
Quantifizierung von Sperrluft- Hauptstrom-Interaktionen in einer Turbine

Dissertation

Dipl.-Ing. Matthias Claudius Linker

Fachgebiet für
Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe

Darmstadt, 2014



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

Quantifizierung von Sperrluft-Hauptstrom-Interaktionen in einer Turbine

Vom Fachbereich Maschinenbau an der
Technischen Universität Darmstadt
zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte

D i s s e r t a t i o n

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Matthias Claudius Linker

aus Lahn-Gießen

Hauptreferent:	Prof. Dr.-Ing. Heinz-Peter Schiffer
Korreferent:	Prof. Dr.-Ing. Konrad Vogeler
Tag der Einreichung:	1. November 2012
Tag der mündlichen Prüfung:	13. Februar 2013

Darmstadt 2014

D 17

Bitte zitieren Sie dieses Dokument als:

URN: [urn:nbn:de:tuda-tuprints-36988](https://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:tuda-tuprints-36988)

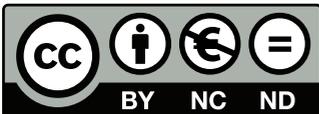
URL: <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/id/eprint/3698>

Dieses Dokument wird bereitgestellt von tuprints,

E-Publishing-Service der TU Darmstadt

<http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de>

tuprints@ulb.tu-darmstadt.de



Die Veröffentlichung steht unter folgender Creative Commons Lizenz:
Namensnennung – Keine kommerzielle Nutzung – Keine Bearbeitung
3.0 Deutschland

<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/3.0/de/>

Für
Rebekka
Merta
Emilia



Zu Beginn der Blick zurück

Auf die vergangenen Jahre als wissenschaftlicher Mitarbeiter zurückblickend stellt man sich die Frage, ob sich die Mühen gelohnt haben oder ob der Weg nach dem Studium direkt in die Industrie sinnvoller gewesen wäre?

Die Planung und der Aufbau des Turbinenprüfstandes war die zentrale Aufgabe während meiner Zeit am Fachgebiet GLR. Der Reiz, als Jungingenieur diese große Aufgabe zu bearbeiten, verstärkte den Ehrgeiz, dieses Projekt erfolgreich zu beenden. Die teilweise lang andauernden Phasen des Aufbaus erforderten Geduld und Durchhaltevermögen.

Der eingetretene Erfolg beruht auf der Zusammenarbeit mehrerer Personen. An erster Stelle möchte ich Professor Schiffer erwähnen, der mir die Möglichkeiten eröffnete, an der TU Darmstadt eine Dissertation anzufertigen. Sein auf Vertrauen basierender Führungsstil ermutigte mich, selbständig und eigenverantwortlich zu arbeiten und mit den Aufgaben zu wachsen.

Ebenso möchte ich an dieser Stelle meine damaligen Kollegen erwähnen. Die Arbeitsatmosphäre am Fachgebiet war insbesondere während der anspruchsvollen Zeit des Prüfstandsaufbaus immer sehr kollegial. Man akzeptierte und unterstützte sich uneingeschränkt. Dies führte dazu, dass ich mich am Fachgebiet immer wohl fühlte. Dafür möchte ich meinen Dank aussprechen.

Insbesondere gilt der Dank denjenigen, die mir direkt geholfen haben. Namentlich möchte ich Sebastian Stein und die über 15 engagierten Studenten erwähnen, die im Rahmen ihrer Arbeiten einen Teil des Prüfstandes entwarfen. Danken möchte ich Martin Kegalj, dessen an den Turbinenprüfstand angepasste Auswertesoftware von mir verwendet werden konnte, um die Messergebnisse zu interpretieren und darzustellen. Nicht zuletzt gilt mein Dank der Werkstattcrew des Fachgebietes, die viele Komponenten fertigte und den Prüfstand aufbaute.

Rückblickend fällt die Antwort auf die mir zu Beginn gestellte Frage positiv aus:

Ja, es hat sich gelohnt!



Kurzfassung

Die vorliegende Dissertationsschrift ist das Resultat der Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet GLR der TU Darmstadt.

Sie befasst sich mit der Interaktion von Sperrluftströmen mit der Hauptströmung in Gasturbinen und Flugtriebwerken. Dabei zielt der Inhalt nicht nur auf die reine Beschreibung der Interaktionen, sondern auch auf die notwendigen Voraussetzungen, die ein Turbinenprüfstand zur wissenschaftlichen Beschreibung der Phänomene besitzen muss.

In Gasturbinen und Flugtriebwerken herrschen im Hauptströmungskanal Heißgastemperaturen, die mehrere hundert Grad Celsius oberhalb der zulässigen Materialtemperaturen liegen. Der Hauptströmungskanal ist nicht geschlossen. Die abwechselnd stehend und rotierend angeordneten Turbinenschaufeln erfordern Spalte, um z.B. Wärmedehnungen zu ermöglichen. Durch Sperrluft wird verhindert, dass die heißen Gase durch Spalte in Bereiche außerhalb des Hauptströmungskanals eindringen und die dortigen Komponenten thermisch überlasten. Eine thermische Überlastung führt zur Minderung der Lebensdauer und kann im Extremfall zum Totalverlust von Komponenten, dem Triebwerk und ggf. auch dem Flugzeug führen. Die konservative Auslegung der Sperr- und Kühlluftsysteme hat eine höhere Ausblauung von Sperrluft in den Hauptströmungskanal als notwendig zur Folge. Dadurch entstehen zusätzliche Verluste, die im Rahmen dieser Arbeit quantifiziert werden.

In der vorliegenden Schrift wird erläutert, welche Eigenschaften ein Turbinenprüfstand erfüllen muss, um mit realen Turbinen vergleichbare Ergebnisse zu erhalten. Dabei werden dimensionslose Kennzahlen realer Gasturbinen betrachtet und auf einen Prüfstand projiziert. Der daraus hervorgegangene Prüfstand wird beschrieben und durch seine wesentlichen Kenngrößen charakterisiert.

Die Ergebnisse dieser Arbeit quantifizieren die Wirkungsgradänderungen, die in Gasturbinen durch veränderte Sperrluftausblauemengen resultieren. Detaillierte Strömungsfeldvermessungen liefern Informationen über die Ursachen der Wirkungsgradänderungen. Mit den Erkenntnissen kann bei zukünftigen Turbinenentwicklungen der Sperrluftbedarf reduziert werden, was einen direkten positiven Einfluss auf

den Gesamtwirkungsgrad eines Triebwerkes hat. Ebenso können Strömungsverluste in einer Turbine mit Hilfe der erhaltenen Ergebnisse reduziert werden. Eine genaue Kenntnis der Effekte wird helfen, die Zuverlässigkeit und Einsatzdauer von Turbinen zu erhöhen.

Abstract

This thesis describes the results of my employment as research assistant at the chair of Gasturbines and Aerospace Propulsion at Technische Universität Darmstadt. Scope is the interaction between seal air flows and main annulus air flows in gasturbines and jet engines. The content is not only limited to description of aerodynamic interactions, it also focuses on test rig requirements for research turbines.

Main air flow temperatures in turbines of jet engines and gasturbines exceed tolerable material temperatures by several hundred degrees Celcius. Hot gases can pass from main flow channel to nearby cavities through gaps that are required due to thermal expansion of rotating and non-rotating components. This can lead to a thermal overload of components and causes reduction of life cycle or components damages with danger of jet engine or aeroplane. Seal air reduces or prevents hot gas flow through seals into the cavities. Conservative designs lead to higher seal air mass flows than required, leading to additional losses, which are quantified in this thesis.

This document describes the necessary characteristics, which have to be fulfilled by a research turbine test rig, to compare research turbine results with real engine conditions. Dimensionless quantities from real gas turbines will be adjusted in the research turbine test rig. The developed and designed turbine test rig is specified and described.

Measurement results obtained for this thesis show the influence of seal air injection on main gas path and turbine efficiency. The reasons of these efficiency variations are interpreted out of detailed flow field charts.

This doctoral thesis quantifies efficiency variations in gasturbines an jet engines caused by different seal air mass flows. It delivers informations about the reasons of efficiency variations. Engineers can use these results to optimize and reduce seal air flows to improve turbine efficiencies. Reliability and life cycles of turbines can be increased with the knowledge from this thesis.



Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	IX
Abbildungsverzeichnis	XIII
Tabellenverzeichnis	XV
1. Einleitung	1
1.1. Motivation und Zielsetzung	3
1.2. Das Forschungsvorhaben MAGPI	8
2. Turbinengrundlagen	15
2.1. Eigenschaften von Turbinen	15
2.2. Aerodynamik und Thermodynamik von Turbinen	17
2.3. Turbinenkühlung	24
3. Anforderungen an den Turbinenprüfstand	31
3.1. Bisherige Forschung im Bereich Sperrluft-Hauptstrom-Interaktion	31
3.1.1. Strömungen in der Kavität	32
3.1.2. Beeinflussung der Kavitätenströmung durch die Hauptströmung	33
3.1.3. Einfluss der Sperrluft auf die Hauptströmung	36
3.1.4. Detaillierte Betrachtung der Sperrluft-Hauptstrom-Interaktion	38
3.2. Dimensionslose Kenngrößen zur Prüfstandsauslegung	43
3.3. Bestimmung der Betriebspunkte des Prüfstandes	50
3.4. Berechnung des Turbinenwirkungsgrades	57
4. Realisation und Beschreibung des Turbinenprüfstandes	63
4.1. Prüfstandsbeschreibung	63
4.1.1. Charakterisierung der Turbine	63
4.1.2. Infrastruktur des Turbinenprüfstandes	66
4.2. Messtechnik	71
4.2.1. Einrichtungen zur Wirkungsgradmessung	71
4.2.2. Einrichtungen zur Strömungsfeldvermessung	75
4.3. Fehlerbetrachtungen der Messtechnik	79

5. Messungen und Ergebnisse	85
5.1. Wirkungsgradänderung in Abhängigkeit des Sperrluftmassenstromes	86
5.2. Einfluss der Sperrluft auf das Strömungsfeld stromab Stator 1	89
5.3. Einfluss der Sperrluft auf das Strömungsfeld stromab Rotor 1	93
5.4. Einfluss der Sperrluft auf das Strömungsfeld stromab Stator 2	102
6. Abschließende Betrachtungen	111
6.1. Bewertung der Messergebnisse	112
6.2. weitere Untersuchungsmöglichkeiten	114
Literaturverzeichnis	117
A. Prüfstandsaufnahmen	123

Nomenklatur

Griechische Symbole

Symbol	Einheit	Bezeichnung
Δ	-	Differenz
Γ	m^2/s	Zirkulation
Π	-	Druckverhältnis
Θ	$^\circ$	Umfangswinkel, Abströmwinkel in Umfangersrichtung
Φ	-	Reaktionsgrad
Ψ	-	Druckzahl
γ	-	Isentropenexponent
η	-	Wirkungsgrad
λ	-	Leistungszahl
μ	kg/ms	dynamische Viskosität
ν	m^2/s	kinematische Viskosität
π	-	Kreiszahl Pi (3,14...)
ϑ	-	Temperaturverhältnis
ω	rad/s	Drehfrequenz
φ	-	Lieferzahl, Durchsatzzahl
ρ	kg/m^3	Dichte
ρ	$^\circ$	radialer Abströmwinkel
σ	%	Standardabweichung
ζ	-	Druckverlustkoeffizient

Lateinische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bezeichnung
A	m^2	Fläche
D	m	Durchmesser
E	J	innere Energie
F	N	Kraft
I	-	Impulsstromverhältnis, kurz: <i>Impulsverhältnis</i>
\dot{I}	N	Impulsstrom
K	J	kinetische Energie
L	m	Schaufelhöhe, bezogene Länge
M	Nm	Drehmoment
P	W	Leistung
\dot{Q}	W	Wärmeleistung
R	$J/kg\ K$	Gaskonstante
S	m^2	Oberfläche
T	K	Temperatur
\dot{V}	m^3/s	Volumenstrom
Y	-	Fehlergröße
a	m/s	Schallgeschwindigkeit
c	m/s	Geschwindigkeit
c_p	$J/kg\ K$	spezifische Wärmekapazität
c_W	-	Widerstandsbeiwert
d	m	Durchmesser
h	J/kg	spezifische Enthalpie
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
n	$1/s$	Drehzahl
p	N/m^2	Druck
r	m	Radius
s	$J/kg\ K$	spezifische Entropie
t	m	Schaufelteilung
u	m/s	Umlauf- / Umfangsgeschwindigkeit
v	m/s	Geschwindigkeit
w	m/s	Relativgeschwindigkeit
x	-	Einzelmesswert

Abkürzungen

Symbol	Bezeichnung
2D	Zwei-Dimensional
CFD	Computational Fluid Dynamics, numerische Strömungssimulation
FLS	Fünflochsonde
HL	Betriebspunkt High Leakage
HL3	Betriebspunkt High Leakage 3
HWA	Hot Wire Anemometry (Messtechnik)
I	Betriebspunkt Ingestion
LDA	Laser Doppler Anemometry
LSTR	Large Scale Turbine Rig, Bezeichnung des Turbinenprüfstandes
<i>Ma</i>	Machzahl
MAGPI	Main Annulus Gas Path Interactions, europäisches Forschungsprojekt
MI	Betriebspunkt Maximum Ingestion
NSA	Betriebspunkt No Seal Air
PIV	Particle-Image-Velocimetry
PS	Power Split, Konstante zur Berechnung des Wirkungsgrades
R1S2	Messeebene zwischen Rotor 1 und Stator 2
<i>Re</i>	Reynoldszahl
S1R1	Messeebene zwischen Stator 1 und Rotor 1
S2R2	Messeebene zwischen Stator 2 und Rotor 2
WP	Work Package, Teilprojekt des Forschungsprojektes
ΔTA	Differenz zum zeitlichen Mittel (bei instationären Messungen)

Indizes

Symbol	Bezeichnung
a	Auftrieb, außen
ab	abströmend, z.B. von der Turbine weg
abs	absolut
aus	Austritt aus der Turbine
ax	axial
bez	bezogen
ein	Eintritt in die Turbine
i	innen
is	isentrop
kav	Kavität
krit	kritisch
LE	Leading Edge, Schaufelvorderkante
m	mittel, Mittelschnitt der Schaufel
pol	polytrop
prim	primär
rad	radial
real	real, reales Triebwerk
red	reduzierte Größe
rel	relativ
rotorrel	rotorrelative Größen; Bezogen auf das mitrotierende Koordinatensystem
sek	sekundär
stat	statisch
T, Turb	Turbine
t, tot	total
u	Umfangsrichtung
W	Widerstand
zu	zuströmend, z.B. in die Turbine
0	Ebene vor Stator 1
1	Ebene zwischen Stator 1 und Rotor 1 bzw. Rotoreintritt
2	Ebene zwischen Rotor 1 und Stator 2 bzw. Rotoraustritt
\ominus	Umfangsrichtung

