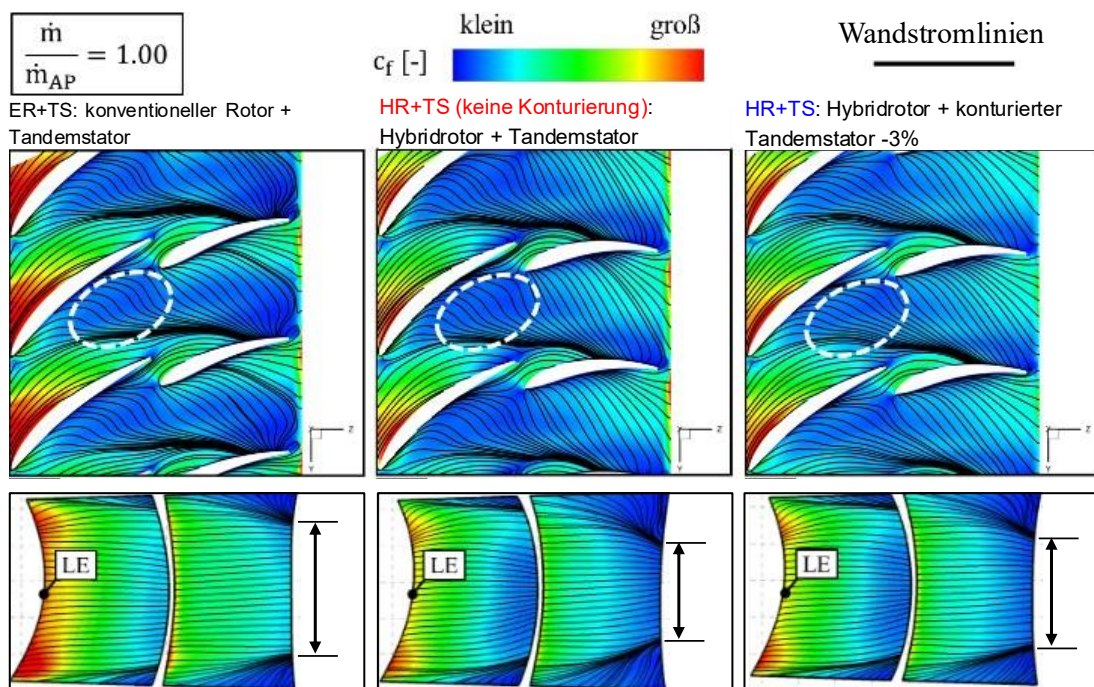


Abbildung 39: Wandstromlinien auf der Nabe und der Saugseite des Tandemstators im Entwurfsunkt

nimmt auch die relative Einschnürung der Wandstromlinien infolge der konturierten Naben-geometrie ab. Dies deutet auf eine gleichmäßigere Belastung der Seitenwand sowie auf eine abgeschwächte Ausbildung sekundärer Strömungen hin. Insgesamt trägt die angehobene Nabenkontur zu einer stabileren und verlustärmeren Strömungsentwicklung im Bereich eines Tandemstators mit Deckbandkavität bei.

Die nicht-achsensymmetrische Endwandkontur ist die zweite Modifikation, die in diesem Projekt untersucht wird. In Zusammenarbeit mit dieser Projektarbeit wird eine Methodik zur Analyse nicht-achsensymmetrischer Endwände entwickelt und erfolgreich an der Referenzstufe FRANCC 1.0 erprobt. Zur systematischen Auslegung und Bewertung der Geometrien kommen automatische Optimierungsalgorithmen unter Verwendung von AutoOpti zum Einsatz, wodurch eine zielgerichtete Erkundung des Entwurfsraums ermöglicht wird. Während der Optimierung wird die Nabe über NURBS (Non-Uniform Rational B-Splines) verändert, und auch die Schaufelform nahe der Nabe wird angepasst.

Die numerischen Ergebnisse (siehe Abbildung 40) zeigen ein erkennbares aerodynamisches Potenzial der nicht-achsensymmetrischen Endwandgestaltung mit einer Steigerung des Stufenwirkungsgrads um etwa 0,2 %. Die geometrische Form der verbesserten Nabenform ist

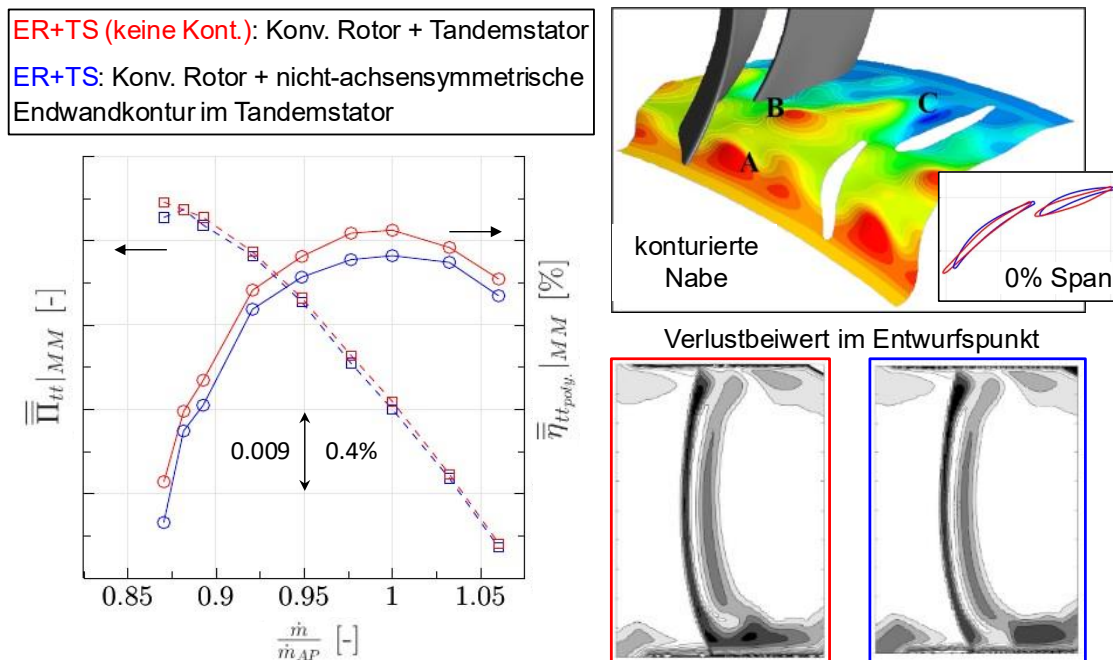


Abbildung 40: Erprobung der Methodik zur nicht-achsensymmetrischen Endwandkonturierung und erste Ergebnisse an der Referenzstufe FRANCC 1.0

in Abbildung 40 ebenfalls zu sehen. Es zeigen sich die berg- und talförmigen Veränderungen der Oberfläche in Umfangs- und Axialrichtung, die einen positiven Einfluss auf die Querkanalstörung in der Tandempassage haben. Durch die Anpassungen können die lokalen Druckgradienten so beeinflusst werden, dass die Sekundäreffekte der vorderen und der hinteren Schaufel voneinander getrennt werden. Durch diesen Einfluss kann der Verlustbeiwert im Nachlauf nahe der Nabe merklich reduziert werden. Damit bestätigt das Konzept grundsätzlich seine Wirksamkeit bei der Beeinflussung sekundärer Strömungen und bei der Reduktion wandnaher Verluste auch für Tandemstatoren mit Deckbandkavität.

Für die Fertigung der Statorschaufeln birgt die nicht-achsensymmetrische Endwandkontur jedoch einige Herausforderungen. Die Endwandkontur und die Schaufelflächen werden prozessbedingt zunächst ohne Übergangsradien entworfen. Diese sind jedoch bei der gewählten Fertigungsmethode „Fräsen“ unvermeidbar. Bei konventioneller Endwandgeometrie wird dieser Radius nach der aerodynamischen Auslegung hinzugefügt, bei der mechanischen Konstruktion hingegen nach der mechanischen Auslegung. Bei dieser speziellen Konturierung müsste der Übergang von der Schaufel zur Nabe dann allerdings in die (bisher rein aerodynamische) Entwurfsmethodik integriert werden. Schaufel und Endwände können nicht mehr getrennt gehandhabt werden. Bestimmend für den Übergangsradius ist (unter anderem) das verwendete Fräswerkzeug. Dies darf nicht zu klein werden, da es sonst zu weit auskragend eingespannt werden muss, was im Fertigungsprozess zu Schwingungsproblemen führt. Alternativ wird der Fräser kurz eingespannt. Die Einspannung des Fräswerkzeugs selbst führt aufgrund seiner Größe zu Zugänglichkeitsproblemen am Bauteil. Auch die Erhebungen und Senken der nicht-achsensymmetrischen Endwandkontur müssen anhand der minimal möglichen Fräsergröße sowie der Zugänglichkeitsbeschränkungen ausgelegt werden. Der eingeschränkte Zugang des Werkzeugs wird nicht nur durch die Fräseinspannung, sondern auch durch den Schwenkmechanismus der Fräsmaschine sowie durch die einteilige Fertigung der Statorschaufel mit Deckband bestimmt. Die realisierbaren Steigungen in den Senken hängen somit vom lokal möglichen Anstellwinkel des Fräasers ab. Nicht zuletzt wäre die Fertigungsdauer bei dieser Konturierung erheblich höher als bei einfacheren Varianten. Aufgrund von Umsetzbarkeitsproblemen in der Fertigung wird die nicht-achsensymmetrische Endwandkonfiguration nicht weiterverfolgt.

Die Untersuchung der Konzepte zur Beeinflussung der Randeffekte von Tandemstatoren soll auch bei hohen Machzahlen erfolgen. Das Konzept der nicht-achsensymmetrischen Endwandkonturierung verfällt hier, da es am Prüfstand nicht experimentell untersucht werden

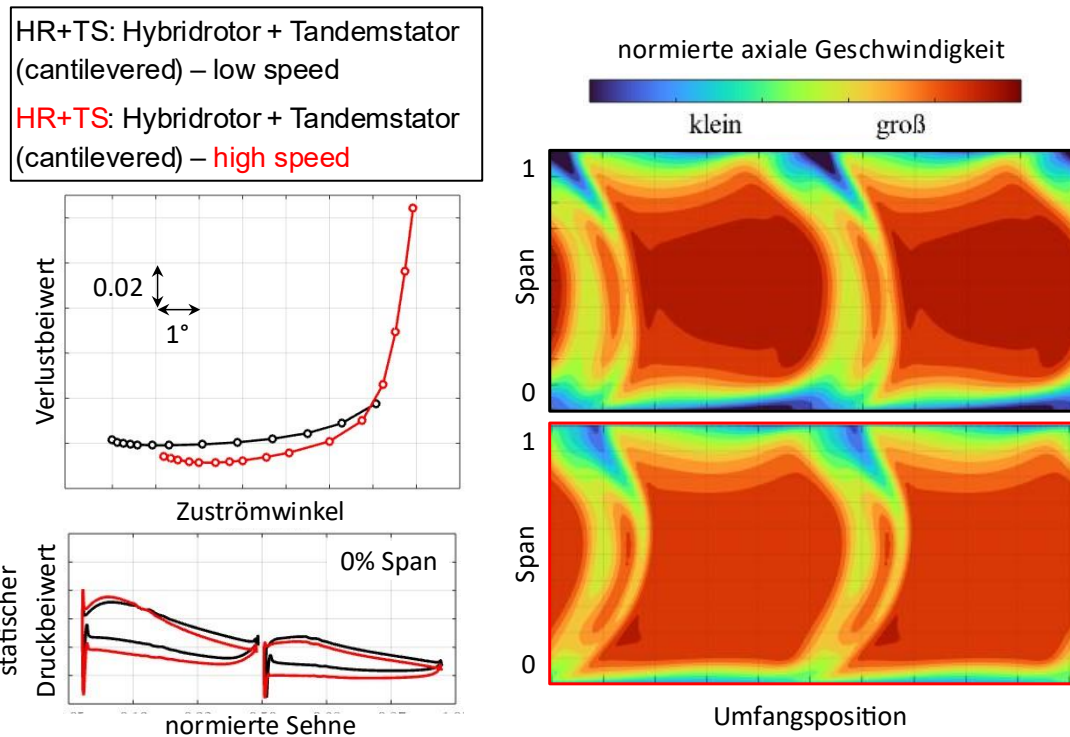


Abbildung 41: Polare des Verlustbeiwerts, Druckprofil an der Nabe und 2D-Kontur des Nachlaufs im Entwurfsunkt für die freitragenden Statoren der DRIVER-Stufe für niedrige und hohe Machzahlen

kann. Die Anhebung der Nabenseitenwand führt bei hohen Machzahlen zu numerischen Instabilitäten, die bis zum Abschluss des Projekts nicht vollständig beherrschbar sind. Diese Instabilitäten treten insbesondere bei hohen absoluten Machzahlen an der Nabe des Tandemstators auf. Diese sind eine natürliche Folge der sehr hohen Umlenkung des Hybridrotors und damit unvermeidbar. Wie bereits gezeigt, weisen die Konfigurationen mit angehobener Nabe eine lokale radiale Erhöhung der Endwand auf, die zudem einen geringen Radius aufweist. Diese geometrische Form erzeugt extreme Überbeschleunigungen, die lokale und stromauf der Statorvorderkante zu einer stoßinduzierten Grenzschichtablösung führen. Dies in Kombination mit der Strömung aus der Kavität führt zu Oszillationen des numerischen Modells, die eine qualitativ eindeutige Bewertung nicht zulassen.

Obwohl die Auslegung eines Hybridrotors für hohe Machzahlen erfolgreich umgesetzt werden kann, stellt die Auslegung des Tandemstators mit konturierter Nabe eine erhebliche Herausforderung dar. Aus diesem Grund werden vertiefende Arbeiten zur Auslegung eines

freitragenden Tandemstators durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Auslegung sind in [Abbildung 41](#) dargestellt und bilden zugleich die Grundlage des erfolgreichen Stufenvergleichs aus HAP3. Um Vergleichbarkeit zu gewährleisten, muss auch für die DRIVER-Stufe bei geringen Machzahlen ein freitragender Stator entworfen werden. Der Vergleich der beiden freitragenden Tandemstatoren zeigt, dass der Tandemstator bei hohen Machzahlen über einen breiten Bereich der Polare hinweg geringere Verluste aufweist. Bei höheren Durchsätzen kommt es zum Sperren des Tandemstators, wodurch die Verluste in diesem Bereich deutlich stärker ansteigen. Die geringeren Verluste im Entwurfsunkt und für angedrosselte Betriebspunkte hängen direkt mit einem Rückgang der Blockage an der Nabe und am Gehäuse zusammen. Für die Profilierung wird ein ähnlicher Ansatz wie für den Tandemstator der Basisstufe verwendet, wodurch sich auch die Druckprofile nahe der Nabe gleichen. Dieser Ansatz erweist sich bei der Übertragung des Schaufelentwurfs auf hohe Machzahlen als effektiv. Somit ist zwar nicht gezeigt, dass die Endwandmodifikation für höhere Machzahlen einsetzbar ist, aber dass der Hybridrotor den Tandemstator nicht nachteilig beeinflusst, wenn sich die Machzahl erhöht.

## AP 2.2 - Randströmungsenergetisierung (SRE)

Ziel dieses Arbeitspakets ist die Unterdrückung der starken und verlustreichen Querkanalströmung in der Passage eines Tandemstators mithilfe passiver Methoden zur Strömungsbeeinflussung, die hier als Randströmungsenergetisierung (SRE) bezeichnet werden. Durch diese Maßnahme soll eine Steigerung des Betriebsbereichs der Stufe angestrebt werden, ohne die Effizienz zu beeinträchtigen. Beziehungsweise soll bei gleicher Belastung des Tandemstators und Erfüllung seiner Umlenkungsaufgabe eine Reduktion der Verluste ermöglicht werden. Bei der möglichen Auswahl und Positionierung des SRE wird die spätere Fertigung explizit berücksichtigt. Die Auslegung und Anordnung orientieren sich an den fertigungstechnischen Randbedingungen, um die prinzipielle Umsetzbarkeit auf der Stator-Plattform (siehe [Abbildung 43](#)) sicherzustellen. Dies hat zur Folge, dass die mögliche Positionierung der SRE auf der realen Statorplattform (blau) begrenzt ist, um eine Überlappung mit den Abrundungen des Tandemstators sowie mit den periodischen Rändern der Plattform zu vermeiden.

Untersuchungen aus der Literatur zeigen für Gitterwindkanalexperimente mit Wirbelgeneratoren eine Senkung der Verluste bei unverändertem Betriebsbereich (siehe [Abbildung 42](#)). Die Wirbelgeneratoren haben hier einen positiven Einfluss und können die Eckenablösung von Statoren reduzieren, indem sie einen Wirbel erzeugen, dessen Rotationsrichtung entgegen

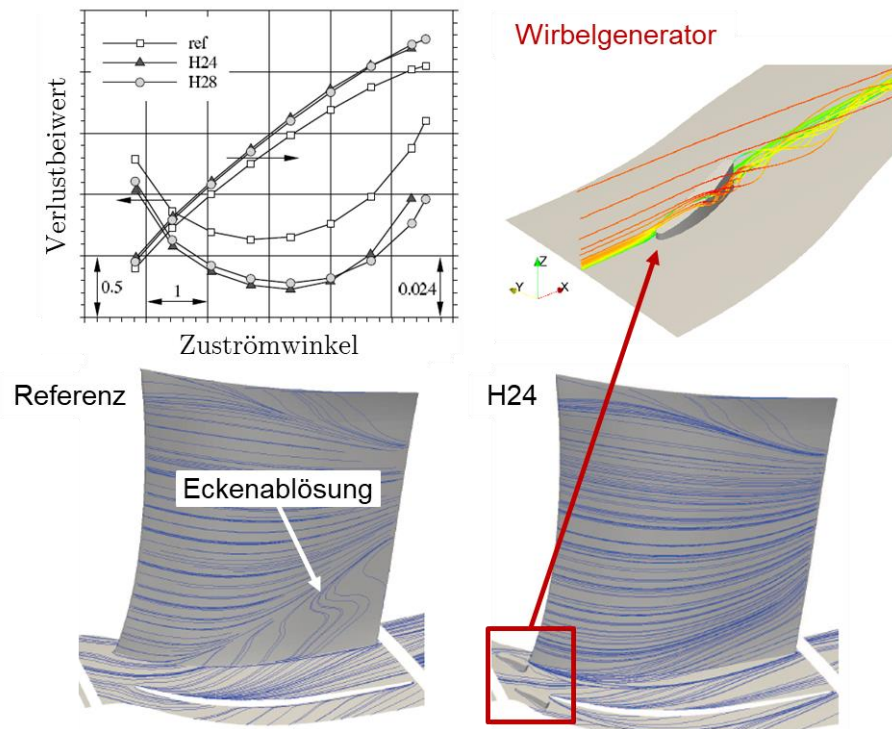


Abbildung 42: Literaturbeispiel zum Einsatz eines Wirbelgenerators in Statorn; Abbildungen entnommen aus (Ortmanns, et al., 2011)

der Querkanalströmung verläuft. Dieser Wirbel wird durch die kinetische Energie der Ausströmung in der Passage erzeugt und ist daher zunächst verlustbehaftet. Bei geeigneter Positionierung und Formgebung des Wirbelgenerators kann die Querkanalströmung signifikant abgeschwächt werden, was insgesamt zu einer Reduktion der Verluste im Gitter führt.

Daraus wird ein grundsätzliches Potenzial der Maßnahme erkennbar, die für den Tandemstator der DRIVER-Stufe getestet wird. Bisherige Studien beziehen sich primär auf Untersuchungen in einem Einzelgitter. Eine Beeinflussung der Querkanalströmung in Tandemgittern wurde bisher nicht untersucht.

Es werden zwei Ansätze verfolgt, die in Abbildung 44 dargestellt sind. Der erste Ansatz (rechtes Bild) basiert auf einem Schildgenerator, der dazu dient, die Saugseite der hinteren Schaufel gegenüber der aus der Tandempassage resultierenden Querströmung abzusichern. Die Idee dieser Positionierung stammt aus Beobachtungen, die während der Optimierungen der nicht-achsensymmetrischen Endwandkonturierung gewonnen wurden. Die Optimierung zeigt, dass für eine Tandempassage eine klare Trennung der Sekundäreffekte beider Schaufeln zu einer Reduktion der Gesamtgitterverluste führen kann. Der Schildgenerator versucht

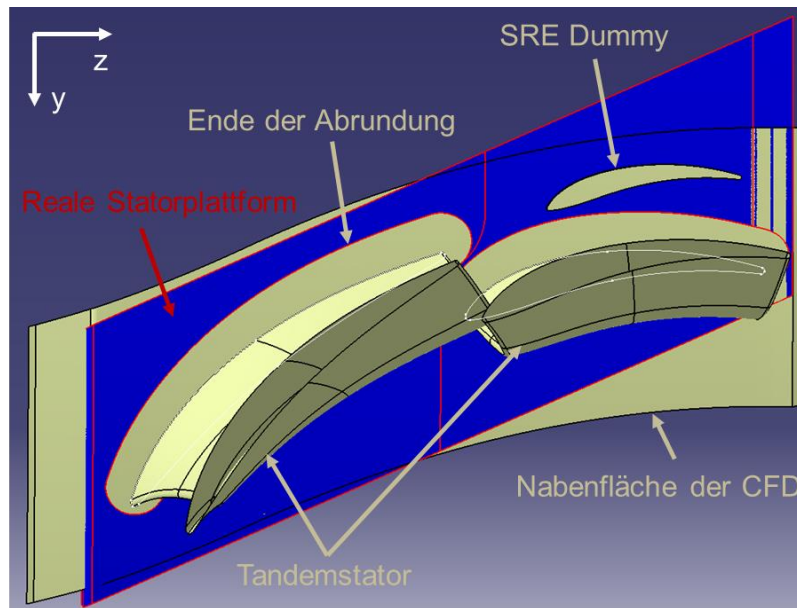


Abbildung 43: Geometrische Einschränkungen des Experiments zur Platzierung des SRE-Konzepts auf der Nabe des Tandemstators

diese Trennung geometrisch zu realisieren. Der zweite Ansatz (linkes Bild) nutzt die bereits beschriebene Idee des Wirbelgenerators, bei dem ein Wirbel aufgeprägt wird, der der Querströmung entgegengerichtet ist. Die initiale Positionierung und Form der beiden SRE-

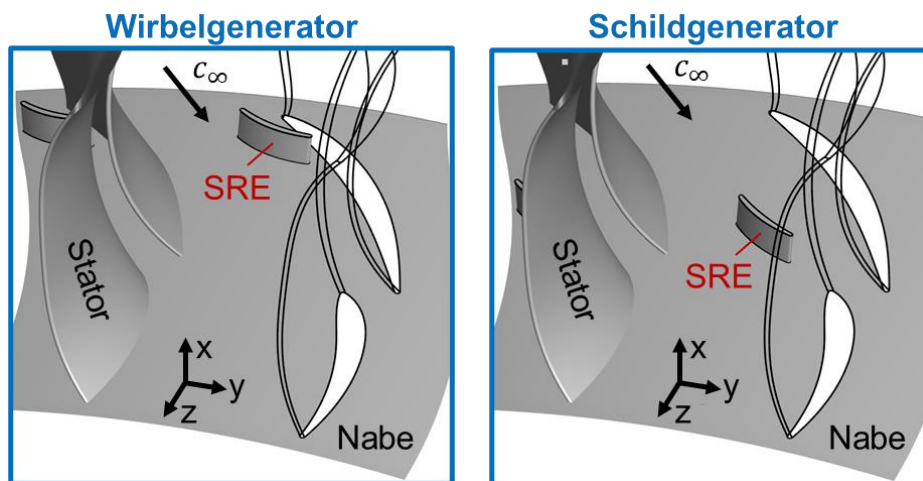


Abbildung 44: Untersuchte Platzierungen für die SRE-Konzepte mit unterschiedlichen Wirkmechanismen

Konzepte basieren auf internen Vorstudien und dienen im ersten Schritt lediglich der Abschätzung des Potenzials.

Beide SRE-Konzepte werden, wie in Abbildung 44 gezeigt, auf die Nabe des Tandemstators mit angehobener Kontur der DRIVER-Stufe aufgeprägt. Anschließend werden stationäre Simulationen der gesamten Stufe durchgeführt.

In Abbildung 45 werden die CFD-Ergebnisse des Vergleichs zwischen den SRE-Konzepten und der Referenz dargestellt. Es sind zum einen die 3D-Verlustzonen in der Tandempassage und zum anderen die Wandstromlinien auf der Nabe im Entwurfspunkt zu sehen. Außerdem sind die integralen Verlustpolare dargestellt. Erste Studien zeigen, dass der Schildgenerator (SG) die integralen Verluste in der Statorpassage deutlich erhöht. Der Schildgenerator hat zwar Einfluss auf die Querkanalströmung, diese ist jedoch nicht wirksam. Es zeigt sich, dass er selbst eine Quelle hoher Verluste ist, ohne die Querkanalströmung, die aus dem Bereich des Tandemspalts stammt, effektiv zu hemmen, um mit der Saugseite der hinteren Schaufel zu interagieren.

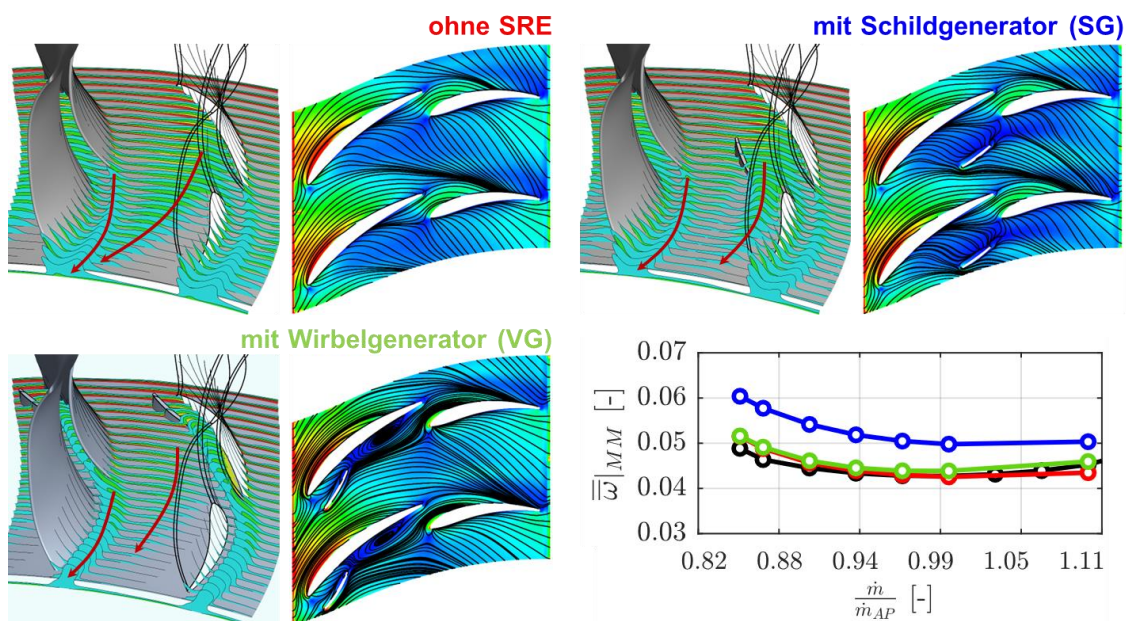


Abbildung 45: 3D-Bereiche hoher Entropie und Wandstromlinien auf der Nabe im Entwurfspunkt sowie Verlustpolare für den Tandemstator der DRIVER-Stufe mit und ohne SRE-Konzept

Der Wirbelgenerator (VG) hingegen weist trotz leicht höherer integraler Verluste eine axiale Ausrichtung der Querkanalströmung auf, wodurch ein Potenzial der Maßnahme erkennbar wird. Die Verluste der Querkanalströmung werden abgeschwächt, und das Verlustbild im Nachlauf verändert sich, wodurch die Eckenablösung der hinteren Schaufel beeinflusst wird. Der Nachteil ist, dass die vom Wirbelgenerator erzeugten Verluste in dem Tandemspalt strömen und dort zusätzliche Verluste erzeugen.