Abbildungsverzeichnis

1.1. Erläuterung der Begriffe „Rim Seal“, „Sperrluft“ und „Kavität“	4
1.2. Sperrluftsystem einer Turbine	6
1.3. Druckverteilung über der Rim-Seal einer Turbine	7
1.4. Untersuchungsschwerpunkte der einzelnen Teilprojekte	11
2.1. Strömungsverhältnisse im Mittelschnitt der MAGPI-Turbinenstufe . . .	17
2.2. h-s-Diagramm einer Turbine	19
2.3. Turbinengeometrien bei verschiedenen Reaktionsgraden	21
2.4. Turbinenkennfeld	23
2.5. Turbineneintrittstemperaturen und Turbinenmaterialien	25
2.6. Sekundärluftsystem eines Triebwerkes	27
2.7. Ausblaseinteraktionen	28
3.1. Größenvergleich von Sonde zu Strömungsstrukturen	46
3.2. Verhalten von Reynolds- und Machzahl	47
3.3. Widerstandsbeiwert einer Kugel	49
3.4. Geschwindigkeitsdreiecke bei Strömungsänderungen	55
3.5. Kontrollvolumen der Turbine	59
4.1. Schnittansicht der Turbine	65
4.2. CAD-Modell der Hauptkomponenten des Turbinenprüfstandes	68
4.3. Fließschema des Turbinenprüfstandes	72
4.4. Venturirohr	73
4.5. Kammsonde	74
4.6. eingebaute Fünflochsonde vor der Rotorbeschaufelung	77
5.1. Strömungspfade der Sperrluft	87
5.2. Wirkungsgradverlauf bei variierendem Sperrluftmassenstrom	88
5.3. Messebenen in der Turbine	90
5.4. umfangsgemittelte Messwerte stromab von Stator 1	91
5.5. umfangsgemittelte Abströmwinkel stromab von Stator 1	92
5.6. Contourplots stromab von Stator 1	93
5.7. umfangsgemittelte Messwerte stromab von Rotor 1	94

5.8. umfangsgemittelte Strömungswinkel stromab von Rotor 1	95
5.9. statorrelativer, bezogener Totaldruck stromab von Rotor 1	96
5.10. statorrelative Abströmwinkel in Umfangsrichtung stromab Rotor 1 . .	96
5.11. rotorrelative Abströmmachzahl stromab von Rotor 1	98
5.12. rotorrelative Abströmwinkel in Umfangsrichtung stromab Rotor 1 . .	99
5.13. Differenz zum mittleren Abströmwinkel stromab von Rotor 1	100
5.14. Standardabweichung des Abströmwinkels stromab von Rotor 1	100
5.15. spezifische Arbeitsumsetzung über Rotor 1	101
5.16. umfangsgemittelte Radialkomponenten stromab von Stator 2	103
5.17. umfangsgemittelte Messwerte stromab von Stator 2	104
5.18. Strömungskomponenten in Umfangsrichtung stromab Stator 2	104
5.19. statorrelativer bezogener Totaldruck stromab von Stator 2	105
5.20. statorrelative Abströmwinkel stromab von Stator 2	106
5.21. rotorrelative Zuströmwinkel zu Rotor 2	108
5.22. Anordnung der Cooling Holes	109
5.23. Standardabweichung der Zuströmgeschwindigkeit zu Rotor 2	110
A.1. Foto der Beschau felung	123
A.2. Foto des Prüfstandes	124
A.3. Foto des Abtriebsstranges	125
A.4. Foto der Turbine mit eingebauter Messtechnik	126

Tabellenverzeichnis

3.1. verwendete Strömungsrandbedingungen am Eintritt einer Turbine . .	44
4.1. Kennzahlen des Turbinenprüfstandes sowie vergleichbarer Turbinen .	64
4.2. Wesentliche geometrische Daten der Turbine	66
4.3. Wesentliche Leistungskennzahlen des Turbinenprüfstandes	67
4.4. Genauigkeit und Auflösung der Wirkungsgradmessung	82
5.1. Sperrluftmassenströme der unterschiedlichen Betriebspunkte	86



1 Einleitung

Die weltweite wirtschaftliche und gesellschaftliche Entwicklung führte in den zurückliegenden Jahrzehnten dazu, dass die in den Industriestaaten etablierte Gesellschaftsform ohne eine ausreichende Versorgung mit Energie mittelfristig nicht existieren kann. Der kontinuierliche Bedarf an kostengünstigen und zuverlässigen Energieträgern führt zu einem weltweiten Transportbedarf von Rohstoffen, aber auch von anderen Waren und Personen.

Um das Verlangen nach Mobilität und Elektrizität zu befriedigen, wurden im vergangenen Jahrhundert eine Vielzahl unterschiedlicher Anlagen und Geräte entwickelt, die im Detail zwar große Differenzen aufweisen, meistens jedoch auf einem thermodynamischen Kreisprozess nach *Clausius-Rankine*, *Diesel*, *Otto*, *Joule* oder *Ericsson* beruhen. Während der Clausius-Rankine-Kreisprozess nahezu ausschließlich in Großkraftwerken zur Strom- und Wärmeerzeugung angewendet wird, trifft man den Otto-Kreisprozess hauptsächlich im Mobilitätssektor an. Der Joule-Prozess (und als technische Erweiterung der Ericsson-Prozess) sowie der Diesel-Kreisprozess werden sowohl im Verkehrssektor als auch bei der Strom- und Wärmeerzeugung eingesetzt. Gasturbinen¹ und Flugantriebe sind die technischen Umsetzungen des Joule-Kreisprozesses.

Der Luftverkehr ist für ca. 2% der weltweiten CO₂-Emissionen verantwortlich. Die Transportleistung soll sich nach Prognosen der Luftfahrtbranche innerhalb eines Zeitraumes von 20 Jahren verdreifachen (vgl. ACARE VISION 2020 [2]). Durch die Verbrennung von Öl und Gas werden laut IEA [29] weltweit etwa 20% des Stromes hergestellt. Dabei haben Gasturbinenkraftwerke einen wesentlichen Anteil, wobei etwa 35% bis 60% der Primärenergie in Elektrizität umgewandelt werden. Laut Prognosen wird sich der Anteil des Rohstoffes Gas an der Elektrizitätserzeugung in den kommenden Jahrzehnten deutlich erhöhen und somit auch der Einsatz von Gasturbinen. Gründe sind der zunehmende weltweite Energiebedarf, die Verfüg-

¹ In dieser Arbeit wird der Begriff *Gasturbine* verwendet, wenn es sich um eine Anlage handelt, die nach dem Joule-Prozess betrieben wird. Der Begriff *Turbine* wird hingegen verwendet, wenn es sich um die Komponente handelt, um Fluidleistung in Wellenleistung zu wandeln. Dabei werden, wenn nicht anders erwähnt, hydraulische Turbinen oder Dampfturbinen ausgeschlossen.

barkeit von Erdgas, der moderate Investitionsbedarf für neue Kraftwerke und die hohe Energieeffizienz. Diese Zahlen verdeutlichen die Relevanz von stationären Gasturbinen und Flugzeugtriebwerken im zukünftigen Verkehrs- und Energiesektor.

Brennstoffkosten spielen bei der Elektrizitätsgewinnung mit Erdgas oder Erdöl eine besondere Rolle. Hersteller von Gasturbinenkraftwerken sind deshalb aus marktwirtschaftlichen Gründen bestrebt, den potentiellen Kunden Produkte anzubieten, deren Gesamtkosten möglichst niedrig sind, um einen großen Marktanteil zu ergattern. Daher ist es notwendig, Anlagen und deren Komponenten zu optimieren.² Zur Reduzierung von Investitionskosten pro erzeugter Strommenge werden Gasturbinenkraftwerke mit möglichst hohen Leistungen ausgestattet. Diese erhält man durch eine Erhöhung des Luftdurchsatzes sowie durch die Optimierung des Kreisprozesses und der Einzelkomponenten. Zur Steigerung des Wirkungsgrades und der Leistung bei gegebenem Massendurchsatz muss das Verdichterdruckverhältnis und die Turbineneintrittstemperatur erhöht werden. Die letztgenannte Maßnahme führt dazu, dass stationäre Gasturbinen mit hohen Wirkungsgraden Turbineneintrittstemperaturen des Heißgases erreichen, die oberhalb der zulässigen Materialgrenzwerte bezüglich der Dauerfestigkeit liegen.

Zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauches sind in der zivilen Luftfahrt ähnliche Beweggründe vorhanden. Brennstoffkosten nehmen hier ebenso einen wesentlichen Anteil der Gesamtkosten ein. Neben der Konkurrenzfähigkeit der Fluggesellschaften untereinander beeinflussen die Transportkosten direkt die Nachfrage. Bezahlbare Flugtickets stimulieren die Nachfrage, während unbezahlbar teure Lufttransportkosten die Nachfrage schnell reduzieren können. Daher setzte sich die europäische Luftfahrtindustrie das Ziel, die CO₂-Emissionen pro Passagierkilometer um 50 % zu reduzieren.³

Neben den Brennstoffkosten sind Wartungs- und Reparaturkosten von Triebwerken und Gasturbinen ein wesentlicher Faktor der Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen. Zur Gewährleistung einer ausreichenden Lebensdauer und Zuverlässigkeit von Turbinen sind aufwändige und robuste Kühlungsmaßnahmen notwendig. Aufgrund der stetig ansteigenden Turbineneintrittstemperaturen ist für eine ausreichende Kühlung ein zunehmender Kühlluftmassenstrom erforderlich, welcher wiederum

² Primäres öffentlich verkündetes Ziel wird wahrscheinlich die Reduktion der Emissionen sein.

³ Die Aussagen sind bezogen auf den Zeitraum von 2001 bis 2020 und nur für Flugzeuge, die ab 2020 in Betrieb gehen werden.

dem Kreisprozess am Verdichter entnommen wird. An der verdichteten Kühlluft wurde demnach bereits Arbeit verrichtet, die nun nicht mehr komplett genutzt werden kann. Dadurch sinkt der Gesamtwirkungsgrad der Gasturbine. Des Weiteren wird die Kühlluft dem Kreisprozess in der Turbine verlustbehaftet beigemischt (siehe auch Abbildung 1.2).

Um die gegenläufigen Tendenzen - höhere Temperatur zur Leistungsbereitstellung, mehr Kühlluftbedarf erzwingt Leistungs-/ Wirkungsgradverlust - handhaben zu können, befassen sich aktuelle Forschungsprojekte häufig mit der Kühlung von Turbinen. Schlagwort hierbei ist die Erhöhung der Kühleffektivität sowie die Reduzierung des Kühlluftbedarfs.

Im Rahmen dieser Dissertation werden die Effekte der Kühlluftbeimischung in Turbinen untersucht. Ein möglichst verlustfreies Einbringen der Kühlluft in die Hauptströmung einer Turbine kann zu einer Erhöhung des Turbinenwirkungsgrades führen. Das Potential der Wirkungsgradsteigerung wird in dieser Arbeit beschrieben. Strömungsuntersuchungen werden dafür sorgen, dass die Ursachen der Wirkungsgradänderungen beschreibbar und damit optimierbar werden.

1.1 Motivation und Zielsetzung

Eine immer weiter ansteigende Turbineneintrittstemperatur, ein erhöhter Kühlluftbedarf und die Notwendigkeit besserer Wirkungsgrade führen in Kombination mit optimierten Hauptströmungskanälen dazu, dass ein immer stärkerer Fokus von Strömungsuntersuchungen auf wandnahe Bereiche gerichtet wird. So ist der Kühlluftfilm einer filmgekühlten Turbinenschaufel nur in wandnahen Bereichen vorhanden. Effekte des Kühlfilmes auf die Beschaukelung und damit auf die Strömung können zwar mittels Strömungsfeldtraversen quantifiziert werden, eine direkte Messung und Beschreibung der Mischungsvorgänge ist schwer zu erreichen. Der Grund liegt in der messtechnisch schwierigen Erfassbarkeit oberflächennaher Strömungsphänomene. Oftmals ist es durch Messungen direkt auf einer Oberfläche möglich, gewisse Rückschlüsse auf das wandnahe Strömungsfeld zu ziehen.

Die Rückschlüsse auf Strömungsformen in nicht vermessenen Bereichen werden in den letzten Jahren immer stärker von der Numerik gestützt und erweitert. Randbedingungen aus Versuchen können für die Berechnung von Phänomenen in Bereichen verwendet werden, die messtechnisch schwer zu erfassen sind. Trotz aller Fortschritte ist es der numerischen Strömungssimulation noch nicht gelungen, komplexe

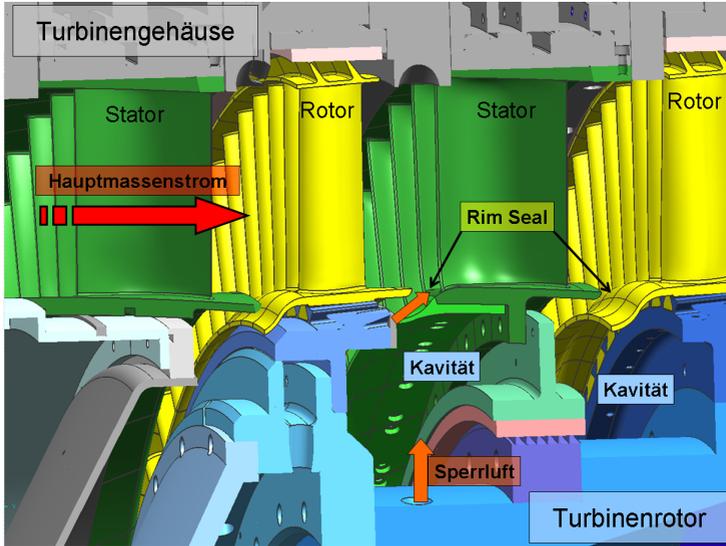


Abbildung 1.1.: Erläuterung der Begriffe „Rim Seal“, „Sperrluft“ und „Kavität“

Strömungen ohne Kenntnis der Realität im Detail zuverlässig zu berechnen. Simulationen hochkomplexer Strömungen in Turbomaschinen, in denen neben der Hauptströmungsrichtung eine Vielzahl von Sekundärströmungs- und Wirbelstrukturen vorhanden sind, benötigen Messergebnisse zur Validierung der numerischen Rechenverfahren. Dies gilt insbesondere, wenn wandnahe Scherschichten an gekrümmten Oberflächen in Kombination mit Mischungsphänomenen die Strömung beeinflussen.

Aerodynamische Untersuchungen in realen Turbinen führen aufgrund der hohen Temperaturen zu einem kostenintensiven Betrieb der Anlagen. Hinzu kommt, dass die Strömungsquerschnitte bedingt durch die Schaufelhöhe und den Schaufelabstand sehr klein sind. Hohe Strömungsgeschwindigkeiten und Temperaturen bedingen aus Festigkeitsgründen eine gewisse Größe der Messtechnik, die zudem technisch anspruchsvoll und teuer ist. Diese Forderung ist konträr zu dem Wunsch, möglichst kleine Strömungsstrukturen, gerade auch im wandnahen Bereich, aufzulösen. Außerdem sollte die Messtechnik möglichst klein gestaltet werden, damit die zu messende Strömung nur minimal beeinflusst wird.

Um wandnahe Strömungseffekte und Mischungsstrukturen in einer Turbinenströmung besser untersuchen zu können, soll ein Turbinenprüfstand aufgebaut werden,

in dem eine vergrößerte (hochskalierte) Turbine ohne Verbrennung betrieben wird. Durch den größeren Strömungsquerschnitt besteht die Möglichkeit, Wirbelstrukturen und Ausmischungsphänomene messtechnisch besser zu erfassen. Dabei muss auf eine korrekte Skalierung geachtet werden, damit Strömungszustände mit denen einer realen Turbine vergleichbar sind. Entsprechen zudem die Massenstrom- und Impulsverhältnisse von Kühlluftströmen zum Hauptstrom denen einer realen Turbine kann davon ausgegangen werden, dass die Strömungsphänomene innerhalb des Prüfstandes mit denen einer realen Turbine vergleichbar sind. Eine Beschreibung der Phänomene ist für das Verständnis der Interaktionen durch die Ausblasung von *Sperrluft* mit der Hauptströmung bedeutend.

Sperrluft ist Kühlluft, die in den Radseitenraum eines Rotors, auch *Kavität* genannt, eingeblasen wird (vergleiche Abbildung 1.1). Durch die abwechselnde Anordnung von stehenden Statorschaufeln und rotierenden Rotorschaufeln muss ein Spalt zwischen diesen beiden Schaufelreihen vorhanden sein. Die Sperrluft verhindert, dass heiße Gase aus dem Hauptströmungskanal in den Radseitenraum eintreten und dort zu unzulässig hohen Temperaturen führen. Ein weiterer Nutzen ist die Abkühlung der Rotorscheibe, dem Schaufelträger, der sich alleine durch Wärmeleitung aus dem Hauptströmungskanal zu stark erwärmen würde, vgl. Abbildung 1.2.

Eine Motivation dieser Arbeit beruht auf der Erforschung der oben beschriebenen Effekte. Dafür ist es notwendig, einen neuen Turbinenprüfstand zur Quantifizierung der Effekte auszulegen und aufzubauen. Gegenüber einer linearen Schaufelkaskade steht in einer Turbine der komplette Ringraum zur Verfügung. Dadurch können Effekte durch Schaufelnachläufe oder rotierende Wände in der Kavität erfasst werden. Sperrluftinduzierte Mischungseffekte in Turbinen haben einen starken Einfluss auf die Strömung. In rotierenden Turbomaschinen können die Einflüsse der im Absolutsystem schwankenden Rotorabströmungen auf den nachfolgenden Stator realitätsnah untersucht werden. Die instationären Strömungen verursachen eine Änderung der Intensität einiger Mischungseffekte.

Bei der Auslegung des Prüfstandes muss darauf geachtet werden, dass die zu messenden Effekte mit denen in realen Turbinen vergleichbar sind. Daher wird im Kapitel 3 darauf eingegangen, wie eine Vergleichbarkeit der Versuche mit realen Effekten gewährleistet werden kann. Während der Realisierung des Prüfstandes (vgl. Kapitel 4) sind noch weitere Rahmenbedingungen zu berücksichtigen. Dazu gehören die Gegebenheiten vor Ort, die Verfügbarkeit von Materialien und Komponenten sowie das vorhandene Budget, Personal und die zur Verfügung stehende Zeit.

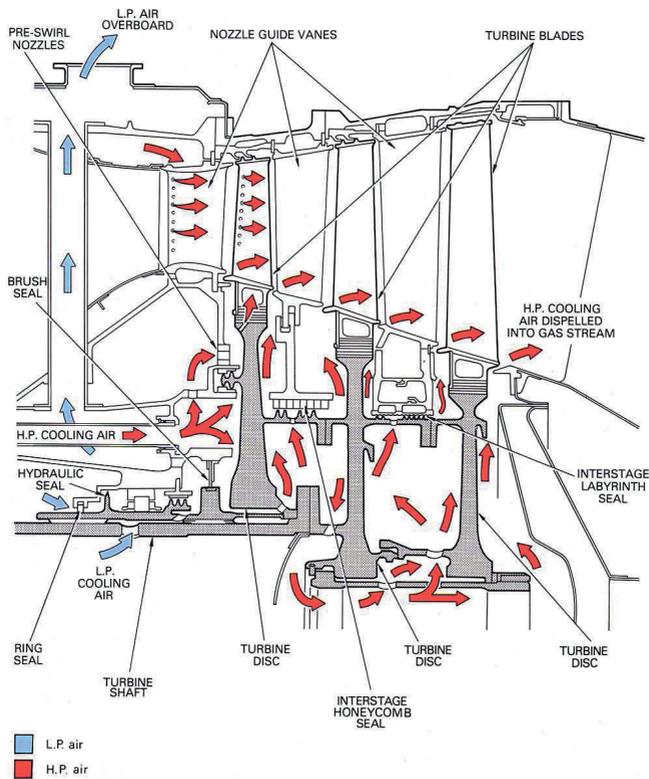


Abbildung 1.2.: Darstellung des Sperrluftsystems einer Turbine, Quelle: THE JET ENGINE [54]

Das erste auf dem Prüfstand durchgeführte Forschungsvorhaben wird sich mit der Interaktion zwischen Sperrluftmassenströmen und Hauptströmung befassen, dessen Ergebnisse in Kapitel 5 zu finden sind. Die Luft zur Kühlung der Kavitäten wird, wie bereits erwähnt, als *Sperrluft* bezeichnet. Sie sorgt dafür, dass der Austritt der Kühlluft in den Hauptströmungskanal den möglichen Eintritt von heißem Gas in die Kavität verhindert, der Weg wird versperrt. Der Sperreffekt tritt nur dann komplett ein, wenn der Sperrluftmassenstrom ausreichend groß gewählt wird, mit entsprechenden Konsequenzen bei den Mischungsverlusten und dem Kühlluftbedarf. Bei aktuellen Turbinenentwicklungen wird nicht angestrebt, den Heißgaseintritt an jeder Öffnungsstelle zu einer Kavität komplett zu vermeiden. Der Heißgaseintritt

wird statt dessen in dem Maße toleriert, dass die lokalen Rotorscheibentemperaturen akzeptabel sind. Integral betrachtet wird sich immer ein Sperrluftmassenstrom aus der Kavität in den Hauptströmungskanal einstellen.

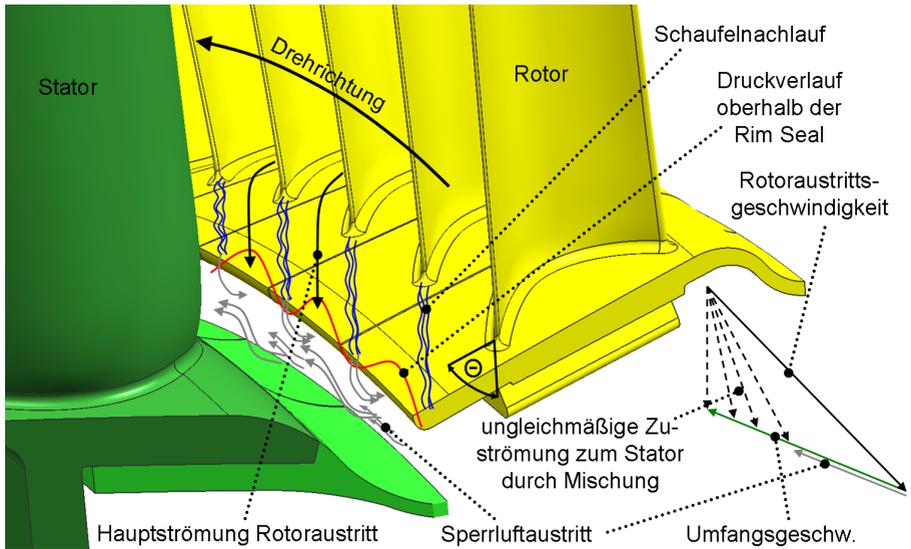


Abbildung 1.3.: Druckverteilung über der Rim-Seal einer Turbine

Eine genaue Vorhersagbarkeit der Strömungen ist extrem schwierig. Der Grund sind die sehr komplexen Strömungsstrukturen sowohl in der Kavität als auch in der Hauptströmung. Die Sperrluft wird in die Kavität durch einzelne Bohrungen, den *Cooling Holes*, eingebracht. Zusätzlich kann die Kavitätengeometrie aus Kanten, Hinterschneidungen und Absätzen bestehen. Daraus entstehen analytisch kaum vorhersagbare Strömungsstrukturen, die sich zudem abhängig von der ausgeblasenen Sperrluftmenge ändern. An der Grenze zwischen Hauptströmungskanal und Kavität, der *Rim Seal*, treten Strömungsinteraktionen auf (vgl. Abbildung 1.3). Die Komplexität der Ringraumströmung nahe der Rim Seal hat ihren Ursprung im Wesentlichen in den Nachläufen der vorangehenden und der Stromaufwicklung der nachfolgenden Schaufelreihe. Da eine dieser beiden rotiert, sind die un stetigen Druckfelder durch Nachläufe und Potentialfelder nicht fix, sondern beeinflussen sich gegenseitig und damit wiederum die Strömung durch die Rim Seal.

Die Ausblasung der Sperrluft kann wiederum deutliche Veränderungen und lokale Verblockungen in der Hauptströmung hervorrufen, auch *Spoiling* genannt. Stark va-

riierende Hauptströmungsvektoren können zu verlustbehafteten Fehlanströmungen der nachfolgenden Schaufelreihen führen.

Nur durch eine genaue Kenntnis der Einflüsse der Sperrluftausblasung auf die Hauptströmung können diese Effekte bei zukünftigen Turbinenentwicklungen berücksichtigt werden. Für diese Arbeit durchgeführte Strömungsuntersuchungen stromab der Schaufelreihen bei variierenden Sperrluftmassenströmen zeigen die Auswirkungen auf die Hauptströmung der Turbine. Über die Vermessung von Drücken, Strömungsrichtungen und Strömungsgeschwindigkeiten können Rückschlüsse auf die Strömung in der Schaufelpassage gezogen werden.

Die Ergebnisse liefern wichtige Randbedingungen für detaillierte numerische Strömungsuntersuchungen, die wiederum für die Optimierung von Auslegungsprogrammen von Turbinen herangezogen werden.

1.2 Das Forschungsvorhaben MAGPI

Parallel zum Aufbau eines Versuchsturbinenprüfstandes wurde ein europäisches Forschungsvorhaben gestartet, welches sich mit strömungstechnischen Interaktionen zwischen Sperrluftmassenströmen und der Ringraumströmung befasst. Das im sechsten EU-Rahmenprogramm durchgeführte Vorhaben *MAGPI*⁴ hatte eine reguläre Laufzeit von vier Jahren und begann im September 2006. In diesem Forschungsprojekt fanden sich die wichtigsten europäischen Hersteller⁵ von Flugantrieben und stationären Gasturbinen sowie einige bedeutende Universitäten⁶ zusammen. Sowohl numerisch als auch experimentell sollte der Wissenshorizont über Sperrluft, Kavitätenströmung und Temperatureinflüsse, Hauptstrominteraktionen, Wirkungsgradeinflüsse von Sekundärluft sowie Luftentnahme im Kompressor erweitert werden.

Der Spoilingeffekt und dessen Auswirkungen auf den Wirkungsgrad der Turbine werden in diesem Vorhaben genauer untersucht. Detailliertere Modellierungstechniken zur Berücksichtigung der Effekte bei der Auslegung existierten bei Projektbeginn noch nicht. So werden die Spoilingeffekte in der Regel nur auf Basis empirischer Modelle, abgeleitet aus Messungen an ähnlichen Maschinen, berücksichtigt.

⁴ Main Annulus Gas Path Interactions, Projektnummer AST5-CT-2006-030874

⁵ Alstom, Avio, ITP, MTU, Rolls-Royce, Rolls-Royce Deutschland, Siemens, SNECMA, Turbomeca

⁶ Darmstadt, Florenz, Karlsruhe, Madrid, Surrey, Sussex

Eine genaue Kenntnis dieser Effekte ist von hohem Interesse. Untersuchungen vor der Antragstellung des Forschungsvorhabens ergaben, dass sich aufgrund genauer Beschreibungen der Kavitätenkühlung eine Reduktion des Kühlluftbedarfs im Scheibenbereich einer kompletten Turbine von ca. 1 % des Hauptmassenstromes erreichen lässt, was etwa einer Verbesserung des schubspezifischen Verbrauchs von 0,5 % entspricht. Die durch die Kühlluftreduktion und die optimalere Auslegung des Hauptströmungskanals erreichbare Steigerung des Turbinenwirkungsgrades wird auf bis zu 1 % geschätzt, was laut Antrag des Forschungsvorhabens [17] wiederum eine Verbesserung des schubspezifischen Verbrauchs von ebenfalls einem Prozent bewirkt. Ebenso kann durch eine optimierte Kavitätenkühlung die Zahl der Lebensdauerzyklen der Turbinenscheiben erhöht werden, was wiederum positive Auswirkungen auf die Betriebskosten hat.

Als Anhaltswert wird im Antrag des Forschungsprojektes [17] davon ausgegangen, dass eine Verbesserung des schubspezifischen Verbrauchs um 2 % einer Kerosineinsparung von 1100 t pro Jahr und Flugzeug entspricht. Der Nutzen bei der Erzeugung von Elektrizität in einer Gasturbine wird durch eine Verringerung des Strompreises um 0,3 % beziffert, wenn der Bedarf an Kühlluft um 10 % reduziert wird.

Das MAGPI-Projekt ist in vier Arbeitspakete eingeteilt (siehe Abbildung 1.4). Das Arbeitspaket 2, zu dem auch dieses Projekt gehört, soll den Einfluss der nabenseitig ausgeblasenen Sperrluft in einer zweistufigen Turbine auf deren Strömung untersuchen. Dabei werden sowohl die Strömungsfelder an den Orten der Ausblasung, also zwischen den Schaufelreihen, als auch der Gesamteinfluss der Sperrluftvariation auf den Wirkungsgrad der Turbine untersucht. Zu diesem Zweck wurde speziell für dieses Projekt eine Beschaukelung ausgelegt, die repräsentativ für reale Triebwerksbeschaukelungen ist. Einige wichtige strömungsführenden Oberflächen sind mit statischen Druckbohrungen versehen, um Effekte zu detektieren und um Randbedingungen für numerische Simulationen zur Verfügung zu stellen. Die Strömungsfelder zwischen den Schaufelreihen werden messtechnisch erfasst. Der Turbinenprüfstand verfügt über sehr genaue Messeinrichtungen, um den Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der eingebrachten Sperrluftmenge zu bestimmen.