Bei der dargestellten Positionierung des Wirbelgenerators handelt es sich lediglich um eine initiale Idee. Dadurch wird vermutet, dass noch weiteres Optimierungspotenzial in diesem Konzept steckt. Es wird entschieden, diese Konfiguration detaillierter zu untersuchen. Dafür wird ein parametrisches CAD-Modell aufgebaut, siehe [Abbildung 46](#). Als feststehende Parameter werden die Position des VG relativ zur Vorderkante des Stators gemäß Vorstudie, die maximale konstante Dicke des Wirbelgeneratorprofils von 2,0 mm sowie die Höhe des Wirbelgenerators an seiner Hinterkante von 1 mm festgelegt. Als freie Parameter werden vier Geometrieparameter variiert. Für den Aufbau des DOE wird der Ansatz eines Latin-Hypercube-Samplings verwendet, wobei die Parameter  $\beta_{LE}$ ,  $\beta_{TE}$ ,  $hRatio$  und  $chRatio$  variiert werden. Es wird ein Entwurf 1 definiert und anschließend werden die Parameter um diesen Entwurf variiert. Die Winkel an der Vorder- und Hinterkante des VG variieren folgendermaßen:  $\beta_{LE} 49^\circ \pm 10^\circ$  und  $\beta_{TE} 64^\circ \pm 15^\circ$ . Das Höhenverhältnis  $hRatio$  variiert zwischen 5 % und 15 %. Das Längenverhältnis  $chRatio$  wird auf einen Wert zwischen 10 % und 25 % angepasst.

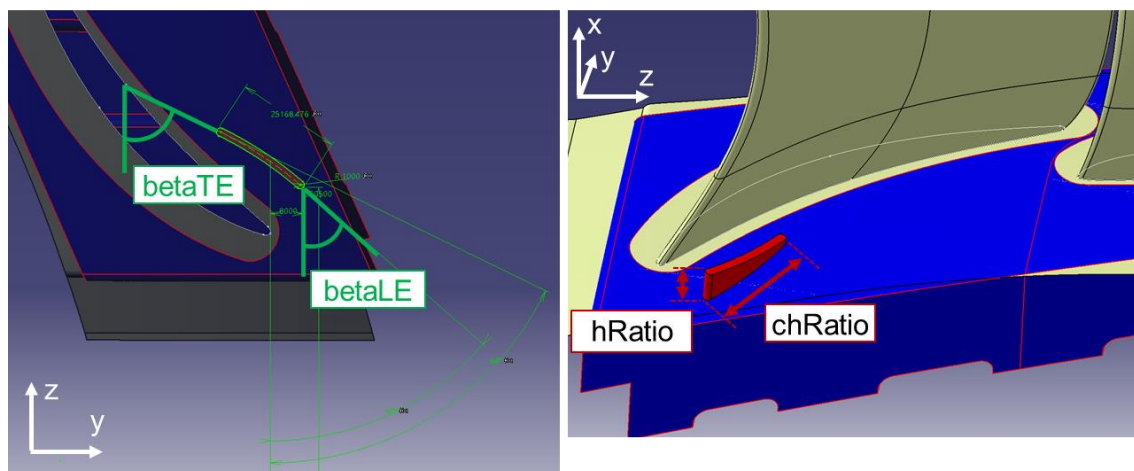


Abbildung 46: Parametrischer Aufbau des Wirbelgenerators (VG) im CAD-Modell für die Durchführung eines DOE

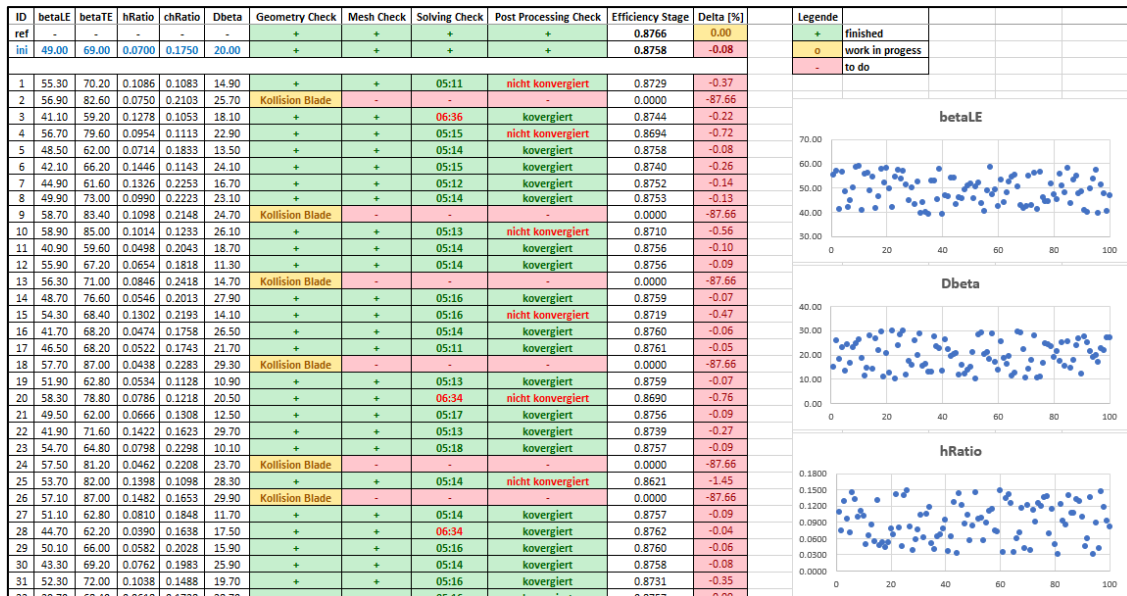


Abbildung 47: Auszug aus dem DOE und Ergebnisse der Studie zum VG

Auf Basis der Sampling-Vorgaben werden 100 Mitglieder mittels des parametrischen CAD-Modells erstellt. Von diesen 100 Mitgliedern konnten 89 berechnet werden. Einige Mitglieder werden bereits vor der Berechnung ausgeschlossen, weil sie eine Kollision mit der vorderen Schaufel des Tandemrotors verursachen. Ein Eindruck des DOEs und seiner Ergebnisse ist in [Abbildung 47](#) dargestellt. 72 der 89 berechneten Member weisen eine ausreichende numerische Konvergenz auf. Leider zeigt keiner der untersuchten Mitglieder eine Verbesserung in Form einer Erhöhung des Stufenwirkungsgrads gegenüber der Referenz auf. Ebenso lässt sich nur eine geringe Verbesserung gegenüber der Geometrie der Vorstudie feststellen.

Trotz der negativen Ergebnisse wird auch die beste Geometrie des DOEs noch einmal detailliert über den gesamten Betriebsbereich hinweg untersucht und mit der Konfiguration ohne SRE-Konzept verglichen (siehe [Abbildung 48](#)). Eine axiale Ausrichtung der Querkanalströmung ist auch an anderen Betriebspunkten erkennbar. Das heißt, dass der VG grundsätzlich seine Aufgabe erfüllt. Die durch den Wirbelgenerator verursachte Verlusterrhöhung ist jedoch zu hoch, um einen effektiven Vorteil für das Tandemgitter zu erzielen. Die Vermutung ist, dass die Interaktion des durch den VG induzierten Blockages mit dem Tandempalt zu hohen Verlusten führt, die sich nicht mehr kompensieren lassen. Der SRE wird daher für den finalen Entwurf verworfen.

Aus den dargestellten Ergebnissen dieses Hauptarbeitspakets sowie aus denen aus HAP3 ergibt sich somit der finale Entwurf des 3,5-Stufenerbunds der DRIVER-Konfiguration. Dies

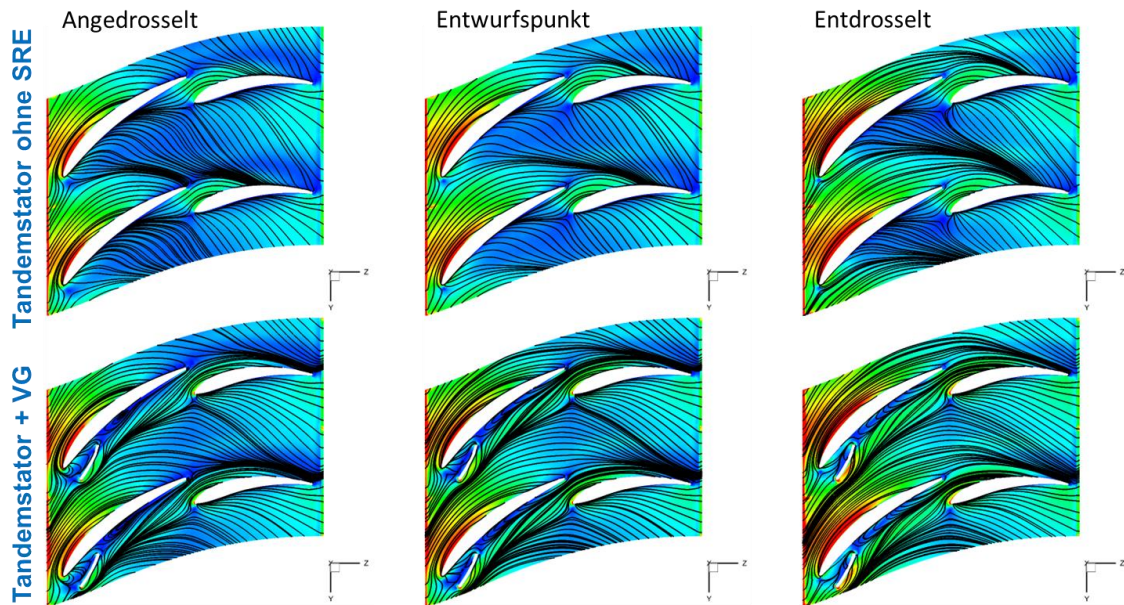


Abbildung 48: Wandstromlinien auf der Nabe für den Tandemstator mit und ohne Wirbelgenerator in verschiedenen Betriebspunkten

ist in [Abbildung 49](#) dargestellt. Die Stufen 1 bis 3 sind baugleich (Repetierstufen). Außerdem werden für die Post-Test-Analyse die CAD-Geometrien mit allen Abrundungen verwendet, um eine möglichst gute Übereinstimmung mit dem Experiment zu gewährleisten.

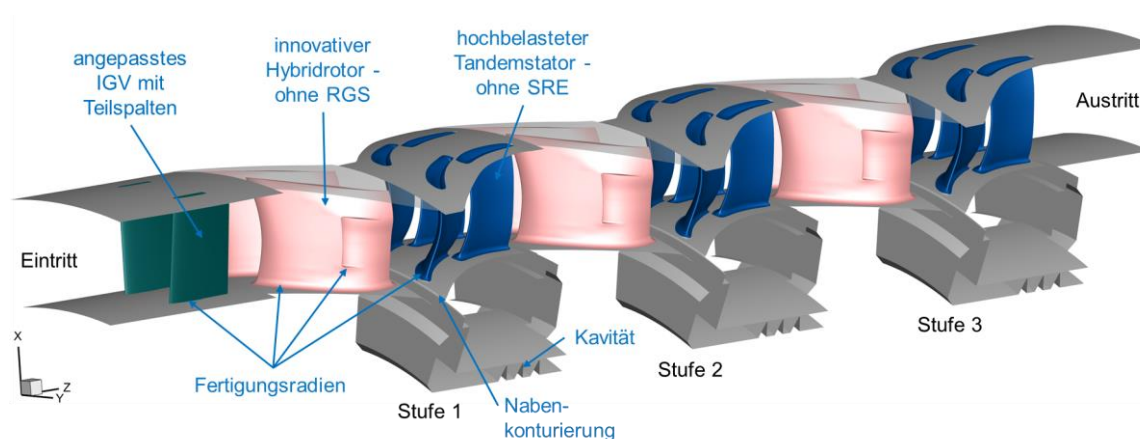


Abbildung 49: Numerischer Aufbau des Verdichtermoduls für die Post-Test-Analyse

## 2.2.4 HAP4 Validierung am Versuchsverdichter

Die Validierung des im DRIVER zu untersuchenden Beschaukelungskonzeptes fand am Niedergeschwindigkeits-Verdichterprüfstand FRANCC (Fundamental Research and New Concepts Compressor) des Lehrstuhls statt. Dieser ist 3,5-stufig aufgebaut und steht vertikal im Raum (siehe [Abbildung 50](#) und [Abbildung 51](#)). Der Verdichterprüfstand ist modular aufgebaut. Die Schaufeln sind aus Aluminium gefräst und werden (Stator wie auch Rotor) verschraubt. Jede Schaufelreihe (Vorleitrad sowie die Rotoren und Statoren der drei Stufen) besteht aus 40 Schaufeln. Die Stufen sind geometrisch identisch. Um die Lagerverluste gering zu halten, wurde das Loslager (oben) als Luftlager ausgeführt. Das Fest- und Schublager sind Wälzlager. Die Luft wird aus dem Raum über den Einlauf in den Verdichter geleitet. Ein im Betrieb installierter Einlauffilter ist auf dem Bild nicht zu sehen. Dieser homogenisiert die Zuströmung und hält Schmutz fern. Die Luft gelangt aus dem Außenbereich des Prüfstandsgebäudes durch Zuluftklappen in den Motorraum (unter dem Prüfstand) und von dort über einen Deckendurchbruch in die Testzelle. Der Verdichterprüfstand steht auf der Volute, welche die verdichtete Luft sammelt und zum Abluftsystem leitet. Im Abluftsystem befinden sich die Massenstrommessung und das Drosselsystem. Die Abluft wird anschließend in die Umgebung entlassen. Der Antrieb befindet sich im Keller des Prüfstandes und ist über einen Wellentunnel mit dem Verdichterrotor verbunden. Weitere Informationen zum FRANCC, basierend auf dem Erstaufbau, können (Jäger, et al., 2024) entnommen werden.



Abbildung 50: Umbau des FRANCC-Prüfstands auf die DRIVER-Beschaukelung

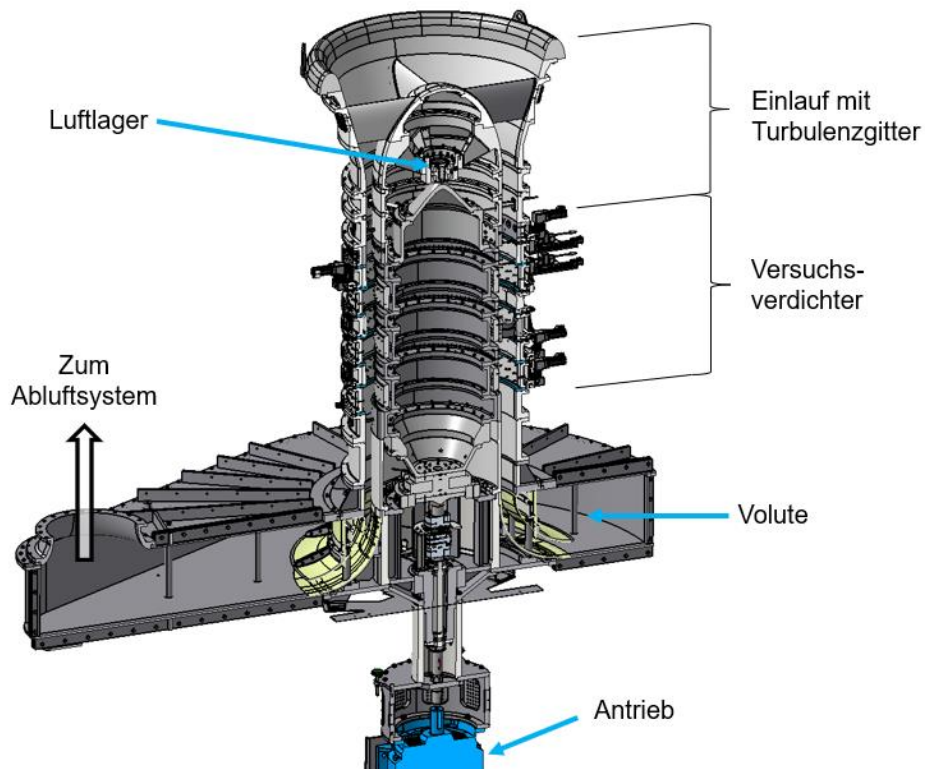


Abbildung 51: Aufbau des FRANCC Prüfstandes

#### AP 4.1 – Untersuchungen am 3-stufigen Basisaufbau

Das Subarbeitspaket 4.1.1 umfasste die Konstruktion der Einzelstufe, bestehend aus dem Vorleitrad (im Weiteren IGV – Inlet Guide Vane), dem Hybridrotor und dem Tandemstator mit Nabenkonturierung. Alle Schaufeln sollten in der lehrstuhleigenen Werkstatt durch Fräsen gefertigt werden. Die Einschränkungen des Schwenkmechanismus der Fräsmaschinen und die Zugänglichkeit des Fräswerkzeugs waren ebenso maßgeblich für die Bestimmung der Übergangsradien wie auch für die Einhaltung der geometrischen Relationen zur Erhaltung einer repräsentativen Schaufelgeometrie. Wie beim Referenzaufbau musste der Tandemstator aus Fertigungsgründen in seine beiden Einzelteile (Tandem A und B) aufgeteilt werden. Aufgrund zeitlicher Verzögerungen wurde entschieden, die Fertigung des Hybridrotors an einen externen Auftragnehmer zu vergeben. Dies ermöglichte die parallele Fertigung von Rotor- und Statorschaufeln, was in der eigenen Werkstatt nicht möglich gewesen wäre. Die Vorbereitung und Durchführung dieser Vergabe fielen ebenfalls in das SAP 4.1.1.

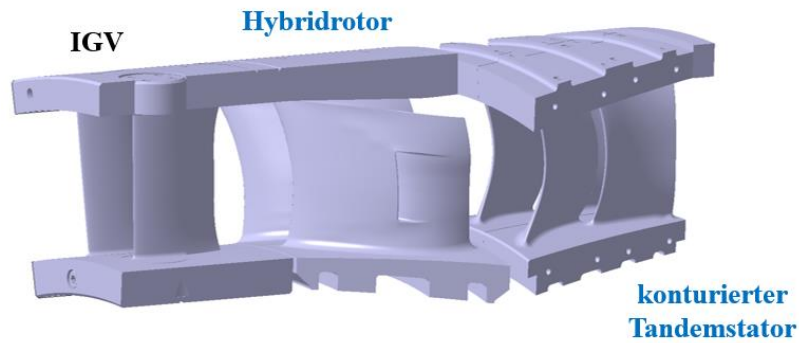


Abbildung 52: Darstellung der DRIVER-Einzelstufe

Das Ergebnis kann als CAD-Geometrie der Einzelstufe in [Abbildung 52](#) sowie als gefertigte Schaufeln in [Abbildung 53](#) betrachtet werden.

Im darauf aufbauenden Subarbeitspaket SAP 4.1.2 wurde die Einzelstufe zum 3-Stufenverbund erweitert. Die drei Stufen sind in der Beschaukelung zwar identisch, können jedoch unterschiedlich instrumentierte Schaufeln enthalten (siehe [Abbildung 54](#)). In Ermangelung eines Telemetriesystems betrifft das nur die Statoren. Diese Sonderschaufeln enthalten die Vorderkanteninstrumentierung, statische Stufendrucke an Gehäuse und Nabe sowie die

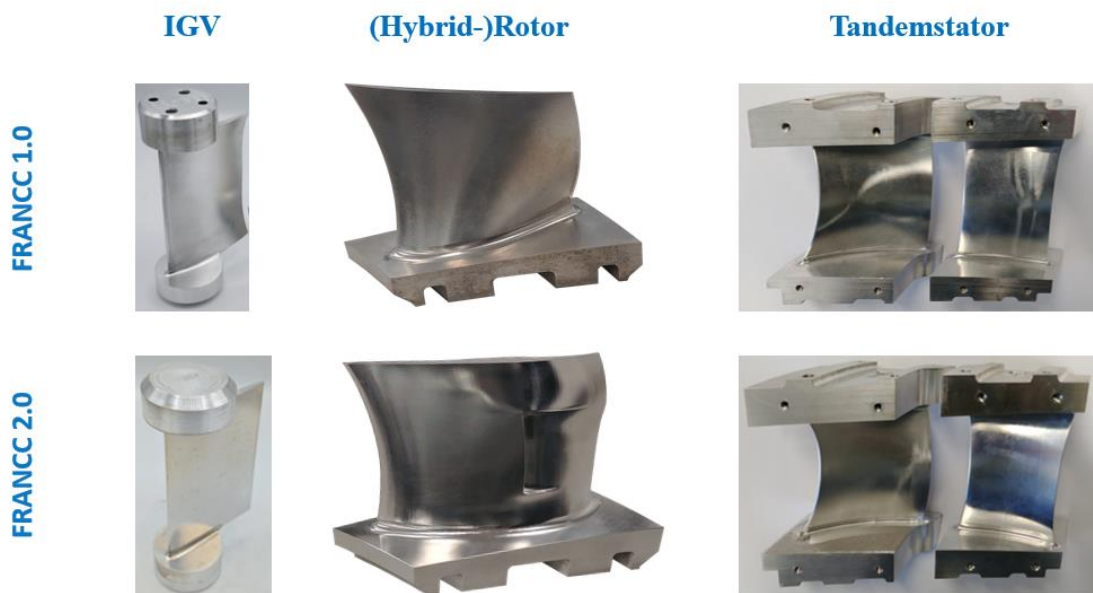


Abbildung 53: Gefertigte Schaufeln - FRANCC 1.0 und DRIVER im Vergleich

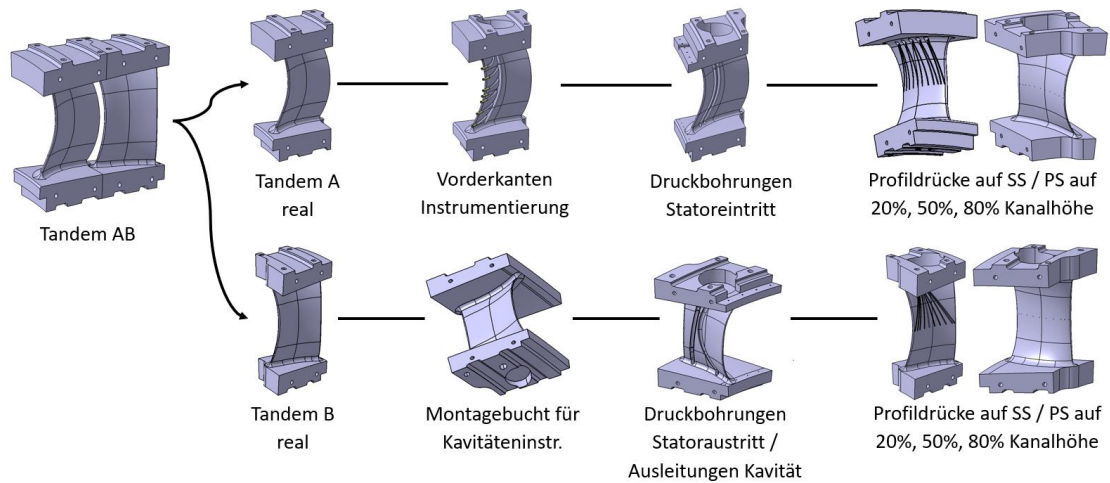


Abbildung 54: Konstruktion der Sonderschaufeln für den 3-Stufenverbund

Ausleitung der Kavitäteninstrumentierung. Ausschließlich in Stufe 2 sind Messschaufeln zur Profildruckverteilung verbaut.

Diese Messung ist insgesamt auf zwölf Schaufeln aufgeteilt. Limitierend ist dabei die Anzahl der Ausleitungskanäle, die durch die Schaufelgeometrie festgelegt ist. Gemessen wird auf drei radialen Höhen sowie auf Druck- und Saugseite.

Weitere Messungen und Messpositionen sind in [Abbildung 55](#) dargestellt. Messungen statischer Größen sind als Punkte eingezeichnet, totale Größen als Dreiecke. Rot sind dabei stationäre Druckwerte, blau zeitlich hochaufgelöste Druckmessungen und in grün Temperaturmessstellen. Im Verdichtereintritt befinden sich zwei Messrechen mit je elf Druckmessstellen und einer Temperaturmessstelle in der Kanalmitte. Im Verdichteraustritt wird mit vier Rechen an unterschiedlichen relativen Passagenpositionen gemessen, um in jedem Betriebspunkt eine genaue Umfangsmittelung der Messwerte zu erreichen. Statische Drücke werden vor und nach jeder Schaufelreihe sowohl an der Nabe als auch am Gehäuse erfasst. In der Stator kavität wird der statische Druck vor und nach der Dichtung gemessen. Am Kavitätseintritt wird zusätzlich die Temperatur gemessen. Jede Stufe verfügt über drei vorderkanteninstrumentierte Statoren mit je sieben Druckmessstellen und einer Temperaturmessstelle in der Kanalmitte. Im Gehäuse der Rotorvorderkanten befinden sich Drucksensoren zur Stall-Erkennung. Hauptuntersuchungsgegenstand ist die Stufe 2, da aufgrund der vorangehenden und nachfolgenden Stufen von einem ausgeprägten Multistufenverhalten auszugehen ist. In dieser Stufe befindet sich nicht nur die besagte Profildruckmessung, sondern

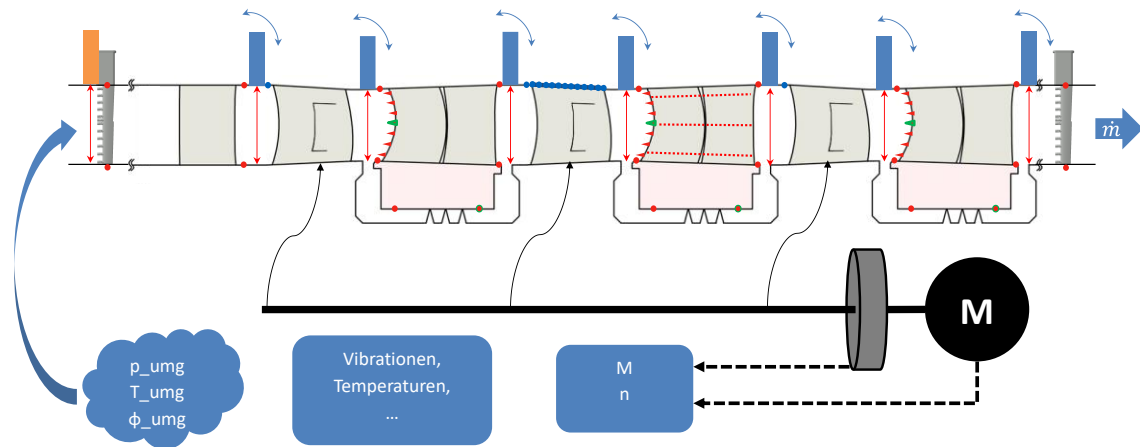


Abbildung 55: Messpositionen im DRIVER

auch eine Reihe an schnell messenden Drucksensoren in axialer Anordnung im Rotorgehäuse. Dieses ermöglicht eine zeitlich hochaufgelöste Messung des Gehäusedrucks und damit die Bestimmung der Trajektorie des Spitzenspaltwirbels. Weiterhin kann hinter jeder Schaufelreihe mit Strömungssonden traversiert werden. Dies ist auch an bestimmten Positionen im Einlauf möglich. Während es sich im Einlauf allerdings um reine Radialtraversen handelt, kann hinter den Schaufelreihen flächig traversiert werden. Aufgrund der kleinen Temperaturunterschiede in den Niedergeschwindigkeitsversuchen wird der Wirkungsgrad über das Drehmoment bestimmt.