Die Partner des *Arbeitspaketes 2* werden versuchen, die Effekte numerisch zu beschreiben. Dazu ist die Turbine in unterschiedliche Rechengebiete eingeteilt, wovon jeder Partner detaillierte Untersuchungen und Simulationen durchführt. Zur Abstimmung der unterschiedlich eingesetzten Simulationsprogramme werden auch einheitliche Simulationen durchgeführt. Neben den Variationen der Sperrluft werden in einem späteren Stadium auch geometrische Veränderungen durchgeführt. Es werden Veränderungen des Sekundärluftsystems und Änderungen an der Geometrie

des Dichtspaltes vorgenommen. Die geänderte Geometrie des Spaltes wird durch die Versuche im Arbeitspaket 3 definiert. Somit ist es möglich, die Ergebnisse der beiden Arbeitspakete 2 und 3 zu vergleichen und Rückschlüsse auf die Unterschiede zwischen einer rotierenden Turbine und einer linearen Schaufelkaskade zu ziehen. Ziel des Forschungsvorhabens MAGPI ist es Erkenntnisse zu erlangen, damit der spezifische CO₂-Ausstoß von Gasturbinen und Flugtriebwerken reduziert werden kann. Dazu sollen Sperrluft-Hauptstrom-Interaktionen untersucht werden, deren Optimierung zu einer Steigerung des Wirkungsgrades führen. Die genaue Kenntnis dieser Effekte hat drei wesentliche Vorteile:

1. Eine optimierte Einbringung der Sperrluft in die Hauptströmung einer Turbine oder eine optimierte Kühlluftentnahme aus der Hauptströmung eines Verdichters hat geringere Verluste (z.B. Mischungsverluste) zur Folge, was direkt den Komponentenwirkungsgrad verbessert.
2. Eine optimierte Sperrluftführung in der Kavität kann den Kühlluftbedarf reduzieren, womit mehr Massenstrom für den eigentlichen Kreisprozess zur Verfügung steht.
3. Eine optimierte Sperrluftführung in der Kavität kann besonders belastete Komponenten besser kühlen, womit die Turbineneintrittstemperaturen im Rahmen einer Kreisprozessoptimierung weiter angehoben werden können.

Dabei muss zur Kenntnis genommen werden, dass die Optimierung der Sperrluftmassenströme keine weiteren Nachteile im Kreisprozess oder beim Schadstoffausstoß zu Folge hat. Jedoch könnte in der Fertigung von Komponenten eine größere Komplexität entstehen. Bei einer Optimierung der Sperrluftführung in der Kavität, mit einem daraus resultierenden geringerem Sperrluftmassenstrom, muss zusätzlich die Kühlung der Turbinenscheiben berücksichtigt werden. Ein geringerer Sperrluftmassenstrom kann weniger Wärmeleistung von den Turbinenscheiben aufnehmen. Ein limitierender Faktor der Sperrluftreduktion ist daher der minimale Sperrluftmassenstrom, der zur Kühlung der Turbinenscheiben benötigt wird.

Um möglichst umfassend die Problemstellung zu bearbeiten, ist das MAGPI Vorhaben in vier technische Teilprojekte (WP, Work Package) untergliedert (siehe Abbildung 1.4):

- **WP 1: Kühlsystem Hauptstrom Interaktionen - Rotorscheibenkühlung**
In diesem Teilprojekt werden die Auswirkungen der Hauptströmung auf die Kühlluftströme in der Kavität untersucht. Dabei wird der Kühlung der

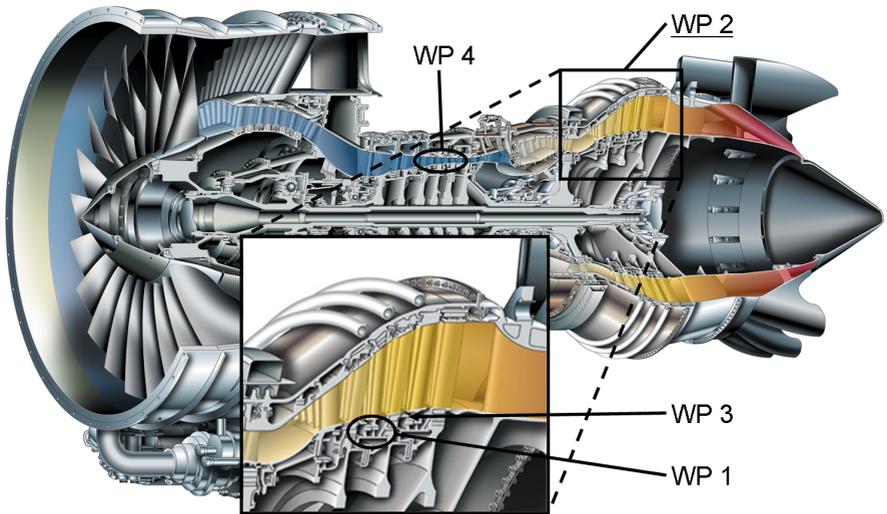


Abbildung 1.4.: Untersuchungsschwerpunkte der einzelnen Teilprojekte, Quelle des Triebwerksschnittes: PRATT & WHITNEY [51]

Rotorscheiben eine besondere Aufmerksamkeit gewidmet. Ebenso werden die thermischen Ausdehnungen der Komponenten und deren Auswirkung auf die Kühlluftverteilung in der Kavität analysiert.

- **WP 2: Einfluss der Sperrluft Hauptstrom Mischungseffekte auf die Leistungscharakteristik einer Turbine**
 Dieses Teilprojekt untersucht den Einfluss unterschiedlicher Sperrluftmassenströme und Rim-Seal Geometrien auf die Charakteristik einer kompletten Turbine. Dabei werden die Auswirkungen auf den Hauptstrom strömungsmesstechnisch erfasst. Der Einfluss auf den Wirkungsgrad einer Turbine wird beziffert.
- **WP 3: Grundlegende Untersuchungen zur Wärmeübertragung und zu Mischungseffekten**
 Dieses Teilprojekt führt detaillierte Untersuchungen der aerodynamischen Effekte und des Wärmeeintrages durch. Dabei wird in einer Kaskade die Strömungsbeeinflussung durch unterschiedliche Rim-Seal Geometrien detail-

liert messtechnisch erfasst. Die Erkenntnisse sollen die Untersuchungen der Teilprojekte 1 und 2 unterstützen.

- **WP 4: Kühlluftentnahme im Verdichter**

Die zur Kühlung verwendete Luft wird am Verdichter entnommen. Der Einfluss der Entnahme auf die Verdichterströmung sowie die Möglichkeiten der Optimierung werden in Teilprojekt 4 untersucht. Dazu werden in einem 360° Prüfstand die Beeinflussung verschiedener Zapfstellengeometrien auf die Hauptströmung untersucht.

Die messtechnischen Ergebnisse sollen dazu verwendet werden, um numerische Programme und Auslegungsmethoden von Flugtriebwerken und Gasturbinen zu validieren. Dabei müssen besonders die Mischungseffekte und die Hauptstrom-Sperrluft Interaktionen detailliert modelliert werden, da diese Bereiche bisher nur unvollständig bei der Simulation und Auslegung berücksichtigt wurden. Die Messergebnisse und die validierten numerischen Simulationen sollen zu einem Erkenntnisgewinn führen. Dieser wird bei zukünftigen Auslegungsprozessen dazu führen, dass die Verluste verringert und die Wirkungsgrade erhöht werden können. Das europäische Forschungsvorhaben MAGPI finanzierte die projektspezifischen Prüfstandsmodifikationen und für die Dauer der Projektlaufzeit wissenschaftliches Personal. Die wissenschaftlichen Ergebnisse dieser Arbeit würden ohne die fachliche und finanzielle Unterstützung des MAGPI-Projektes in dieser Form nicht vorliegen.

Zusammenfassung

Das Erreichen der ambitionierten Ziele, die Effizienz im Lufttransport- und Energiesektor deutlich zu erhöhen, erfordert umfangreiche Forschungsprojekte. Die Erhöhung von Wirkungsgraden bei gleichbleibenden spezifischen Leistungen erfordert bei Gasturbinen und Flugtriebwerken eine weitere Anhebung der Turbineneintrittstemperaturen. Zusätzliche Kühlleistung ist erforderlich, um Materialgrenzwerte nicht zu überschreiten. Eine steigende Kühlleistung infolge einer optimierten Kühlung führt zu einer Reduktion des Brennstoffbedarfs, womit sich Investitionen in Forschung und Entwicklung schneller amortisieren.

Die in dieser Arbeit erhaltenen Ergebnisse werden einen Beitrag zur Optimierung der Sperrluftzuführung in die Hauptströmung von Turbinen leisten. Damit können Verluste in Turbinen reduziert werden. Zusätzlich kann eine Anpassung des Kreisprozesses erfolgen. Im Verbund mit Erkenntnissen im Rahmen des europäischen



Forschungsprojektes MAGPI werden die Ergebnisse direkt in die Entwicklungsarbeiten einfließen können.



2 Turbinengrundlagen

In diesem Kapitel werden Grundlagen von Turbinen beschrieben, die im Rahmen dieser Arbeit bedeutend sind. Dazu werden zu Beginn des Kapitels Eigenschaften von Gasturbinen und Flugtriebwerken beschrieben. Der darauf folgende Abschnitt behandelt ausgewählte, grundlegende aero-thermodynamische Themengebiete, die im weiteren Verlauf der Arbeit von Bedeutung sind. Sie sind allgemein zugänglicher Fachliteratur entnommen und teilweise verkürzt wiedergegeben. Im abschließenden Abschnitt wird auf die Kühlung von Turbinen eingegangen.

2.1 Eigenschaften von Turbinen

Axial durchströmte Turbinen werden verwendet, wenn eine sehr hohe Leistungsdichte benötigt wird und um die Energie eines großen Fluidstroms in Wellenleistung zu wandeln. Die aerodynamische Ausgestaltung der Leit- und Laufschaufeln einer Turbinenstufe spielt dabei eine wesentliche Rolle. Je nach Größe der Anlage können die Turbinen von geringen Drehzahlen, wie beispielsweise für die Stromerzeugung bei $1500 \text{ U}/\text{min}$, bis hin zu sehr hohen Drehzahlen von $50.000 \text{ U}/\text{min}$ und mehr, wie z.B. bei Hubschraubern oder Turboladern, betrieben werden. Die Drehzahl korreliert aufgrund einiger auslegungstechnischer Überlegungen stark mit dem Durchmesser der Turbine - je kleiner die Turbine, desto höher die Drehzahl. Gute Axialturbinen haben einen Komponentenwirkungsgrad im Auslegungspunkt von über 90 %. Eine für die Anwendung oft sehr bedeutende Eigenschaft ist die extrem hohe spezifische Leistung, die eine Turbine oder Gasturbinenanlage bezogen auf ihre Masse hat. Moderne Gasturbinenanlagen erreichen Gesamtwirkungsgrade von knapp über 40 %.

Damit stellt sich die Frage, welche Nachteile dazu führen, dass Gasturbinenanlagen nicht öfters eingesetzt werden und warum häufig andere Anlagen, wie beispielsweise Dieselmotoren verwendet werden? Ein Grund liegt darin, dass die Aerodynamik axialer Turbomaschinen sehr empfindlich auf einen Betrieb außerhalb des Auslegungspunktes reagiert. Strömungen, die nicht der Auslegung der Turbomaschine entsprechen, können zu Fehlanströmungen der Beschaukelung führen. Aufgrund von Fehlanströmungen bilden sich an den Schaufeln lokale, durch Strömungsablösung

hervorgerufene Verlustzonen aus, die ein rapides Absinken des Wirkungsgrades zur Folge haben. Daher ist der Einsatz in Bereichen mit starken Leistungs- bzw. Drehzahlschwankungen ungünstig, wie es z.B. im Straßenverkehr der Fall wäre. Ebenso werden, bedingt durch die hohen Drehzahlen bzw. Anströmgeschwindigkeiten an die Turbinenschaufeln, besonders hohe Anforderungen an die Reinheit des Fluides gestellt. Staubige oder mit anderen Partikeln beladene Luft führt zu starken Verschleißerscheinungen der Beschauelung und somit zu erhöhten Wartungskosten oder zum vorzeitigen Ausfall der Anlage. Zudem werden häufig hohe Anforderungen an die Qualität des Kraftstoffes gestellt. Im Gegensatz dazu werden auf Hochseeschiffen oft Großdieselmotoren eingesetzt, da diese günstige Schweröle verbrennen können.

Ein weiterer Grund für den Einsatz anderer Motoren ist dem Vorteil einer Gasturbinenanlage geschuldet: die hohe spezifische Leistung. Da in vielen Anwendungen nur eine geringe Leistung benötigt wird, müssten solche Gasturbinenanlagen sehr klein gebaut werden. Die Miniaturisierung hat negative Effekte auf die Fertigbarkeit einiger Komponenten, die in großen Turbinen zur Steigerung des Wirkungsgrades eingesetzt werden. So ist es bei kleinen Turbinenschaufeln äußerst anspruchsvoll, entsprechende Kühlkanäle einzubringen. Dies hat wiederum Auswirkungen auf die maximale Turbinentemperatur und damit auf die Leistung oder den Wirkungsgrad. Ein weiteres in diesem Zusammenhang auftretendes Problem wären die Spalte zwischen den Laufschaufeln und dem Turbinengehäuse. Um Verluste in Turbomaschinen zu verringern ist man bestrebt, die Schaufelspaltspalte möglichst klein zu halten, um die verlustbehaftete Überströmung der Blattspitze zu minimieren. Die Größe des Spaltes bemisst sich nach Werten für die thermische Ausdehnung der Schaufeln und des Gehäuses bei verschiedenen Betriebspunkten, den bei den jeweiligen Drehzahlen vorherrschenden Fliehkräften sowie den möglichen Fertigungstoleranzen. Der Schaufelspalt und die Möglichkeiten der Spaltbeeinflussung haben einen wesentlichen Einfluss auf das Schnellstartverhalten von Gasturbinen und Triebwerken, vgl. dazu BALLING [4]. Unterschiedliche Aufwärmzeiten der verschiedenen Komponenten führen zu Spaltänderungen während der Aufwärmphase. Die Dimensionierung des Spaltes ist somit direkt abhängig von der Anforderung an die Hochlaufzeit einer Gasturbine. Daher werden bei Triebwerken aktive Spaltbeeinflussungsmaßnahmen angewendet, die sich bei Gasturbinenanlagen mit kleineren Leistungen und geringeren Anschaffungskosten nicht so deutlich amortisieren würden.

Abschließend soll noch aufgeführt werden, dass die Betriebsstunden pro Jahr ebenfalls eine wichtige Rolle spielen. Werden Anlagen nahezu kontinuierlich betrieben, so reduziert sich das Verhältnis von Anschaffungskosten zu Betriebskosten. Durch

die höheren Anschaffungskosten von Gasturbinenanlagen im Vergleich zu Dieselmotoren und durch den geringeren Wartungsaufwand von Gasturbinenanlagen sind die betriebswirtschaftlichen Rahmenbedingungen unterschiedlich, so dass eine Kostenabschätzung für jeden Anlagentyp individuell erstellt werden muss.

2.2 Aerodynamik und Thermodynamik von Turbinen

Um das Verhalten von Turbinen zu beschreiben, sind einige grundlegende Formeln notwendig. Diese sollen im folgenden Abschnitt vorgestellt werden. Auf umfangreiche Herleitungen wird dabei verzichtet und auf entsprechende Literatur verwiesen. Die hier vorgestellten Formeln sind allgemeiner Art, so dass mit diesen häufig der Idealfall oder Auslegungsfall einer Turbine beschrieben wird. Ebenso werden dimensionslose Kenngrößen beschrieben, auf die im Laufe der Ausarbeitung verwiesen wird. Je nach Literaturquelle kann es bei der exakten Definition der dimensionslosen Größen zu Abweichungen kommen, daher werden die Wichtigsten hier noch einmal aufgeführt.