Im Subarbeitspaket 4.1.3 erfolgte nach der Fertigung des neuen Schaufelsatzes der Umbau des FRANCC-Prüfstands vom Referenz- (FRANCC 1.0) zum DRIVER-Aufbau (FRANCC 2.0). Die anschließende Inbetriebnahmephase offenbarte massive Vibrationsprobleme, die als Lager-schwingungen gemessen wurden und sich auch akustisch als hochfrequenter Lärm bemerkbar machten. Diese Probleme traten beim Erstaufbau nicht auf und hängen damit mit der neuen Geometrie zusammen. Da der Unterschied zwischen den beiden Aufbauten hauptsächlich der Wechsel von einem konventionellen hin zu einem Hybridrotor ist, war zunächst dieser im Fokus der Untersuchungen. Vergleichende Messungen der Frequenzantwort des Hybridrotors und des konventionellen Vorgängers wurden durchgeführt, dargestellt in [Abbildung 56](#). Die Untersuchung wurde an einem weiteren TUM-Lehrstuhl mittels eines Laser-vibrometers durchgeführt und zeigte keine nennenswerten Unterschiede. Ein angefertigtes Campbell-Diagramm ließ ebenfalls keine Rückschlüsse auf die Vibrationsursache zu. Eine FEM-Studie zum Hybridrotor und dessen Rotortrommel zeigte, dass es sich nicht um Schaufel-schwingungen handelt. Dies konnte auch durch das Abfahren von Drehzahlrampen bei

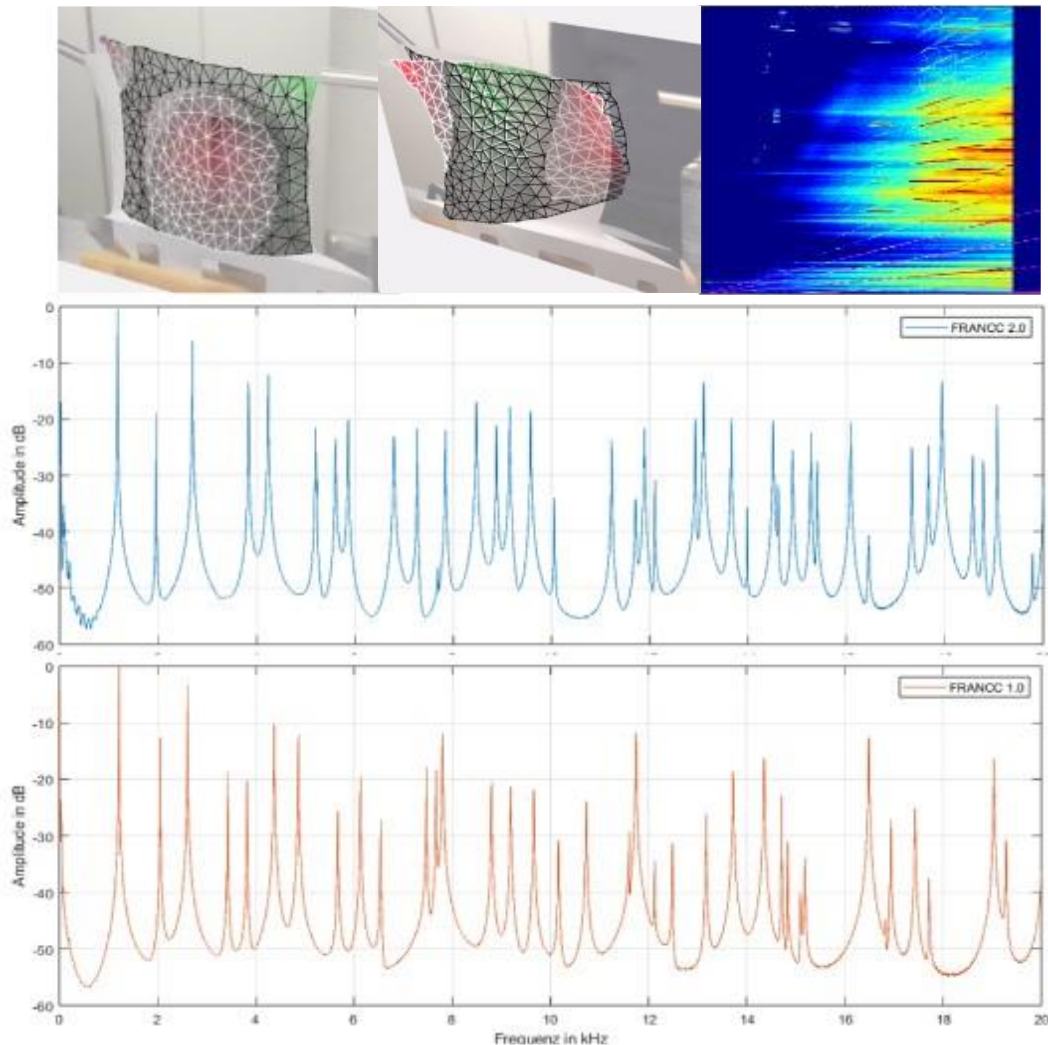


Abbildung 56: Frequenzantwort der DRIVER und Referenzschaufel

unterschiedlichen Drosselstellungen am Prüfstand bestätigt werden. Die so entstandene Vibrationskarte ist in [Abbildung 57](#) gezeigt. Die Karte beginnt bei 65%-Drosselstellung (100%entspricht vollständig entdrosseltem Zustand / 0% entspricht einer geschlossenen Austrittsdrossel) und endet bei 35%, da die Stabilitätsgrenze bei etwa 32% zu erwarten ist.

Es zeigt sich, dass Drehzahlen, abhängig vom Drosselgrad und damit vom Massenstrom, ab einem bestimmten Wert im Betrieb nicht mehr angefahren werden können. Diesem Bereich vorgelagert befindet sich ein Schwingungsband, das ebenfalls gemieden werden muss. Da-

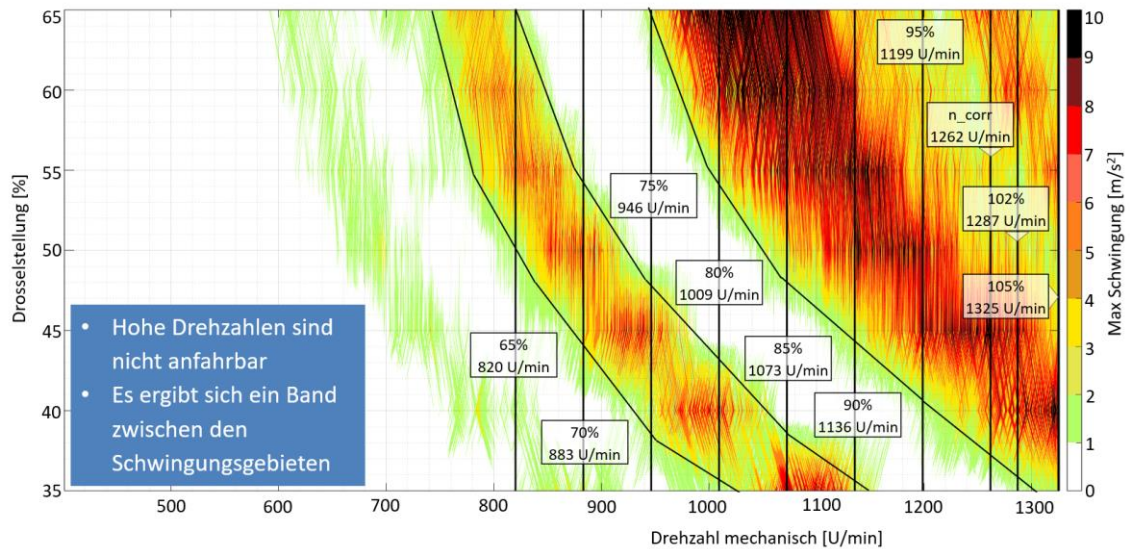


Abbildung 57: Vibrationskarte

zwischen ergibt sich jedoch ein Bereich, in dem auch bei höheren Drehzahlen noch abschnittsweise gemessen werden kann. Bei dem weiteren Schwingungsband bei niedrigeren Drehzahlen handelt es sich um eine Gehäuseschwingung mit hoher Frequenz und niedrigen Beschleunigungswerten. Diese wird daher als nicht relevant betrachtet. Als wahrscheinlichste Ursache für das Vibrationsproblem wird „Cavity Noise“, hervorgerufen durch die in den Gaspfad ragende Nabenkonturierung des Stators, erachtet. Mit dem derzeitigen Messaufbau und der verbleibenden Messzeit im Projekt ließ sich das jedoch nicht bestätigen.

In Berücksichtigung der nicht anfahrbaren Bereiche konnte das in Abbildung 58 dargestellte Kennfeld erstellt werden.

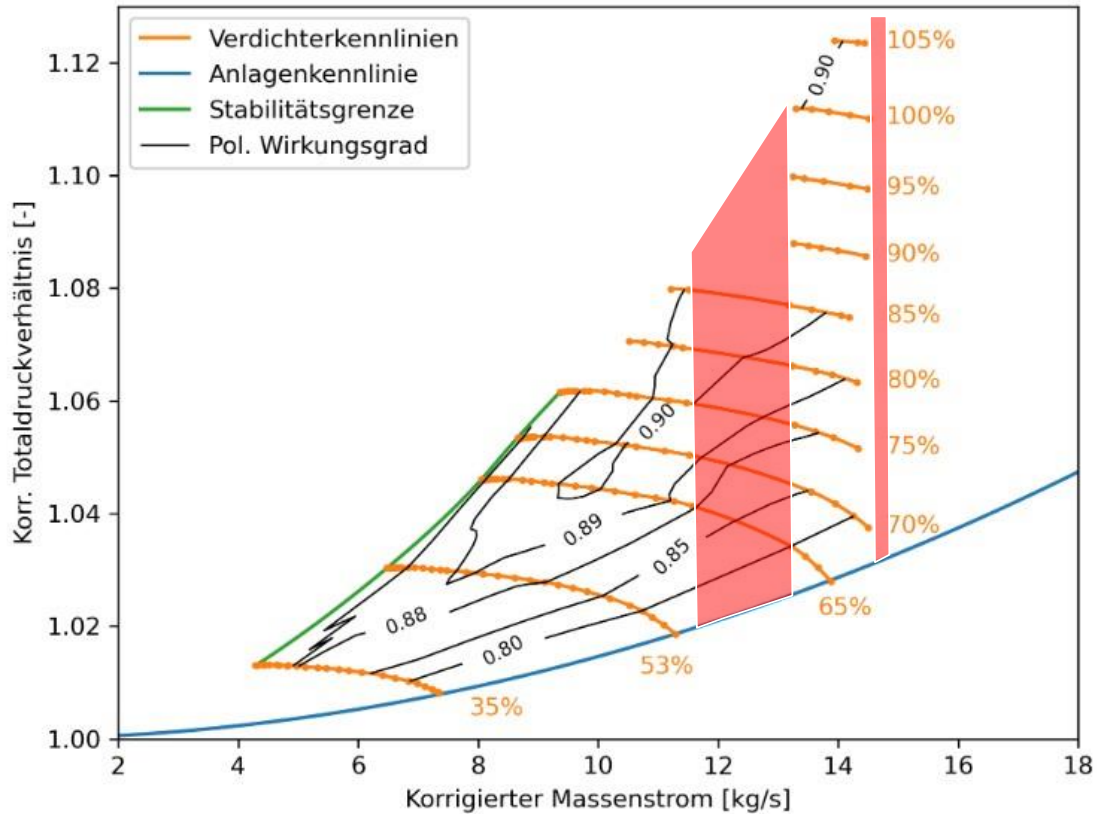


Abbildung 58: DRIVER-Kennfeld

Ab der 80%-Drehzahllinie wurde auf ein Androsseln bis zur Stabilitätsgrenze verzichtet, da die Schnellöffnung der Drossel den Betriebspunkt schlagartig in ein Gebiet jenseits des sicheren Betriebs gebracht hätte. Die Stabilitätsgrenze lag jedoch für die vollständigen Drehzahllinien stets bei gleichem relativen Massenstrom. Selbes ließ sich auch für den Referenzaufbau beobachten. Es ergibt sich daraus, dass der Auslegungspunkt des DRIVER nicht angefahren werden kann, da er sich im Bereich starker Vibrationen befindet. Weiterhin können auf den relevanten Drehzahllinien (80% und höher) jeweils nur wenige Punkte vermessen werden. Es wurde entschieden, anstelle des aerodynamischen Auslegungspunktes einen strömungsmechanisch äquivalenten relativen Auslegungspunkt zu vermessen. Dieser befindet sich auf der 90%-Drehzahllinie bei 90% korrigierten Massenstrom (entspricht 100% relativem korrigierten Massenstrom). Ein stark angedrosselter Betriebspunkt kann auf der

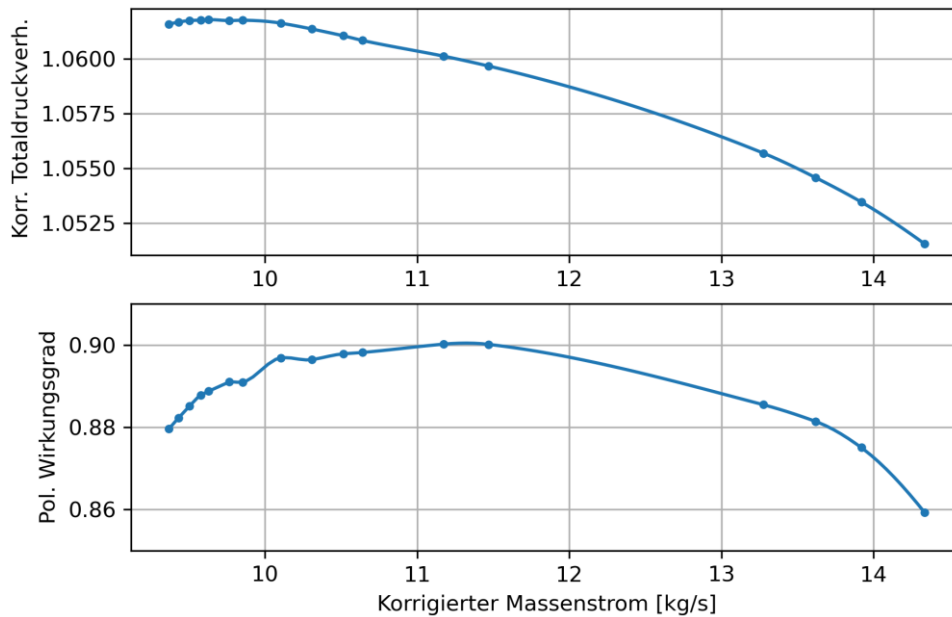


Abbildung 59: 75%-Drehzahlkennlinie

100%-Drehzahllinie vermessen werden, bei 90% relativem korrigierten Massenstrom (entspricht 90% korrigiertem Massenstrom). Ein dritter, entdrosselter Betriebspunkt wird auf der 80%-Drehzahllinie vermessen, bei 110% relativem korrigierten Massenstrom (entspricht 88% korrigierten Massenstrom).

Abbildung 59 zeigt die 75%-Drehzahlkennlinie, die letzte, die bis zur Stabilitätsgrenze gefahren werden konnte. Das dargestellte Totaldruckverhältnis ist anhand von (AGARD Advisory Group for Aerospace Research and Development, 1995) um den Feuchteinfluss korrigiert. Ab der 90%-Drehzahllinie können nur noch Messpunkte im Kanal zwischen den Vibrationszonen genommen werden (siehe Abbildung 60; die oberen drei Kennlinien sind bei 90%, 95% und 100% korrigierter Drehzahl). Um dennoch eine Wirkungsgradkurve bei Auslegungsdrehzahl abschätzen zu können, wurden in Abbildung 60 die Wirkungsgrade der 65%- bis 75%-Linien gemittelt und auf die Messpunkte der 100%-Linie skaliert. Durchweg sind hohe Wirkungsgrade über einen weiten Betriebsbereich hinweg zu erkennen. Die gewählten Traversiermesspunkte sind rot dargestellt.

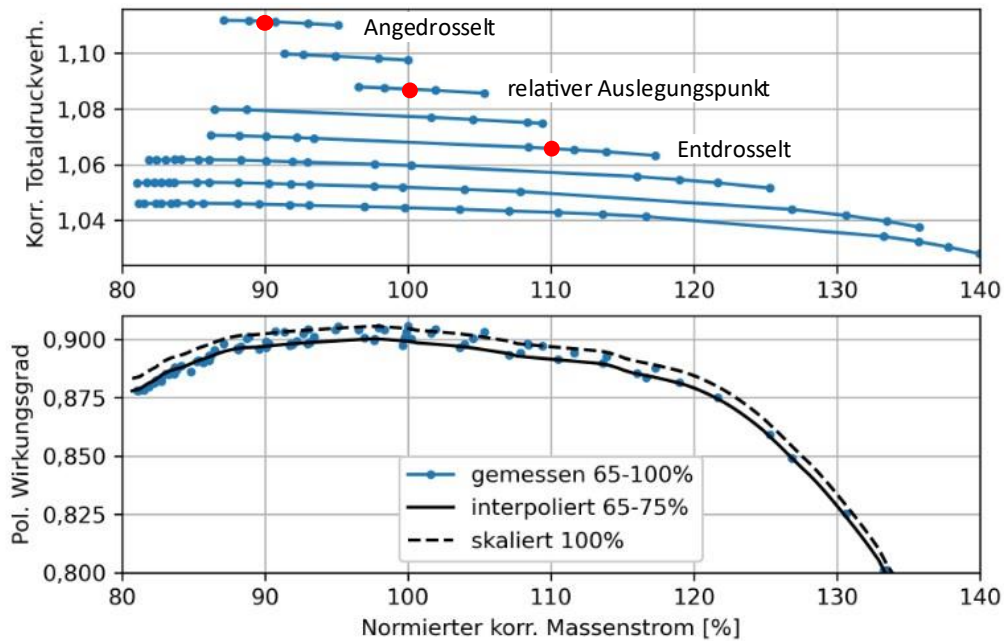


Abbildung 60: Betriebspunktauswahl

Der Vergleich mit dem Referenzaufbau (siehe [Abbildung 61](#)) zeigt einen deutlichen Anstieg der aerodynamischen Belastung im DRIVER bei vergleichbaren Wirkungsgraden.

Für den Vergleich mit CFD-Simulationen wurde zunächst im Verdichtereintritt gemessen. In einem ersten Schritt wurde das Totaldruckprofil mittels Fünflochsonde bestimmt. In einer zweiten Reihe von Messungen ging es um die Charakterisierung der turbulenten Eintrittsbedingungen mittels Hitzdrahtmessungen. Für diese wurden auch Messungen nach dem Vorleitrad durchgeführt, um das Dissipationsverhalten zu erfassen. Vorgabe für die numerische Simulation mit NUMECA FineOpen sind neben dem Totaldruckprofil, der mittleren Geschwindigkeit auch das Wirbelviskositätsverhältnis und der Turbulenzgrad. Im Weiteren wurde im IGV-Nachlauf mittels Fünflochsonde gemessen. Dort wurden zwei Messzugänge genutzt, die auf jeweils gegenüberliegenden Seiten im Verdichterumfang platziert sind (Seiten A und B, siehe [Abbildung 62](#)). Grundsätzlich lässt sich eine gute Gleichförmigkeit zwischen den beiden vermessenen Seiten erkennen. Weitere Messungen werden nur noch auf der A-Seite durchgeführt. Die Winkelkonvention für diese und weitere Abbildungen lautet:

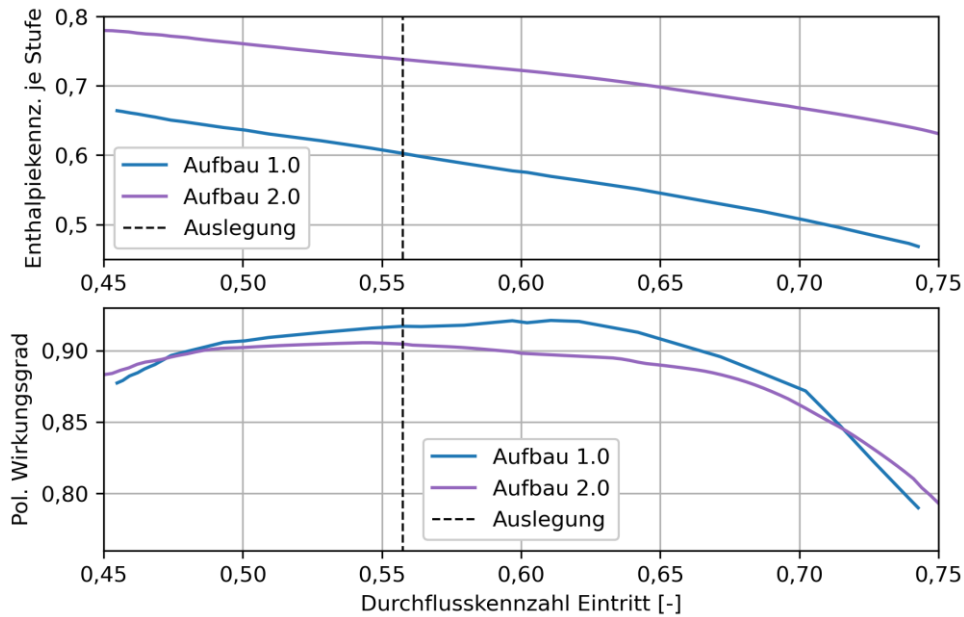


Abbildung 61: Phi-Psi- Diagramm – 75%-Kennlinie Aufbau 2.0 (DRIVER) gegen 100%-Kennlinie des Aufbau 1.0 (Referenzaufbau)

Eine axiale Strömung ist mit  $90^\circ$  angegeben. Strömungswinkel Alpha kleiner als  $90^\circ$  bedeuten Mitdrall, größer als  $90^\circ$  Gegendrall.

Im Vergleich zwischen der CFD-Simulation und dem Experiment lässt sich eine gute Übereinstimmung erkennen. Das gilt insbesondere für den Umfangswinkel Alpha. Die axiale Machzahl zeigt einen höheren Durchfluss im Nabenbereich als die CFD-Simulation. Dieser Effekt setzt sich im Rotor 1 fort. [Abbildung 63](#) zeigt die axiale Machzahl und den Strömungswinkel Alpha (absoluter Strömungswinkel in Umfangsrichtung) für alle Rotoren im relativen Auslegungspunkt bei 90% korrigierter Drehzahl. Die Übereinstimmung zwischen der Simulation und dem Experiment ist, beginnend mit Rotor 1, noch gut und nimmt anschließend sukzessive ab. Es findet eine deutliche Verschiebung des Luftmassenstroms in die Kanalmitte statt, die von der Simulation in dieser Form nicht vorhergesagt wird. Gut erkennbar sind die beiden Dellen im Machzahlprofil in den

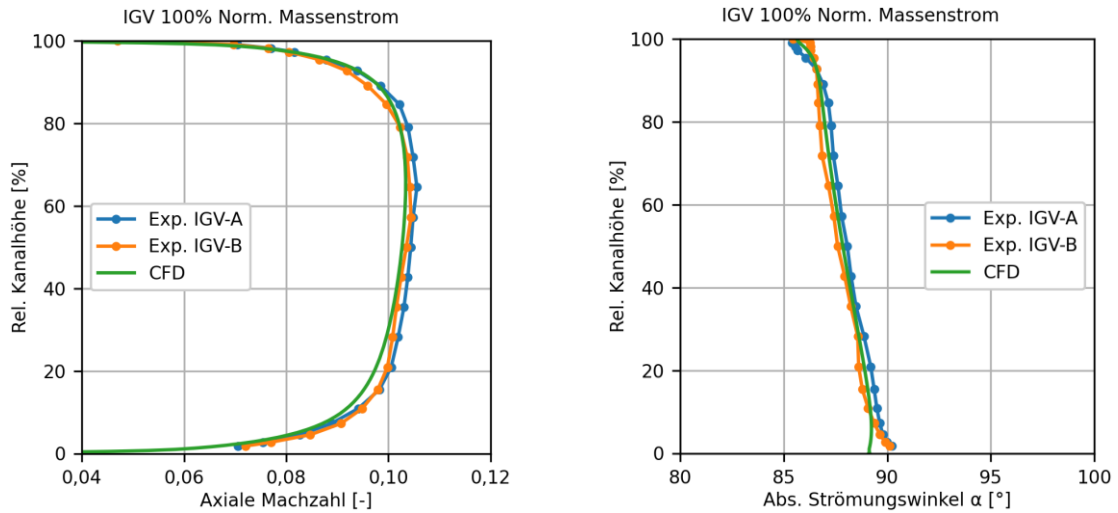


Abbildung 62: Machzahl und Strömungswinkel nach dem IGV

Übergangsbereichen zwischen dem Einzelschaufelsegment und der Tandemprofilierung des Hybridrotors (ca. 30% und 65% Kanalhöhe).

In [Abbildung 64](#) sind die axiale Machzahl und der Strömungswinkel Alpha für die Tandem Statoren zu sehen. Auch hier setzt sich die Beobachtung des höheren nabenseitigen Durchflusses fort, bei ansonsten guter Übereinstimmung. Im Strömungswinkel ist auf ungefähr 30% Kanalhöhe ein Bereich deutlicher Überumlenkung zu erkennen. Der Ursprung dieses Phänomens konnte zum Abschluss dieses Berichts leider noch nicht geklärt werden.

Ein tiefergehender Einblick in die Statorabströmung lässt sich den Konturbildern des Nachlaufs in [Abbildung 65](#) entnehmen. Dort sind der Reihe nach, die Machzahl des Experiments mit der Vorhersage aus der Simulation verglichen. Auch hier ist die gute Übereinstimmung zu erkennen. Alle Effekte des Experiments werden von der Simulation vorhergesagt. Der einzige relevante Unterschied ist die nabenseitige Eckenablösung an der vorderen Statorschaufel, die in der Simulation deutlich überschätzt wird. In [Abbildung 66](#) ist das Verhalten bei angedrosseltem (oben) und entdrosseltem (unten) Zustand dargestellt. In der Mitte befindet sich der relative Auslegungspunkt als Referenz.

Zusammengefasst lässt sich feststellen, dass trotz der komplexeren Strömungsvorgänge aufgrund der Tandem-/Hybridgeometrie die numerische Simulation unter Vorgabe der gemessenen Eingangsgrößen eine gute Übereinstimmung mit dem Experiment zeigt. Dies gilt insbesondere für die erste Stufe.