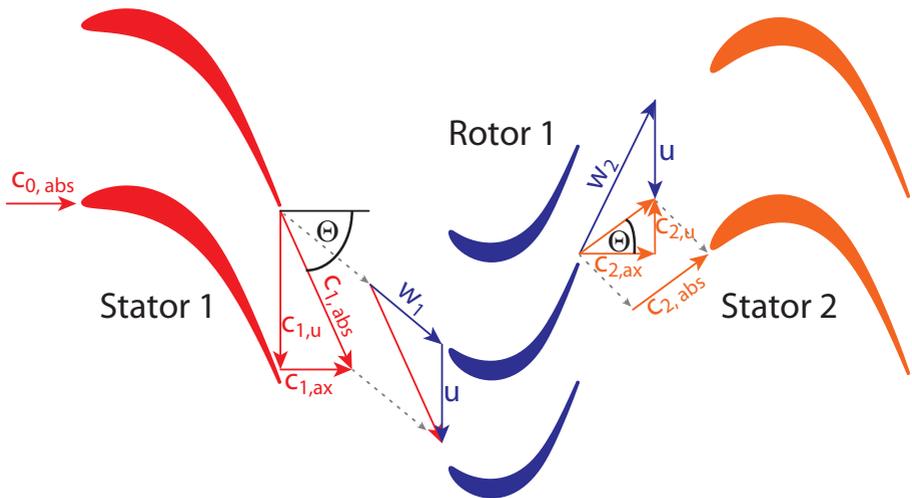


Abbildung 2.1.: Strömungsverhältnisse im Mittelschnitt der MAGPI-Turbinenstufe

Turbinenströmung und Leistungsumsetzung

Die Strömungsverhältnisse in einer axialen Turbinenstufe sind als Prinzipskizze in Abbildung 2.1 dargestellt, wobei die abgebildete Turbinengeometrie der MAGPI-Geometrie entspricht. Dem h - s -Diagramm in Abbildung 2.2 können die thermodynamischen Zustände entnommen werden. Die in Abbildung 2.1 gezeigte axiale Zuströmung $c_{0,abs}$ in die Turbinenstufe wird im Stator umgelenkt. Dort wird keine Arbeit verrichtet, deshalb ist die Totalenthalpie am Statoreintritt gleich der am Statoraustritt ($h_{tot,0} = h_{tot,1}$), wie Abbildung 2.2 zu entnehmen ist. Der Totaldruck nimmt nur durch die Reibung ab. Im reibungsfreien Fall bliebe der Totaldruck konstant ($p_{0,tot} = p_{1,tot}$). Aufgrund der Umlenkung und der kleiner werdenden Strömungsfläche erhöht sich die Geschwindigkeit im Stator deutlich, die axiale Geschwindigkeit $c_{1,ax}$ bleibt jedoch konstant.⁷ Die stark umgelenkte Strömung trifft auf den Rotor, der mit der Umfangsgeschwindigkeit $\vec{u} = \vec{u}_1 = \vec{u}_2$ rotiert. Durch die Bewegung des Rotors trifft die Strömung mit der Relativgeschwindigkeit $\vec{w}_1 = \vec{c}_{1,abs} - \vec{u}_1$ auf die Rotorstufe. Im Rotor findet ebenfalls eine Umlenkung der Strömung statt, was im Absolutsystem einer Drallentnahme gleichkommt. Die hohe relative Abströmgeschwindigkeit $\vec{w}_2 \geq \vec{w}_1$ wird durch die Rotation in eine weniger drallbehaftete absolute Abströmgeschwindigkeit $\vec{c}_{2,abs} = \vec{w}_2 + \vec{u}_2$ gewandelt. Im Rotor wird Fluidenergie an die Schaufeln abgegeben. Dadurch sinkt die Totalenthalpie der Strömung von $h_{tot,0}$ zu $h_{tot,2}$, was ebenso ein Absinken des Totaldruckes zur Folge hat (siehe Abbildung 2.2).

Die dabei von der Strömung auf die Rotorschaukel ausgeübte Kraft $\vec{F}_{S,gesamt}$ kann mithilfe des Impulssatzes bestimmt werden, indem die auf die Oberfläche wirkenden Kräfte gleich der über die Systemgrenzen tretenden Impulsströme \dot{I} gesetzt werden:

$$\vec{F}_{S,gesamt} = \sum \vec{I} = \sum_i \dot{m}_i \vec{c}_i = \dot{m}_2 \vec{c}_2 - \dot{m}_1 \vec{c}_1 \quad (2.1)$$

Bei ungekühlten Schaufeln gibt es keine Massenstromänderung innerhalb des Strömungskanales $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$. Unter Vernachlässigung radialer Strömungskomponenten ergibt sich die von der Strömung auf die Schaufel ausgeübte Kraft in Umfangsrichtung F_S zu:

$$F_S = \dot{m}_2 \vec{c}_2 \cdot \vec{e}_{Umfang} - \dot{m}_1 \vec{c}_1 \cdot \vec{e}_{Umfang} = \dot{m}_2 c_{2u} - \dot{m}_1 c_{1u} = \dot{m} (c_{2u} - c_{1u}) \quad (2.2)$$

Das dabei von der Rotorschaukelreihe aufgebraachte Drehmoment M lässt sich berechnen, indem Gleichung (2.2) mit dem Strömungskanalradius multipliziert wird.

⁷ Dies gilt bei Vernachlässigung von Dichteänderungen und gleich bleibender Ringraumfläche.

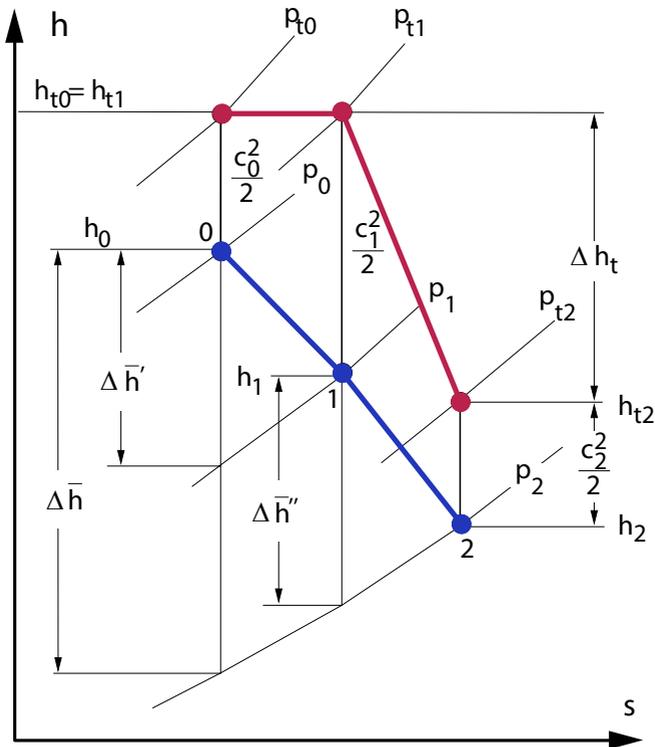


Abbildung 2.2.: Zustandsänderung einer Turbine im h - s -Diagramm aufgetragen. Die blaue Linie kennzeichnet die statischen Zustandsänderungen, die rote Linie die totalen Zustandsänderungen (aus HENNECKE [26], modifiziert)

Die Leistung der Rotorschaukelreihe $P = M\omega$ erhält man durch eine Multiplikation mit der Drehfrequenz ω .⁸ In Gleichung (2.3) und Gleichung (2.4) wird von reinen Axialturbinen ausgegangen. Somit sind die Eintritts- und Austrittsradien gleich dem mittleren Radius ($r_{zu} = r_{ab} = r_m$) und die Umlaufgeschwindigkeiten der Rotorschaukel an Ein- und Austritt gleich ($u_1 = u_2 = u$):

$$P = M\omega = F_S r_m \omega = \dot{m} u (\vec{c}_{2u} - \vec{c}_{1u}) = \dot{m} u \Delta \vec{c}_u \quad (2.3)$$

⁸ Für eine exakte Berechnung der Kraft und des Momentes muss über die gesamte Schaukelhöhe integriert werden.

Die spezifische Leistung einer Stufe wird durch Division der Leistung durch den Massenstrom \dot{m} gebildet. Sie wird als *Eulersche Turbinengleichung* bezeichnet:

$$\frac{P}{\dot{m}} = u(\vec{c}_{2u} - \vec{c}_{1u}) = u\Delta\vec{c}_u = \Delta h_{\text{tot}} \quad (2.4)$$

Ersetzt man nun mit dem Kosinussatz und dem Geschwindigkeitsdreieck (vgl. Abbildung 2.1) den Ausdruck $u\Delta\vec{c}_u$ durch $\frac{1}{2}(c^2 + u^2 - w^2)$, so erhält man aus Gleichung (2.4) die erweiterte Eulergleichung oder die Turbinenhauptgleichung zu:

$$\Delta h_{\text{tot}} = \frac{1}{2}(\vec{c}_2^2 - \vec{c}_1^2 + \vec{u}_2^2 - \vec{u}_1^2 - \vec{w}_2^2 + \vec{w}_1^2) \quad (2.5)$$

Dabei sind die Differenzen der Quadrate der absoluten Geschwindigkeiten ($\vec{c}_2^2 - \vec{c}_1^2$) ein Maß für die Änderung der kinetischen Energie, die der Umfangsgeschwindigkeiten ($\vec{u}_2^2 - \vec{u}_1^2$) ein Maß für die Zentrifugalkräfte (bei reinen Axialturbinen gleich Null) und die der Quadrate der Relativgeschwindigkeiten ($\vec{w}_2^2 + \vec{w}_1^2$) ein Maß für die Änderung der statischen Zustände.

Durch Entspannung dehnt sich das Volumen aus und führt bei konstanter Strömungsfläche zu einer Geschwindigkeitserhöhung. Damit die Axialgeschwindigkeit annähernd konstant bleibt, wird die Ringraumfläche in realen Turbinen kontinuierlich erhöht.

Kennzahlen

Bedingt durch die Schaufelhöhe und die Rotation der Rotorschaukeln um die Turbinenachse sind die Umfangsgeschwindigkeiten \vec{u} an der Blattspitze höher als im Nabenbereich. Dieser Umstand führt bei modernen Turbinen dazu, dass die Schaufeln verwunden sind. Bei einer verwundenen Schaufel sind die Profile und Anstellwinkel abhängig von der radialen Position des betrachteten Schaufelschnittes. Die Beschaukelung muss demnach an der Nabe eine geringere Anstellung als im Mittelschnitt und wegen der höheren Umfangsgeschwindigkeit u eine stärkere Anstellung gehäuseseitig haben, um eine optimale Anströmung zu gewährleisten.

Die Umlenkwinkel der Stator- und Rotorbeschaukelungen sind voneinander abhängig und können nicht unabhängig eingestellt werden. Eine dimensionslose Kennzahl zur Beschreibung des Verhältnisses der Umlenkung zwischen Stator und Rotor in einer Turbinenstufe ist der *Reaktionsgrad* Φ . Er ist über die Änderung der statischen,

isentropen Enthalpien im Rotor ($\overline{\Delta h''}$) im Vergleich zur Gesamtstufe ($\overline{\Delta h'} + \overline{\Delta h''}$) definiert (vgl. HENNECKE [26]):

$$\Phi = \frac{\overline{\Delta h''}_{\text{stat}}}{\overline{\Delta h'}_{\text{stat}} + \overline{\Delta h''}_{\text{stat}}} \quad (2.6)$$

Der Reaktionsgrad ist über die Schaufelhöhe nicht zwangsläufig konstant. Im Nabenbereich kann er kleiner sein als in Gehäusenähe. Reaktionsgrade von typischen Turbinen liegen zwischen $\Phi = 0,2$ und $\Phi = 0,5$. Abbildung 2.3 zeigt die Gestaltung einer Turbinenstufe bei unterschiedlichen Reaktionsgraden.

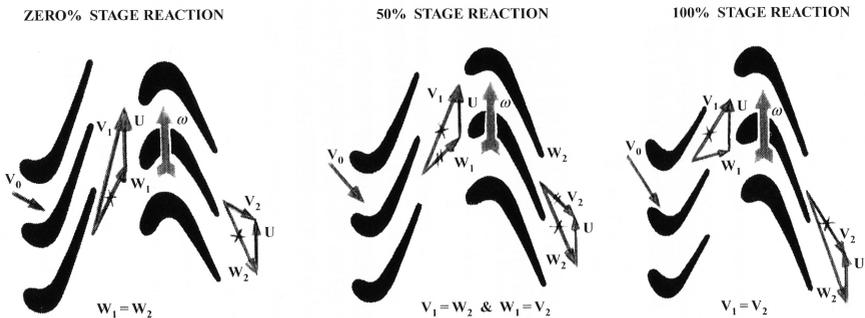


Abbildung 2.3.: Turbinengeometrien bei verschiedenen Reaktionsgraden Φ . Die Geschwindigkeit v entspricht in der Abbildung der Absolutgeschwindigkeit, die in dieser Arbeit mit c benannt wird. (Quelle: BASKHARONE [5])

Weitere dimensionslose Stufenkenngrößen treffen Aussagen über den Massendurchsatz und die Leistungen einer Turbinenstufe. Der Massendurchsatz einer Turbine wird nach HENNECKE [26] über die dimensionslose Größe *Durchsatzzahl* oder *Lieferzahl* φ unabhängig von der Größe oder Art der Turbine charakterisiert:

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{uA} = \frac{c_{m,ax}}{u} \quad (2.7)$$

Es können sowohl große als auch kleine Turbinen die selben Durchsatzzahlen haben, obwohl in großen Turbinen offensichtlich größere Volumenströme \dot{V} umgesetzt werden. Die Entdimensionierung des Volumenstromes \dot{V} mit der Fläche A und der

Umfangsgeschwindigkeit u (welche aufgrund der mechanischen Belastung ähnlich sein könnte) kann zu vergleichbaren Durchsatzzahlen führen.

Neben dem Massenstrom bzw. der Durchsatzzahl als Charakteristikum einer Turbine gibt es noch die Druckzahl und die Leistungszahl, um die Leistungsfähigkeit einer Stufe zu beschreiben. Bei der *Druckzahl* Ψ wird das isentrope Totalenthalpiegefälle $\Delta \bar{h}_{\text{tot}}$ über der Stufe mit der Umfangsgeschwindigkeit im Quadrat normiert:

$$\Psi = \frac{|\Delta \bar{h}_{\text{tot}}|}{u^2} \quad (2.8)$$

Die *Leistungszahl* λ wird das reale Totalenthalpiegefälle h_{tot} verwendet:

$$\lambda = \frac{|\Delta h_{\text{tot}}|}{u^2} \quad (2.9)$$

Die Normierung über die Umfangsgeschwindigkeit zum Quadrat ist vergleichbar mit dem dynamischen Anteil der Totalenthalpie, weswegen es teilweise auch mit $u^2/2$ normiert wird. Speziell von der Leistungs- und Druckzahl gibt es verschiedene Abwandlungen. So werden häufig die statischen Enthalpien zur Bestimmung der Zahlen verwendet (vgl. BRÄUNLING [10]).

Turbinenkennfeld

Eine weitere Möglichkeit zur Beschreibung von Turbinen sind die Kennfelder. Sie werden erstellt, indem die Turbine bei unterschiedlichen Drehzahlen und Massenströmen betrieben und die abgegebene Leistung gemessen wird. Durch die Auftragung der Größen in einem Diagramm erhält man ein Kennfeld, wie es als Beispiel in Abbildung 2.4 dargestellt ist. Die eingezeichneten Messgrößen sind dimensionslose Größen, damit Rückschlüsse von Messungen am Boden auf das Betriebsverhalten in beispielsweise 10 km Flughöhe möglich sind. Zur Vermeidung einer genauen Vermessung der Turbine bei variierenden Eintrittsrandbedingungen behilft man sich mit *reduzierten Kenngrößen*. Sie beziehen die Hauptmesswerte Massenstrom, Drehzahl und Leistungsabgabe auf die am Eintritt vorliegenden Bedingungen, um für unterschiedliche Eintrittszustände nur ein Kennfeld zu erhalten. Der *reduzierte Massenstrom* \dot{m}_{red} wird mit dem realen Massenstrom \dot{m} , der Eintrittstemperatur $T_{\text{tot, ein}}$ sowie dem Eintrittsdruck $p_{\text{tot, ein}}$ und der Eintrittsfläche A gebildet:

$$\dot{m}_{\text{red}} = \frac{\dot{m} \sqrt{R T_{\text{tot}}}}{A p_{\text{tot}}} \quad (2.10)$$

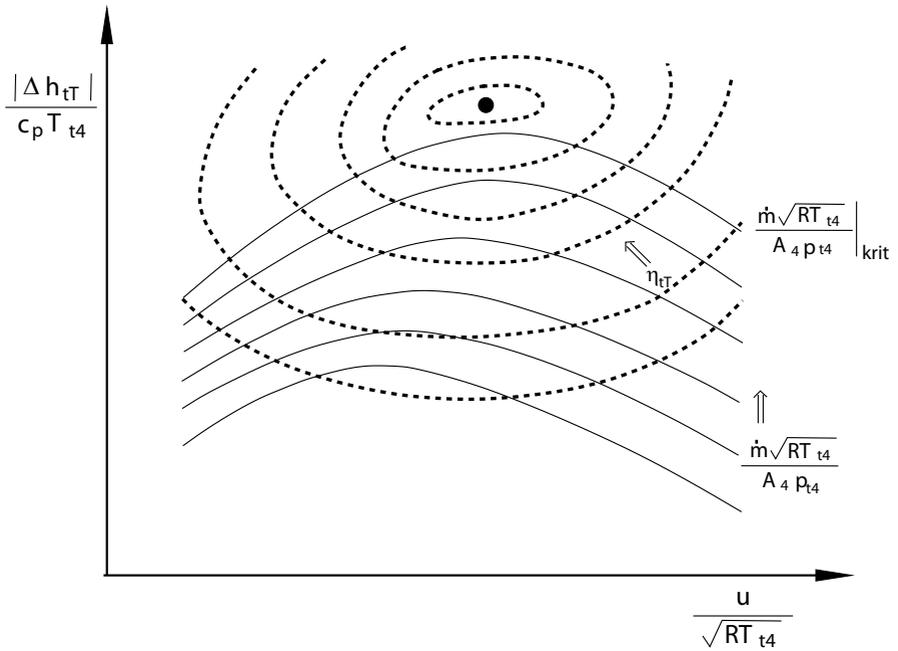


Abbildung 2.4.: typisches Kennfeld einer Turbine. Der Index „4“ steht dabei für den Zustand am Turbineneintritt. (Quelle: HENNECKE [26])

Gelegentlich werden die Eintrittsfläche A im Nenner oder die Gaskonstante R unter der Wurzel weggelassen, wenn diese Größen keinen relevanten Änderungen unterliegen. Die Gleichung (2.10) ergibt sich, indem man die axialen Machzahlen bei unterschiedlichen Eintrittsdrücken und Eintrittstemperaturen gleichsetzt und mittels der Kontinuitätsbedingung ($\dot{m} = \rho u A$) und den Bernoulligleichungen für kompressible Strömungen

$$\frac{T_{\text{tot}}}{T_{\text{stat}}} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma^2 \quad (2.11)$$

$$\frac{p_{\text{tot}}}{p_{\text{stat}}} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma^2 \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (2.12)$$

$$\frac{\rho_{\text{tot}}}{\rho_{\text{stat}}} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma^2 \right)^{1/(\gamma-1)} \quad (2.13)$$

umformt (vgl. WOERRLEIN [62]). Mit der selben Vorgehensweise erhält man die *reduzierte Drehzahl* n_{red} , wobei hierbei die Umfangsmachzahl verwendet wird und nicht die axiale Machzahl:

$$n_{\text{red}} = \frac{n}{\sqrt{R T_{\text{tot}}}} \quad (2.14)$$

Die reduzierte Drehzahl ist nicht dimensionslos. Um eine dimensionslose Kenngröße zu erhalten, muss anstelle der Drehzahl die Umfangsgeschwindigkeit u verwendet werden. Damit erhält man die dimensionslose *reduzierte Umfangsgeschwindigkeit* u_{red} :

$$u_{\text{red}} = \frac{u}{\sqrt{R T_{\text{tot}}}} \quad (2.15)$$

Werden sowohl der reduzierte Massenstrom als auch die reduzierte Drehzahl bei unterschiedlichen Strömungsrandbedingungen konstant gehalten, kann man davon ausgehen, dass bei den beiden Strömungsfeldern eine Machsche Ähnlichkeit vorliegt.

Als letzte aufgeführte charakterisierende Größe wird das Druckverhältnis Π einer Turbine erwähnt:

$$\Pi_{\text{Turbine}} = \frac{p_{\text{tot, zu}}}{p_{\text{tot, ab}}} \quad (2.16)$$

Das Druckverhältnis ist bereits dimensionslos und muss daher nicht weiter normiert werden. Je nach Anwendung wird gelegentlich auch der Kehrwert verwendet (siehe z.B. BRÄUNLING [10]). Dies ist der Fall, wenn sich ein Druckverhältnis $\Pi_{\text{Turbine}} \leq 1$ ergibt.

2.3 Turbinenkühlung

Wirkungsgradsteigerungen durch Erhöhung des Druckverhältnisses bei konstanter spezifischer Leistung eines Triebwerkes oder einer stationären Gasturbine haben ein Anheben der Turbineneintrittstemperatur zur Folge. Wie aus Abbildung 2.5 deutlich wird, sind weitere Temperaturerhöhungen ohne eine ausreichende Kühlung der Turbine nicht möglich. Eine Lösung besteht in der Weiterentwicklung von Turbinenmaterialien, damit sie eine höhere Turbineneintrittstemperatur verkraften. Weiterhin kann die Kühlung der Turbinenkomponenten verbessert werden, um sie vor den hohen Heißgastemperaturen zu schützen.

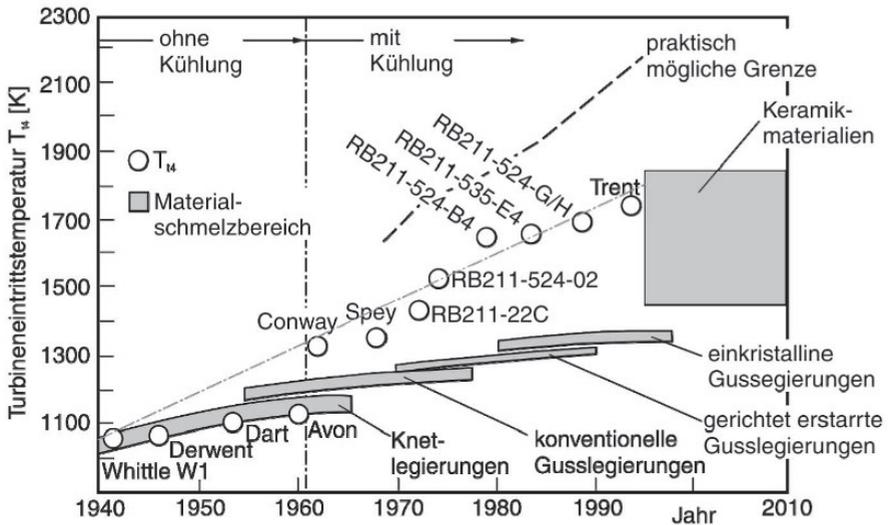


Abbildung 2.5.: Entwicklung der maximal möglichen Temperaturen unterschiedlicher Turbinenmaterialien und Turbineneintrittstemperaturen ausgewählter Flugzeugtriebwerke, Quelle: BRÄUNLING [10]

Beide Lösungswege werden in modernen Turbinen parallel weiterentwickelt, da mit einer alleinigen Konzentration auf einen Lösungsweg die heutigen Heißgastemperaturen nicht realisierbar wären. So werden spezielle Materiallegierungen und Keramikbeschichtungen mit fortschrittlichen Kühlmethoden kombiniert, damit die Materialtemperaturen im Betrieb kritische Grenzwerte nicht überschreiten. Die maximalen Temperaturen der Turbinenbauteile werden aus unterschiedlichen Beweggründen heraus definiert. Bei stehenden Komponenten wie den Statorschaufeln kann es passieren, dass bei unzulässig hohen Temperaturen an thermisch stark belasteten Stellen zeitweise die Schmelztemperatur des Materials überschritten wird, was zu einer Deformation und Zerstörung führen kann. Bei rotierenden Komponenten stehen die Festigkeitsanforderungen der fliehkraftbelasteten Bauteile im Vordergrund. Bei metallischen Materialien oberhalb der Übergangstemperatur können Gefügeänderungen auftreten. Diese führen dazu, dass bei einer mechanischen Belastung des Bauteils unterhalb der Streckgrenze plastische Verformungen auftreten. Je höher die Temperatur, desto stärker sind die plastischen Verformungen. Folglich haben sowohl Konstrukteure als auch Betreiber ein Optimum aus gegenläufigen Tendenzen zu finden: Mit zunehmender Prozesstemperatur steigt der

Kühlluftbedarf. Dies führt jedoch zu Wirkungsgradeinbußen. Je höher die Wahl der Turbineneintrittstemperatur ausfällt, desto höher wird der Prozesswirkungsgrad durch die Kreisprozessoptimierung sein. Dadurch reduziert sich zwar der Kraftstoffkonsum, führt jedoch gleichzeitig zu höheren Materialtemperaturen. Das Kriechen und der damit verbundene Lebensdauerverbrauch erhöhen sich, so dass Wartungskosten steigen.

Die wichtigsten zu kühlenden Komponenten sind die Turbinenschaufeln, da diese direkt in der Strömung stehen, und die Turbinenschaufelträger des Rotors (*Turbinenscheiben, Discs*). Die Turbinenscheiben sind besonders beachtete Bauteile, da sie relativ große rotierende Massen darstellen, die im Falle eines Bruches nicht - im Gegensatz zu den Rotorschaufeln - durch das Turbinengehäuse aufgefangen werden können. Das Platzen einer Scheibe führt unweigerlich zu starken Folgeschäden am Triebwerk und unter Umständen auch am Flugzeug. Turbinenscheiben sind durch die stetig ansteigenden Turbineneintrittstemperaturen inzwischen ebenfalls hohen Temperaturen ausgesetzt, so dass die Scheibekühlung und die Vermeidung von Heißgaseinzug in die Kavität zu einem bedeutenden Faktor geworden sind.

Moderne Flugtriebwerke benötigen maximal bis zu 7 % des Hauptmassenstromes zur Kühlung der Turbinenscheiben und zum Verhindern von Heißgaseintritt. Dieser Wert entspricht in etwa einem Drittel der insgesamt von Turbinen benötigten Kühlluft (vgl. hierzu MAGPI-Antrag [17]). Die verbleibenden zwei Drittel der vom Verdichter abgezapften Luft werden hauptsächlich für die Turbinenschaufelkühlung und Kühlung anderer Bauteile verwendet, wie zum Beispiel für das Turbinengehäuse. Durch die absinkende Temperatur vom Turbineneintritt zum Turbin Austritt ist der Kühlluftbedarf über die Turbine hinweg stark abnehmend. Die letzten Stufen der Niederdruckturbine müssen im Kavitätenbereich teilweise gar nicht gekühlt werden. Der Begriff Kühlluft darf dabei nicht überinterpretiert werden. Je nachdem an welcher Verdichterstufe die Kühlluft abgezapft wird hat sie Temperaturen von teilweise über 700 °C, womit selbst für die Kühlluftkanäle spezielle Anforderungen an das Material gestellt werden müssen. Somit ist ein limitierender Faktor für eine weitere Erhöhung des Druckverhältnisses und der Turbineneintrittstemperatur von Flugzeugtriebwerken die schwer zu realisierende ausreichende Kühlung der Turbinenscheiben. Ein Überblick über die Kühlluftströme in einem Flugtriebwerk vermittelt die Abbildung 2.6.

HORLOCK [28] hat den Effekt einer Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur und die damit verbundenen erweiterten Anforderungen an die Turbinenkühlung auf den Kreisprozess und den Wirkungsgrad einer Gasturbine untersucht. Demnach ist es

Mach Number

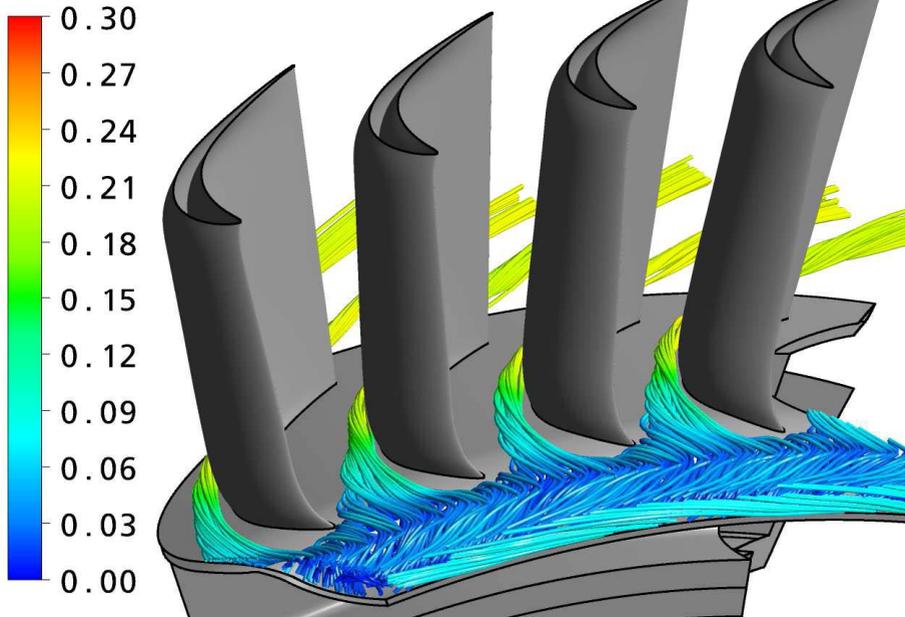


Abbildung 2.7.: Ausblaseinteraktionen mit der Hauptströmung: Im Bereich der Rim Seal und der Schaufelplattform sind starke Geschwindigkeitsgradienten und Richtungsänderungen erkennbar, Quelle: nicht veröffentlichte MAGPI-Präsentation

notwendig, bei einer Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur ebenso Fortschritte in der Kühlungseffektivität zu erzielen und nicht nur die Kühlluftmenge zu erhöhen.