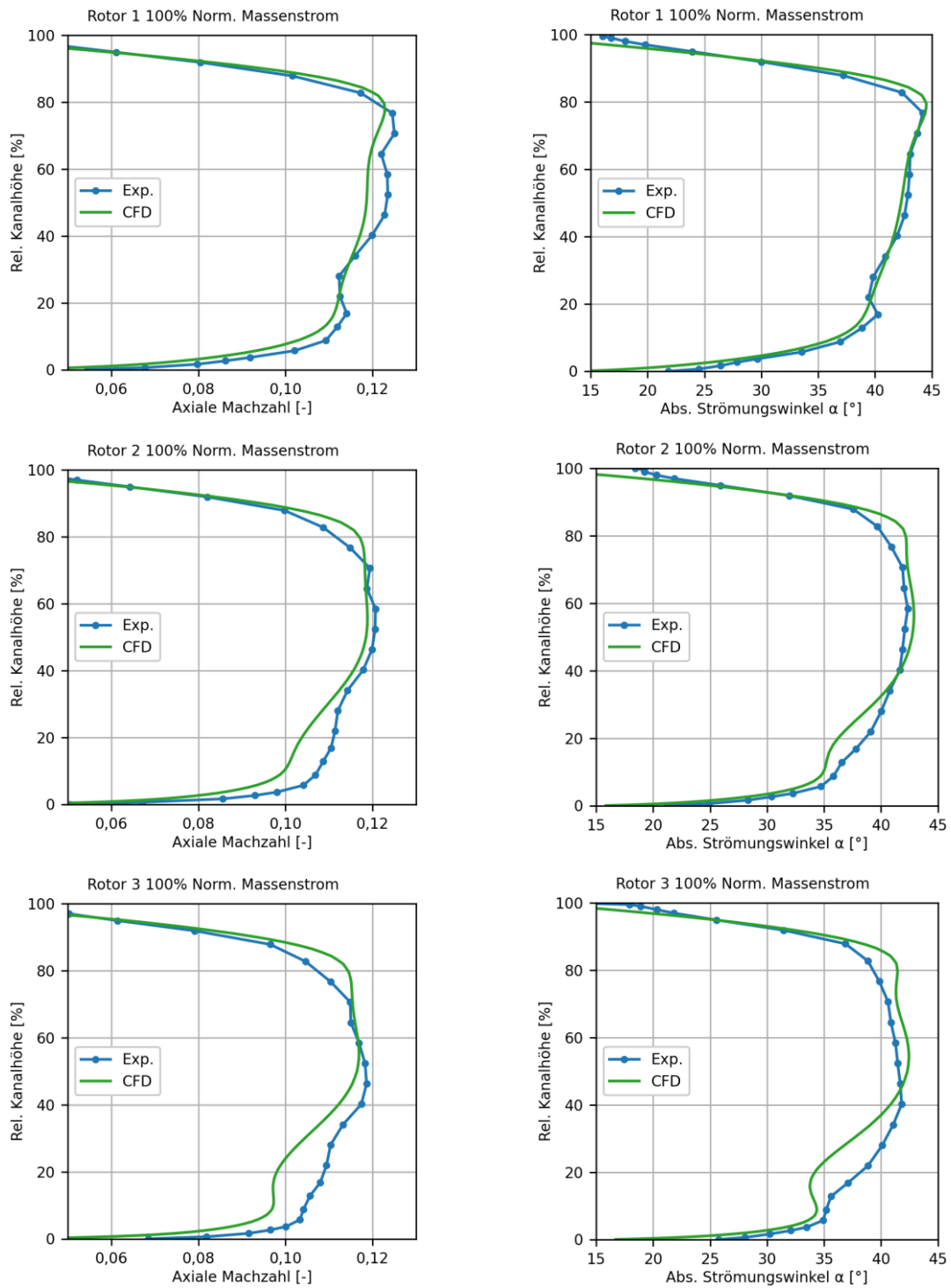


Abbildung 63: Machzahl und Strömungswinkel Rotoren

In den weiteren Stufen werden Abweichungen allerdings deutlich größer. Dies ist zumindest teilweise auf die Auslegung im 1,5-Stufenverbund zurückzuführen. Eine bessere Abstimmung der Stufen zueinander kann hier als großes Optimierungspotential erkannt werden. Das zeigt sich insbesondere an der dritten Stufe, in der eine vollständige Ablösung der Strömung an der vorderen Tandemschaufel zu erahnen ist (siehe [Abbildung 65](#)). Trotz der Vorgabe der experimentellen Eintrittsbedingungen wirkt die Nabe des IGV, als hätte sie mehr Durchfluss als in der Simulation. Dies ist dann auch im folgenden Rotor 1 zu sehen. Im Tandemstator werden die Sekundärströmungsverluste durch die numerische Simulation überschätzt. Bei den hohen Umlenkungen des DRIVER reagiert das Turbulenzmodell sehr sensibel, wobei die Blockage als zu hoch modelliert wird.

#### **AP 4.2 – Instationäre Messungen am 3-stufigen Basisaufbau**

Bis zur Abgabefrist dieses Berichts konnten keine weiteren Tests durchgeführt werden. Dies betrifft insbesondere die Untersuchungen mit zeitlich hochauflösenden Messmethoden, welche nun erst 2027 stattfinden können. Dies ist auf den verzögerten Start der Messungen zurückzuführen, der durch das beschriebene Vibrationsproblem ausgelöst wurde. Dieses machte eine Reihe an Voruntersuchungen im Rahmen der Inbetriebnahme nötig, um den sicheren Betrieb des Prüfstands gewährleisten zu können. Diese Untersuchungen wurden lehrstuhlseitig jedoch nicht nur als nötige Absicherung für den darauffolgenden Prüfstandsbetrieb erachtet, sondern sind durchaus als wertvoller Erkenntnisgewinn zu sehen. Dieser steht nun für die Entwicklung von Folgeaufbauten zur Verfügung.

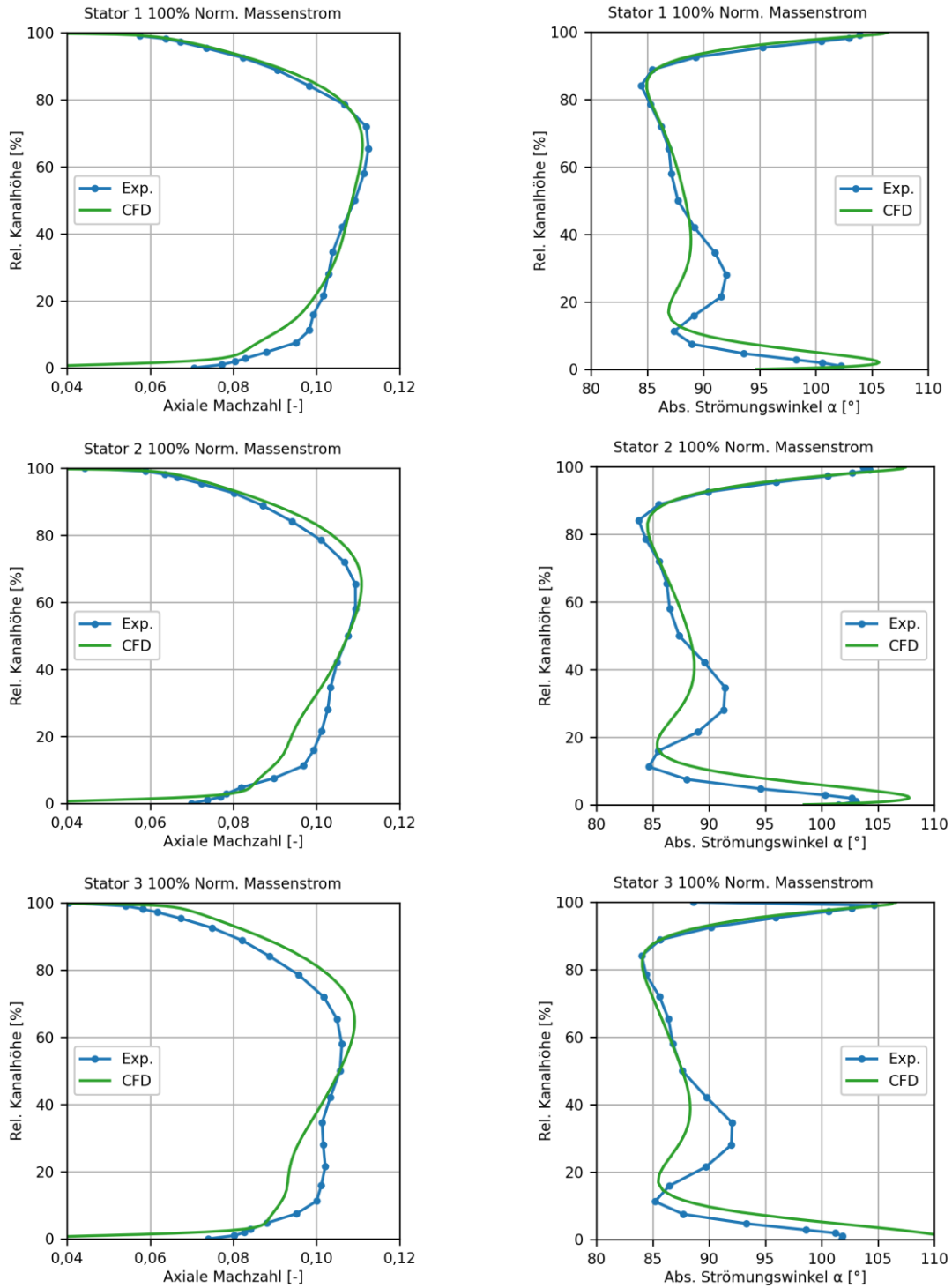


Abbildung 64: Machzahl und Strömungswinkel Statoren

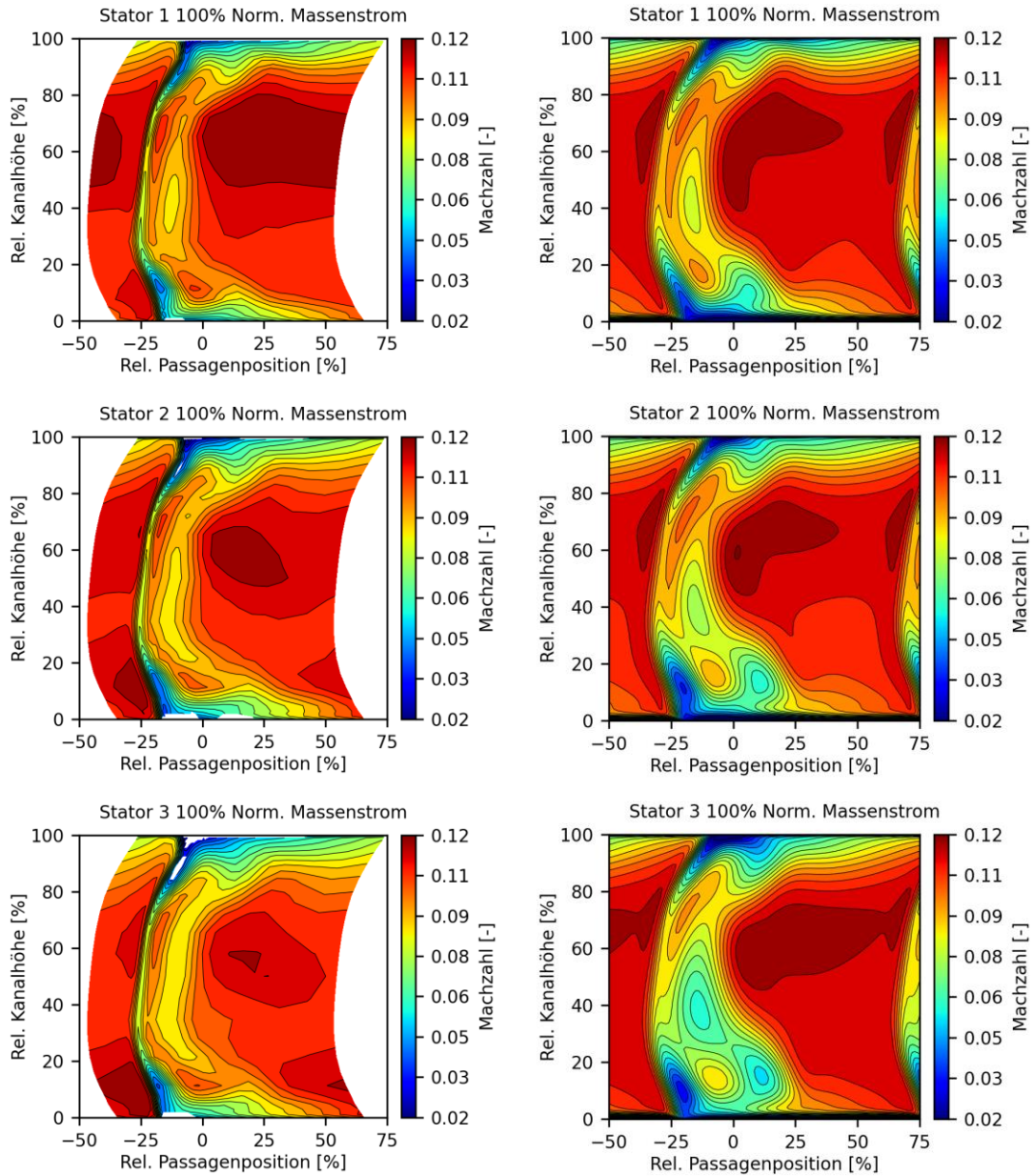


Abbildung 65: Machzahlkonturen, alle Statoren (Stufe 1 bis 3, von oben nach unten; Experiment links, rechts die CFD-Simulation)

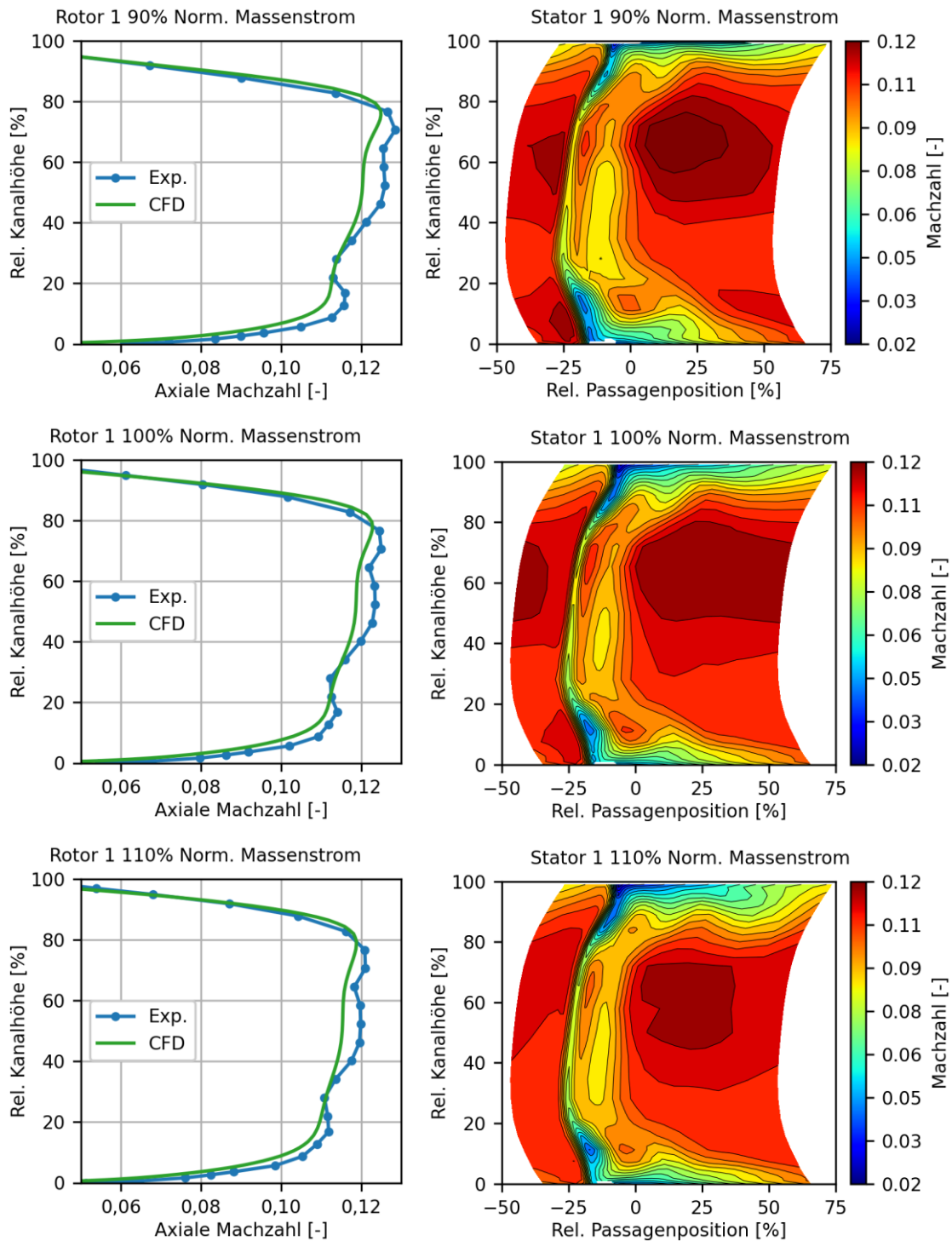


Abbildung 66: Angedrosselter und Entdrosselter Zustand – Rotor 1 rechts, Stator 1 links

## 2.3 Wichtigste Positionen des zahlenmäßigen Nachweises

Der Großteil der Ausgaben entfiel auf Personal. Es konnten drei wissenschaftliche Mitarbeiter am Projekt arbeiten, was durch die zur Verfügung gestellten Mittel finanziert wurde.