Die Turbinenkühlung hat negative Konsequenzen auf den Kreisprozess sowie die Turbine selbst. Ein Nachteil ist der Luftbedarf, der zur Verfügung gestellt werden muss. Durch das hohe Druckniveau speziell am Turbineneintritt kann die Kühlluft nicht direkt aus der Umgebung verwendet werden, sondern muss ebenfalls auf ein ausreichendes Druckniveau komprimiert werden. Dies geschieht im Verdichter eines Triebwerkes, der seine Leistung von der Turbine erhält. Obwohl der Verdichter bereits Arbeit an dem Teil des zur Kühlung verwendeten Luftstromes verrichtet hat, steht dieser dem Kreisprozess nicht mehr zur Verfügung. Die zusätzlich aufzubringende Verdichterarbeit und der entnommene Massenstrom haben nicht zu vernachlässigende Konsequenzen auf den Kreisprozess.

Ein weiterer Nachteil besteht darin, die Kühlluft wieder in die Turbinenhauptströmung einzubringen. Bei Filmkühlungskonfigurationen muss die Ausdehnung des Kühlfilms beispielsweise bei der Profilgebung der Turbinenschaufeln berücksichtigt werden. Die Luft zur Kühlung einer Kavität beträgt bei Triebwerken je nach Temperaturniveau bis zu 2 % des Hauptmassenstromes (vgl. BUNKER [11]). Die Luft muss aus der Kavität durch die Rim Seal austreten und dem Hauptströmungskanal zugeführt werden, wie in Abbildung 2.7 zu sehen. Dabei sollte die Kühlluft den Hauptmassenstrom möglichst wenig beeinflussen. Eine nicht optimierte Einbringung der Sperrluft kann zu einer teilweisen Verblockung des Hauptströmungskanals führen.

Ebenso muss mit Fehlanströmungen im Nabenbereich der nachfolgenden Schaufelreihe gerechnet werden. Ursache dafür sind die unterschiedlichen Umfangsgeschwindigkeiten und Strömungswinkel zwischen der austretenden Sperrluft und der Schaufelabströmung. Durch die Mischungsvorgänge stellt sich ein mittlerer Absolutwinkel in Umfangsrichtung ein, der im Nabenbereich zu einer Fehlanströmung der nachfolgenden Schaufelreihe führt, wenn die Effekte nicht bei der Auslegung berücksichtigt werden. Spoilingeffekte können bis in einen Bereich von 30 % der Schaufelhöhe die Hauptströmung beeinflussen.



3 Anforderungen an den Turbinenprüfstand

Für die Auslegung eines Turbinenprüfstandes ist im Vorfeld zu klären, welche wissenschaftlichen Untersuchungen durchgeführt und Anforderungen gestellt werden sollen. Die Klärung des Einsatzzweckes ist notwendig, da Turbinen zur Anwendung kommen, die realen Turbinen ähneln. Die hohen Anforderungen an Drehzahl, Temperatur und Massenstrom von realen Turbinen sind in Prüfständen nur schwer realisierbar.

Aktuelle Untersuchungsschwerpunkte anderer Forschungseinrichtungen werden herangezogen, um das Anforderungsprofil dieses Prüfstandes zu ergänzen. Insbesondere für die Auslegung der Komponenten und der Messtechnik ist es wichtig zu erfahren, welche Anforderungen zu stellen sind und welche Effekte erfasst werden sollen, d.h. welche Messgenauigkeit und Zugänglichkeit notwendig ist. Eine grobe Kategorisierung und Quantifizierung der Effekte und Forschungsschwerpunkte soll im ersten Unterkapitel erfolgen.

In weiteren Unterkapiteln werden Kenngrößen des Prüfstandes und deren Herleitungen behandelt. Dabei wird auch auf Auswirkungen verwiesen, falls beim späteren Betrieb des Prüfstandes auf die genaue Einhaltung bestimmter Parameter verzichtet werden muss. Abschließend wird auf die Berechnung des Wirkungsgrades einer Turbine eingegangen.

3.1 Bisherige Forschung im Bereich Sperrluft-Hauptstrom-Interaktion

Die Notwendigkeit effektive und effiziente Kühlungsmaßnahmen für Rotorscheiben einer Turbine zu entwickeln (vgl. Kapitel 2.3), führten in der Vergangenheit zu unterschiedlichen Ausgestaltungen von Forschungsprojekten. Ein besonderes Interesse galt genauen strömungs- und wärmetechnischen Vorgängen direkt in den Kavitäten. Der steigende Kühlluftbedarf in den Kavitäten führte zu verstärkten Sperrluft-Hauptstrom Interaktionen, deren Effekte im Rahmen dieses Projektes untersucht werden. Die nachfolgenden Abschnitte geben einen Überblick über die zu diesen Themen durchgeführten Forschungsprojekte.

3.1.1 Strömungen in der Kavität

Eine Kavitätengeometrie einer Turbine wurde von MIRZAMOGHADAM UND XIAO [39] näher untersucht. Von besonderem Interesse waren dabei die Temperaturverteilungen an den Kavitätenwänden. Die Wandtemperaturen nehmen erwartungsgemäß nach außen zum Hauptströmungskanal hin zu. Die stationären Untersuchungen haben gezeigt, dass die Strömungsformen in der Kavität stark von der Geometrie abhängen. Ebenso wurde gefolgert, dass die Kavitätenströmung bzw. der Heißgaseinzug und damit auch das Kühlungsverhalten von der Rim Seal Geometrie abhängt, welche in diesem Fall gute Dichtungseigenschaften habe.

In weiteren experimentellen und numerischen Projekten von GENTILHOMME ET AL. [21] wurde das Verhalten des Heißgaseinzuges durch eine Dichtung zwischen Stator- und Rotorplattform (Rim Seal) untersucht. Hierbei konnte im Experiment gezeigt werden, dass der Heißgaseinzug recht passabel mit dem Verhältnis von mittlerer Spaltströmungsgeschwindigkeit zur axialen Hauptkanalströmungsgeschwindigkeit korreliert. Dabei war eine Abnahme des Heißgaseinzugs mit steigender Hauptkanalströmungsgeschwindigkeit zu beobachten. Die numerischen Ergebnisse konnten durch Messergebnisse qualitativ bestätigt werden. In dieser Veröffentlichung wurde zudem explizit darauf hingewiesen, dass die Ergebnisse keinesfalls verallgemeinert werden dürften. Vielmehr müssten die aktuell zu untersuchende Geometrie und die Strömungsparameter der Turbine genau beachtet und deren Sensitivität auf die Effekte untersucht werden.

In der Veröffentlichung von OKITA ET AL. [41] wurden in Experimenten die Sperrluftmassenströme in einer realitätsnahen Kavität variiert. Ebenso wurde in einer zweiten Konfiguration ein Leitblech in die Kavität eingebracht, um das Verhalten des Heißgaseinzuges und der Kühleffektivität in Abhängigkeit von der Kavitätengeometrie zu untersuchen. Das Ergebnis zeigte einen sehr großen Einfluss insbesondere auf das Kühlverhalten an der Rotorscheibe. Bei genauer Betrachtungsweise war dieses Verhalten zu erwarten. Generell ist die Strömung in der Kavität stark abhängig von instationären Vorgängen, was die Numerik wiederum dazu zwingt, instationäre Simulationen durchzuführen.

Der Einfluss der instationären Effekte konnte von ROY ET AL. [55] ebenfalls bestätigt werden. Als ein wesentlicher Haupteinflussfaktor des Heißgaseinzuges wurde von ROY ET AL. eine hohe Tangentialgeschwindigkeit der Hauptströmung im Bereich der Rim Seal ausgemacht. Es wurde gezeigt, dass die Strömungsphänomene im Detail nur mit zeitaufgelösten Messungen oder Simulationen ausreichend beschreibbar sind, wobei die Unterschiede zwischen CFD und Experiment qualitativ gering waren.

ANDREINI ET AL. [3] zeigte in seiner CFD Studie, dass die Strömungen in der Kavität in hohem Maße von der genauen Position der Einbringung der Kühlluft und der Kühlluftmenge abhängen. Seine Referenzsimulationen zeigten eine gute Übereinstimmung mit durchgeführten Experimenten. Die Anzahl an Variationen des Winkels der Bohrung, über die die Sperrluft in die Kavität gelangt, belegt, dass kleine Änderungen der Randbedingungen große Auswirkungen zur Folge haben können. Besonders hervorzuheben ist der entstehende Unterschied, wenn die Kühlluft in Richtung der Rotordrehung oder entgegengesetzt eingebracht wird. Eine entgegengesetzte Einbringung der Kühlluft wirkt sich sowohl auf die Kühleffektivität als auch auf die Interaktion mit der Hauptströmung positiv aus.

3.1.2 Beeinflussung der Kavitätenströmung durch die Hauptströmung

Bei den bisher genannten Veröffentlichungen wurden die Schwerpunkte deutlich auf die Strömung und Kühleffektivität in der Kavität gelegt. Eine Interaktion der Kavitätenströmung mit der Hauptströmung wurde nur berücksichtigt, wenn durch die Rim Seal Geometrie ein größerer Effekt zu erwarten war. Interaktionen mit der Hauptströmung sind ein wesentlicher Einflussfaktor für den Heißgaseinzug. Die auf diesem Gebiet durchgeführten Forschungsarbeiten werden im Folgenden etwas näher betrachtet.

Erste Untersuchungen der Einflüsse des Hauptmassenstromes auf Kavitätenströmungen und Heißgaseinzug wurden von ABE ET AL. [1] durchgeführt. Die von ABE ET AL. aufgestellten Korrelationen wurden nachfolgend von OWEN ET AL. kritisch hinterfragt, da ABES Korrelationen im wesentlichen nur auf den Kavitätengeometrien und den Umfangsgeschwindigkeiten der Rotorscheiben beruhen. OWEN betrachtete bis dahin nur Strömungsphänomene in der Kavität, externe Strömungen wurden nicht berücksichtigt bzw. waren nicht vorhanden. Angeregt von ABES Untersuchungen starteten PHADKE UND OWEN [47] eine Serie von Testreihen. Die ersten Testreihen befassten sich mit den Effekten verschiedener Rim Seal Geometrien auf die Kavitätenströmung bzw. auf die Ausblaserate der Kühlluft in den Hauptströmungskanal, wobei dort kein Massenstrom vorlag. Als Ergebnis wurden die Strömungsgrößen am Spaltaustritt in Abhängigkeit verschiedener Rotorscheibendrehzahlen und Kühlluftmassenströmen aufgetragen. Bei höheren Umfangsreynoldszahlen musste der Sperrluftmassenstrom kontinuierlich erhöht werden, um Heißgaseinzug zu vermeiden. Ursächlich dafür

ist der durch den Pumpeffekt⁹ hervorgerufene axiale Druckunterschied innerhalb der Kavität.

Darauf aufbauend wurden in OWENS zweiter Testreihe von PHADKE UND OWEN [48] die Einflüsse einer vorhandenen Außenströmung auf eine Auswahl der in den ersten Testreihen [47] untersuchten Kavitäten vermessen. Dabei stellte sich heraus, dass bei sehr niedrigen Außenströmungsgeschwindigkeiten der Effekt der Rotordrehzahl auf den minimal benötigten Sperrluftmassenstrom dominiert. Erst bei höheren Strömungsgeschwindigkeiten der Hauptströmung hat diese einen weitaus dominierenderen Einfluss. Das Verhältnis von der mit der Umfangskomponente gebildeten Reynoldszahl und der mit der Außenströmung gebildeten Reynoldszahl, ab dem der Einfluss der Außenströmung dominiert, verschiebt sich mit steigender Spaltweite hin zu höheren Axialgeschwindigkeiten in der Außenströmung.

Teil 3 der Veröffentlichung von PHADKE UND OWEN [49] befasste sich mit dem Heißgaseinzug, wenn der Hauptströmung Druckasymmetrien aufgeprägt werden. Durch die Druckunterschiede über den Umfang verteilt haben sich selbst ohne separate Kühlluftzufuhr in die Kavität Strömungen über die Rim Seal entwickelt, getrieben durch die Druckdifferenzen im Annulus. Die Strömungsrichtungen in der Kavität werden durch die Drücke im Hauptkanal bestimmt. Bei einem vorhandenen separaten Sperrluftstrom in die Kavität werden die vom Hauptstrom beeinflussten Strömungsformen immer weiter aus der Kavität gedrängt. Die minimal benötigte Sperrluft, um bei einer gegebenen Druckasymmetrie im Hauptkanal einen Heißgaseinzug komplett zu vermeiden, ist stark von der jeweiligen Rim Seal Geometrie abhängig.

Bei PHADKE UND OWEN [47, 48, 49] sowie bei anderen Untersuchungen waren bisher keine Schaufelreihen vor oder hinter der Rim Seal angeordnet. Ein Einfluss dieser Bauteile wurde nicht berücksichtigt, so dass der Einfluss einer stark drallbehafteten Strömung nach einer Statorschaufelreihe nicht untersucht werden konnte. GREEN UND TURNER [24] führten Versuche mit einer kompletten Turbine durch, um den Einfluss des Statornachlaufes und des Rotorpotentialfeldes zu untersuchen. Vorangegangene Untersuchungen mit nur einer Vorleitradreihe zeigten, dass der Abstand der Statorhinterkante zur Rim Seal einen entscheidenden Einfluss auf die Kavitätenströmung hat. Die von GREEN UND TURNER [24] durchgeführten Versuche zeigten ebenso, dass der minimal notwendige Sperrluftmassenstrom für eine komplette Turbinenstufe geringer ausfällt als bei der Konfiguration ohne Rotor. Dies deutet darauf hin, dass das Potentialfeld vor dem Rotor eine deutliche Auswirkung auf

⁹ *Pumpeffekt* oder *Disc Pumping* beschreibt die radiale Beschleunigung der Kavitätenströmung, die durch die rotierende Rotorscheibe und der Viskosität der Luft hervorgerufen wird.

die Druckverteilung über der Rim Seal und den Heißgaseinzug hat. Bei moderaten Sperrluftströmen werden diese eher an den Stellen der Rim Seal austreten, an der das Potentialfeld des Rotors geringer ausgeprägt ist, was auf eine rotations-symmetrischere Druckverteilung über der Rim Seal hindeutet. Ohne alle offenen Fragen beantworten zu können wurde festgestellt, dass detaillierte Erkenntnisse nur mit realitätsnahen Prüfständen erhalten werden und dass stark vereinfachende Maschinen und Modelle schnell zu falschen Schlussfolgerungen führen.

JOHNSON ET AL. [31] fassten die bis dahin wesentlichen Effekte in einer Veröffentlichung zusammen. Die wichtigsten den Heißgaseinzug beeinflussenden Effekte sind das Disc Pumping, das periodische Druckfeld von Rotor und Stator, die 3D Geometrien und die Asymmetrien der Rim Seal. Die Rim Seal Geometrien sind umso besser, je höher der Strömungswiderstand zwischen Kavität und Hauptströmungskanal ausfällt. Nach JOHNSON ET AL. [31] ist auf Erkenntnisse von CHEW ET AL. [12] zurückzuführen, dass etwa 50 % bis 70 % mehr Sperrluft benötigt wird, wenn die Schaufelhinterkante des vorangehenden Stators direkt an der Rim Seal endet, verglichen mit einer Statorhinterkantenposition von ca. 60 % axialer Sehnenlänge stromauf. Diese Aussage deckte sich mit den auf DRING ET AL. [16] zurückgehenden Aussagen, dass die Druckschwankungen über der Rim Seal auf ein Viertel reduziert werden, wenn der Schaufelhinterkantenabstand zur Seal von 15 % auf 64 % der axialen Sehnenlänge erhöht wird. Ebenso habe eine starke Exzentrizität des Spaltes einen ähnlichen Einfluss auf den Heißgaseinzug bzw. den Sperrluftbedarf.