Die größten Beträge im Bereich der Auftragsvergabe betreffen die Fertigung der Rotor-schaufeln sowie die Montagedienstleistung für den Prüfstandsumbau. Die Vergabe der Rotorfertigung entlastete die lehrstuhleigene Werkstatt und ermöglichte so die parallele Fertigung von Statoren und Rotoren. Der Umbau umfasste die Demontage der Gehäusemodule und des Rotors des bisherigen Aufbaus (inklusive Ausbau der bisherigen Beschau felung), die Montage des DRIVER-Rotors (inklusive Wuchten), die Vormontage der Gehäusemodule mit den DRIVER-Statoren und dem Vorleitrad, den Wiederaufbau des Prüfstands am Lehrstuhl sowie alle anfallenden Transportkosten. Zum Zeitpunkt der Antragstellung war geplant, den Umbau selbst durchzuführen. Es ist allerdings während des späteren Erstaufbaus und der Inbetriebnahme festgestellt worden, dass der Lehrstuhl dies noch nicht leisten kann und für den Umbau die Kompetenzen und Qualifikationen sowie die nötigen Vorrichtungen nur bei einem externen Anbieter zu finden sind. Auch der nötige Zeitrahmen konnte nur von einem externen Anbieter eingehalten werden.

Weitere Ausgaben entfielen, wie geplant, auf die Schaufelfertigung in der lehrstuhleigenen Werkstatt. Dies umfasste Rohmaterial zur Zerspanung, Betriebsmittel (insbesondere für die eingesetzte Fräsmaschine) sowie Materialien zur Instrumentierung von Statorschaufeln.

## 2.4 Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit

Die Erkenntnisse zur Auslegung von Hybrid- und Tandemschaufeln sowie zu deren Verhalten im Multistufenverbund eines aerodynamisch repräsentativen Forschungsverdichters zeigen, dass ein nennenswertes Grund- und Optimierungspotenzial in diesem Konzept liegt. Die damit gewonnene vorläufige Entwurfsfähigkeit und die damit erreichbaren Vorteile im Sinne der Klimastrategie stehen in gutem Verhältnis zum Aufwand der geleisteten Arbeiten. Im nächsten Schritt ist eine Erweiterung auf flugverdichterrepräsentative Machzahlen sinnvoll. Zur Umsetzung des Projekts war der LTF als öffentliche Einrichtung auf eine finanzielle Zuwendung angewiesen. Für die beantragten und aufgeführten Ausgaben standen im benötigten Umfang keine Eigenmittel zur Verfügung. Die Förderung des Forschungsvorhabens im

beantragten Umfang war daher notwendig. Die erhaltenen finanziellen Mittel wurden entsprechend dem Vorhaben angemessen für den Erkenntnisgewinn eingesetzt.

## 2.5 Nutzung und Verwertung der Ergebnisse

Die im Rahmen des Projekts erlangte Erfahrung fließt direkt in zukünftige und bereits laufende Projekte im Themenfeld der Hochlaststufen ein. Dasselbe gilt für die erstellten Standards und Prozessketten zur Auslegung, Fertigung und Validierung. Die durch DRIVER erweiterte Expertise in diesem Themenbereich bringt der Lehrstuhl, auch in Kooperationen mit der Industrie, in anwendungsorientierte Forschungsvorhaben ein. Ein Wissenstransfer in die Industrie fand dabei regelmäßig an verschiedenen Gelegenheiten statt. Im Sinne der Vorgabe zur Durchführung eines entsprechenden Workshops soll der Folgende am 27.02.2023 genannt werden. Dieser trug den Titel: „Introduction to DRIVER - Hochbelastete Verdichterstufen mit neuen Architekturen“ und umfasste eine Präsentation des Vorhabens, dessen aktuellen Stand sowie einen Austausch darüber, inwiefern diese Technologie für Industrievorhaben geeignet ist und welche weiteren Schritte folgen müssen.

Anwesend waren das Projektteam und die Lehrstuhlleitung sowie Führungskräfte der MTU Aero Engines AG in verschiedenen Positionen:

Prof. Dr.-Ing. Volker Gümmer	Lehrstuhlleiter LTF
Philipp von Jeinsen	Projektbearbeiter LTF
Samuele Giannini	Projektbearbeiter LTF
Patrick Steudel	Projektbearbeiter LTF
Jannik Eckel	Projektunterstützung LTF

Leiter Verdichtertechnologie	MTU
Leiter Verdichteraerodynamik	MTU
Leiter Verdichterbefähigung	MTU
Technologiekoordinator Verdichteraerodynamik	MTU
Mitarbeiter Verdichtertechnologie	MTU

Folgende Beiträge sind auf Fachkonferenzen im Rahmen des Forschungsvorhabens veröffentlicht worden:

- Giannini, S., Straccia, M., and Gümmer, V. (2022). *Robust Optimization Used in the Redesign of a Low-Speed Compressor Tandem Stator*. Ottawa, Canada, ISABE-2022
- Eckel, J., von Jeinsen, P., and Gümmer, V. (2022). *Numerical Investigation of Near-Tip Modifications for a Highly Loaded Low-Speed Rotor Under the Influence of Double Leakage*. In ASME Journal of Turbomachinery 2023
- von Jeinsen, P., Eckel, J., Giannini, S., and Gümmer, V. (2023). *A Numerical Design Space Investigation of Low-Speed Axial Compressor Stages Using Single-Row and Tandem Bladings*. Boston, Massachusetts, USA, Proceedings of the ASME Turbo Expo
- Giannini, S., Luz, G. M., von Jeinsen, P., Straccia, M., and Gümmer, V. (2023). *Numerical Investigation of the Influence of the Degree of Reaction in an Axial Compressor Stage With Tandem Vanes*. In ASME Journal of Turbomachinery 2023
- Giannini, S., Straccia, M., von Jeinsen, P., Banik, S. & Gümmer, V. (2023). *Numerical investigation of the potential of multi-row optimization of an axial compressor stage with a tandem vane stator*. GPPS Hong Kong 2023, Proceedings of Global Power and Propulsion Society
- Eckel, J., Reisinger, L., von Jeinsen, P., and Gümmer, V. (2024). *Numerical Investigation of the Interaction of a Circumferential Groove Casing Treatment and Near-Tip Modifications for a Highly-Loaded Low-Speed Rotor under the influence of Double Leakage*. In ASME Journal of Turbomachinery 2024

Im Rahmen des Forschungsvorhabens wurden acht Studienarbeiten erstellt und betreut. Das Forschungsthema wurde in die Lehrveranstaltungen eingebunden (z.B. Berechnungen am Hybridrotor im FEM-Praktikum).

### 3. Literatur

AGARD Advisory Group for Aerospace Research and Development, 1995. *Recommended Practices for the Assessment of the Effects of Atmospheric Water Ingestion on the Performance and Operability of Gas Turbine Engines*, Forschungsbericht: AGARD Advisory Report No. 332.

Anderson, M. R., 2019. *Comprehensive Smith Charts for Axial Compressor Design*. Phoenix, Arizona, USA, Proceedings of the ASME Turbo Expo.

Bammert, K. & Beelte, H., 1980. Investigations of an Axial Flow Compressor with Tandem Cascades. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, pp. 971-977.

Bammert, K. & Staude, R., 1980. Optimization for Rotor Blades of Tandem Design for Axial Flow Compressors. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, pp. 369-375.

Bammert, K. & Staude, R., 1981. *New Features in the Design of Axial-Flow Compressors with Tandem Blades*. Houston, Texas, USA, ASME.

Baumert, A., 2012. *Abschätzung der Strömungsverluste in Verdichter-Tandemgittern*. Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress 2012, Berlin, Deutsche Gesellschaft für Luft- und Raumfahrt - Lilienthal-Oberth e.V.

Brent, J. A., 1972. *Single stage experimental evaluation of compressor blading with slots and vortex generators*, NASA: Report No. CR-72793.

Brent, J. A. & Jones, B. A., 1970. *Single stage experimental evaluation of compressor blading with slots and vortex generators. Part 2 - Data and performance for stage 5 without slots or vortex generators*, NASA: Report No. CR-72634.

Brent, J. A. & Rockenbach, R. W., 1971. *Single stage experimental evaluation of compressor blading with slots and wall flow fences*, NASA: Report No. CR-72635.

Clemen, C. et al., 2008. *Design of a highly-loaded four-stage low-speed research compressor*. Berlin, Proceedings of the ASME Turbo Expo.

Cumpsty, N. A., 1989. *Compressor aerodynamics*. New York: Longman Scientific & Technical.

Day, I. & Freeman, C., 1994. The unstable behavior of low and high-speed compressors. *ASME Journal of Turbomachinery*.

Dickens, T. & Day, I., 2010. The Design of Highly Loaded Axial Compressors. *ASME Journal of Turbomachinery*.

Drela, M., 2010. *A User's Guide to MTFLOW 2.01.*, Cambridge, Massachusetts, USA: Massachusetts Institute of Technology.

- Eckel, J. & Gümmer, V., 2021. *Numerical investigation of the aerodynamic performance of hybrid aerofoils in a 1.5-stage low-speed compressor*. Online Conference, Proceedings of the ASME Turbo Expo.
- Hall, D. K., Greitzer, E. M. & Tan, C. S., 2012. *Performance Limits of Axial Compressor Stages*. Copenhagen, Proceedings of the ASME Turbo Expo.
- Hopfinger, M. & Gümmer, V., 2019. *Preliminary design of a three-stage low-speed research compressor using tandem vanes*. AIAA Propulsion and Energy Forum 2019, Indianapolis, IN, USA, AIAA .
- Jäger, D., Steudel, P. & Gümmer, V., 2024. *The Fundamental Research And New Concepts Compressor - LTF's new low-speed axial compressor test rig for atmospheric and sub-atmospheric operation*. Toulouse, Frankreich, ISABE-2024.
- Jones, B. A. & Linder, C. G., 1966. *Single stage experimental evaluation of slotted rotor and stator blading. Part I - Analysis and design*, NASA: Report No. CR-54544.
- McGlumphy, J., 2008. *Numerical Investigation of Subsonic Axial-Flow Tandem Airfoils for a Core Compressor Rotor*. Virginia Polytechnic Institute and State University: Dissertation.
- McGlumphy, J., Ng, W., Wellborn, S. & Kempf, S., 2010. 3D Numerical Investigation of Tandem Airfoils for a Core Compressor Rotor. *ASME. Journal of Turbomachinery*.
- Ohashi, H., 1959. *Theoretische und experimentelle Untersuchungen an Tandem- Pumpengittern starker Umlenkung*, Technische Universität Braunschweig: Dissertation.
- Ortmanns, J., Pixberg, C. & Gümmer, V., 2011. Numerical investigation of vortex generators to reduce cross-passage flow phenomena in compressor stator end-walls. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, Volume 225(Issue 7), pp. Seiten 877-885.
- Rolfes, M., Lange, M., Vogeler, K. & Mailach, R., 2017. Experimental and Numerical Investigation of a Circumferential Groove Casing Treatment in a Low-Speed Axial Research Compressor at Different Tip Clearances. *ASME. Journal of Turbomachinery*.
- Schroeder, W. M., 1945. *Axial flow compressor development at the Stuttgart Research Institute*, HMSO., London, England: CIOS Item No. 19, File No. XXXII-31.
- Smith, A. M., 1975. High-Lift Aerodynamics. *Journal of Aircraft*.
- Steffens, K., 2001. *Advanced Compressor Technology - Key Success Factor for Competitiveness in modern Aero Engines*. Bangalore, Indien, ISABE-2001.
- Tesch, A. et al., 2014. *An Experimental Investigation of a Tandem-Stator Flow Characteristic in a Low Speed Axial Research Compressor*. Düsseldorf, Proceedings of the ASME Turbo Expo.

---

von Jeinsen, P., Eckel, J., Giannini, S. & Gümmer, V., 2023. *A Numerical Design Space Investigation of Low-Speed Axial Compressor Stages Using Single-Row and Tandem Bladings*. Boston, Massachusetts, USA, Proceedings of the ASME Turbo Expo.

Wennerstrom, A. J., 1990. Highly Loaded Axial Flow Compressors: History and Current Developments. *ASME. Journal of Turbomachinery*.