BOHN ET AL. [7] untersuchte zwei verschiedene Rim Seal Geometrien in einer Turbinenstufe, wobei Konfiguration 2 der bei GREEN UND TURNER [24] entspricht. Konfiguration 2 konnte die Beobachtungen von GREEN UND TURNER bestätigen, dass der Rotor eine vergleichmäßigende Wirkung auf den Druckverlauf der Rim Seal hat, wodurch weniger Sperrluft benötigt wird. Interessanterweise kehrten sich bei Konfiguration 1 die Auswirkungen um. Die Messungen von Konfiguration 1 mit Rotor führten zu deutlich schlechteren Kühleffektivitäten als bei Konfiguration 1 ohne Rotorbeschaufelung. Numerische Simulationen zeigten den Einfluss der nicht rotationssymmetrischen Druckverteilung über der Rim Seal auf die Einblasung und Ausblasung in den unterschiedlichen Zonen. In den Zonen mit geringem Einfluss des Rotorpotentials trat ein Sperrluftaustritt auf, in Zonen mit hohem Rotorpotential verschwanden die Zonen oder kehrten sich in Heißgaseinzug um. Diese Erkenntnis war sehr erstaunlich, weil die geometrischen Unterschiede der beiden Konfigurationen nur gering und ausschließlich in der Kavität vorhanden waren.

3.1.3 Einfluss der Sperrluft auf die Hauptströmung

BOUDET ET AL. [9] fanden anhand numerischer Simulationen heraus, dass eine Erhöhung des Ausblasemassenstromes um 0,2 % (bezogen auf den Hauptmassenstrom) eine Abnahme des Turbinenwirkungsgrades von 0,15 % bewirkt. Diese kleine Änderung ist quasi nicht erkennbar, da sie im Bereich der Ungenauigkeiten liegt. Interessant sind die starken Änderungen des Strömungswinkels. Im Nabenbereich treten bis zu 10 % der Kanalhöhe sehr deutliche Unterschiede zwischen den beiden Ausblaseraten auf. Die Region, in der die Schwankungen des Strömungswinkels vor dem Rotor deutlich größer sind als im unbeeinflussten Bereich, dehnt sich von etwa 6 % Kanalhöhe auf 12 % aus, wenn der Sperrluftmassenstrom um 0,2 % erhöht wird. Zusätzlich betragen die Schwankungen im Anströmwinkel bei 6 % Kanalhöhe beim erhöhten Sperrluftmassenstrom etwa 50° , während Schwankungen bei einem niedrigen Sperrluftmassenstrom bei etwa 20° liegen. Dies entspricht etwa dem Normal im übrigen Schaufelbereich.

PEAU ET AL. [46] führten umfangreiche experimentelle Untersuchungen am *LISA*-Turbinenprüfstand an der ETH Zürich durch. Die Messungen befassten sich mit der Interaktion zwischen der Kavitätenströmung und dem Hauptmassenstrom. Die Kavitäten wurden dabei in Ein- und Austrittskavität am Deckband eines Rotors und in die Austrittskavität am Fuß eines Stators unterteilt. Die Sperrluftmassenströme unterhalb des Stators wurden passiv eingestellt, das heißt nur durch die Variation des Spaltes der Labyrinthdichtung unterhalb des Stators und durch das vorhandene Druckgefälle zwischen Statorein- und -austritt. Die Messungen wurden instationär durchgeführt, so dass die Ergebnisse an einer festen Rotorposition, relativ zum Rotor oder umfangsgemittelt erhältlich sind. Hiermit konnte deutlich gezeigt werden, dass der Eintritt in die Kavität und der Austritt aus der Kavität im Wesentlichen von der Druckverteilung abhängt, die an der Rim Seal vom Druckfeld der Schaufelnachläufe oder dem Rotorpotentialfeld bestimmt werden. Umfangsgemittelte Strömungsgrößen zeigen deutliche Unterschiede in den Geschwindigkeitskomponenten, die Druckverlustunterschiede bleiben bei variierenden Sperrluftmassenströmen innerhalb des Messfehlers. Die zeitaufgelösten Geschwindigkeitsschwankungen ergeben, dass die Fehlanströmungen an den der Rim Seal nachfolgenden Schaufelreihen bis zu minus 70° betragen. Um die über den Umfang auftretenden Ungleichmäßigkeiten und die damit verbundenen Fehlanströmungen zu verringern, werden nichtachsensymmetrische Rim Seal Geometrien vorgeschlagen. Diese müssen in einer Art und Weise über dem Umfang verteilt werden, dass die durch die Beschaukelung verursachten Druckschwankungen an der Rim Seal möglichst ausgeglichen werden. Der Ausgleich soll so stattfinden, dass durch eine Verengung des Spaltes die Sperrluft

gezwungen wird, in den Regionen auszutreten, in denen die Druckgradienten eher einen Heißgaseintritt bewirken würden. PFAU ET AL. beziffert die dadurch mögliche Wirkungsgradsteigerung der Turbine auf etwa 0,1 %.

JOHNSON ET AL. [30] variierten in ihren Versuchen den Abstand zwischen Stator und Rotor und damit auch den Abstand der Rim Seal zu den Schaufeln. Zielsetzung dieser Untersuchungen war es ein Modell zu entwickeln, mit dem der Heißgasein- zug abhängig von den 2D Druckvariationen oberhalb der Rim Seal beschrieben werden kann. Um die Druckschwankungen zu quantifizieren wurden instationäre Druckmessstellen auf der Plattform angebracht. Mit den experimentellen und numerischen Ergebnissen konnten JOHNSON ET AL. ein Modell entwickeln, mit dem der Heißgasein- zug abhängig von den Druckschwankungen beschrieben werden kann. Dies führt dazu, dass während des Auslegungsprozesses von Turbinen zu einem früheren Zeitpunkt genauere Annahmen über die benötigte Kühlluftmenge getroffen werden können, ohne dass umfangreiche und zeitaufwändige Simulationen nötig sind.

MAHLE [34] zeigte in einer numerischen Untersuchung einer dreistufigen, realen Niederdruckturbine, dass die Kavitätenströmung einen Einfluss auf den Wirkungs- grad der Turbine hat. Dabei wurde die Strömung der Turbine mit und ohne Kavität berechnet und die Ergebnisse verglichen. Quantitative numerische Analysen der Verlustmechanismen zeigten, dass 44 % der durch eine Kavität verursachten Gesamtverluste auf die durch die Vermischung zwischen Haupt- und Leckagestrom verursachten Verluste zurückzuführen sind.¹⁰ Die Mischungsverluste wurden darin nach einer Methode von DENTON [13] berechnet. Die getroffenen Aussagen stimmen interessanterweise qualitativ mit den Aussagen von GIER ET AL. [22] überein, wobei dort die Auswirkungen von Kavitätenströmungen oberhalb von Rotorschaukeln mit Deckband und Gehäuse untersucht wurden. Die Auswirkungen der Kühlluft auf den Wirkungsgrad einer Turbine stimmen überein mit den von YOUNG [65, 66] durchgeführten Modellierungen. Auch darin werden die Mischungsverluste mit einem ca. 40 %igen Anteil an den Gesamtverlusten quantifiziert. Weitere in GIER ET AL. [22] indentifizierte Verluste entstehen durch Fehlanströmung (12,5 %) an der stromabliegenden Schaufelvorderkante. Die Untersuchungen von MAHLE [34] haben ebenso gezeigt, dass die Effekte durch Sperrluftausblasung direkt an der Rim Seal auf ca. 5 % Kanalhöhe beschränkt bleiben. Dagegen konnte gezeigt werden, dass die Auswirkungen am Austritt der stromabliegenden Schaufelreihe bis in 20 %

¹⁰ Bei dem in [34] verwendeten numerischen Modell konnte die Kavität sowie die Beeinflussung der Hauptströmung durch die Sperrluft ausgeschaltet werden. Damit waren einfache Vergleiche der Verlustmechanismen mit und ohne Kavität bzw. Sperrluft möglich.

Kanalhöhe vorhanden sind. Dies wird mit dem Einfluss der Sperrluftströmung auf Sekundärströmungsstrukturen erklärt.

3.1.4 Detaillierte Betrachtung der Sperrluft-Hauptstrom-Interaktion

Die vorangehend beschriebenen Forschungsprojekte zeigten auf, dass in der Vergangenheit sehr viele Untersuchungen ihren Fokus auf die Kavitätenströmung legten. Dabei wurden insbesondere die Strömungsvorgänge als auch die Hauptursachen des Heißgaseinzuges beschrieben. Um die Effekte der Kühlluftausblasung aus dem umlaufenden Dichtspalt auf die Aerodynamik der Turbinenhauptströmung quantifizieren zu können, müssen Messungen im Hauptstrom durchgeführt werden. Diese Strömung ist geprägt von instationären Effekten, Schaufelnachläufen, Sekundärströmungen und Wirbeln. Der Sperrluftmassenstrom aus der Kavität beträgt bis zu 2% des Hauptmassenstromes, wobei dieser Wert stark abhängig ist von der Turbinenstufe bzw. dem Temperaturniveau.

Aus einer inhomogenen Hauptströmung einen Sperrluftmassenstrom von ca. 2% des Hauptmassenstromes zu identifizieren, stellt einige Anforderungen an die Messtechnik. Um einen Überblick über die Einflüsse des Sperrluftmassenstromes auf die Hauptströmung zu erhalten, werden im Folgenden prägnante Veröffentlichungen beschrieben.

Im Jahr 2001 veröffentlichten McLEAN ET AL. [36, 37] die Ergebnisse von Strömungsuntersuchungen im Hauptkanal einer Niedermachzahlurbine. Der Turbinenprüfstand ist von den Strömungsgrößen vergleichbar mit dem LSTR, die Strömungsbedingungen ähneln denen im Forschungsprojekt MAGPI. Das Druckverhältnis beträgt 1,08, während es beim MAGPI-Projekt bei 1,09 liegt, die Lieferzahl liegt bei etwa 0,55 statt bei 0,75. Aufgrund des Durchmessers der Turbine dreht sich die Turbine aus [36] und [37] etwa 75% schneller als beim MAGPI-Projekt. Der Prüfstand saugt Luft aus der Umgebung an, die nicht weiter konditioniert wird.

Vermessungen des Strömungsfeldes wurden im stehenden [36] und im mitrotierenden [37] System durchgeführt. Im stehenden System wurden Fünflochsonden verwendet, um die Drücke und Geschwindigkeiten der Strömung hinter dem Rotor zu messen. Die Messebene lag 1,5 axiale Sehnenlängen des Rotors stromab der Rotorhinterkante. Die gemessenen Unterschiede zwischen der Konfiguration mit und ohne Kühlluft sollen im folgenden Abschnitt etwas genauer beschrieben werden, da Druck- und Winkeldifferenzen interessant für die Auslegung der Messtechnik sind. Im Vergleich zur MAGPI-Konfiguration ist zwar das Verhältnis von Sperrluftmassenstrom zu Hauptmassenstrom gleich, die Austrittsgeschwindigkeit der

Sperrluft aus den Kühlbohrungen in die Kavität jedoch etwa einhalb mal so hoch. Allerdings muss hierbei berücksichtigt werden, dass sich die Sperrluftströmung bis zum Spalt zwischen Stator und Rotor auf eine deutlich größere Fläche verteilt und daher die Geschwindigkeitsverhältnisse von Sperrluftstrom zu Hauptstrom direkt am Bohrungsausstritt nicht zwangsweise repräsentativ sind. Insbesondere müsste, um die Ausblaserate oder das Geschwindigkeitsverhältnis genau zu bestimmen, die Fläche der Rim Seal verwendet werden, besonders wenn die Effekte auf die Hauptströmung untersucht werden sollen. McLEAN ET AL. hat neben der Variation der Sperrluft (1,0 %, 1,25 %, 1,5 % des Hauptmassenstromes) auch die Ausblasegeometrie geändert. Zwei Ausblasestellen befinden sich in der Kavität unterhalb der Nabenplattform, eine weitere befindet sich direkt am Schaufelfuß.

Die Differenzen zwischen den beiden Konfigurationen unterhalb der Schaufelplattform der passagengemittelten Totaldruckkoeffizienten bei 1 % Kühlluftmassenstrom sind kleiner als 0,1 %. Die Ausblasestellen am Schaufelfuß bewirken immerhin einen Abfall des Totaldruckverlustkoeffizienten um 0,3 %. Ähnliche Ergebnisse zeigen die Änderungen des statischen Druckverlustkoeffizienten; hier sind leichte Verbesserungen bei den Kavitätäusblasungen erkennbar (kleiner 0,1 %), jedoch ein Abfall des statischen Verlustkoeffizienten um 0,13 %. Die Druckverlustkoeffizienten ζ werden aus dem Quotienten der Druckdifferenz vor und hinter der Passage ($p_{\text{stromauf}} - p_{\text{stromab}}$) und dem dynamischen Druckanteil gebildet. Für den dynamischen Druckanteil wird die Geschwindigkeit im Mittelschnitt c_m^2 der Passage verwendet.

$$\zeta = \frac{P_{\text{stromauf}} - P_{\text{stromab}}}{\frac{1}{2} \rho c_m^2} \quad (3.1)$$

Für den statischen Druckverlustkoeffizienten werden die statischen, für den totalen die totalen Drücke verwendet. Die sehr geringen Änderungen der gemittelten Werte täuschen darüber hinweg, dass die lokalen Änderungen der Totaldruckverlustkoeffizienten durchaus größer sind. So liegt der Minimalwert des Koeffizienten um bis zu 1,5 % tiefer und der Maximalwert um bis zu 1,7 % höher als bei der Messung ohne Sperrluft. Die Sperrlufteinbringung direkt am Schaufelfuß erzeugt lokale Abweichungen von -2,57 % bis +1,46 % gegenüber der Konfiguration ohne Sperrluft.

Ein Blick auf die umfangsgemittelten Geschwindigkeitskomponenten zeigt, dass die radiale Geschwindigkeit keine Änderungen aufweist. Die axiale Geschwindigkeit nimmt bei der Kavitäteneinblasung im unteren Drittel der Passage ab, was eine Folge von Verblockung oder Grenzschichtaufdickung sein könnte. Im mittleren Drittel nimmt sie um den gleichen Betrag zu. Die Ausblasung direkt am

Schaufelfuß hat eine deutliche Beschleunigung im unteren Bereich zur Folge, was hier durch die Geometrie nachvollziehbar ist. Die Umfangskomponenten verhalten sich analog zu den Axialkomponenten. Die Abströmwinkel zeigen durch die Einbringung der Sperrluft in der unteren Hälfte der Passage Minderumlenkungen von bis zu 4° , wobei auch hier darauf hingewiesen werden soll, dass die Konfiguration der "Root-Injection" gegenläufige Effekte verursacht. Betrachtet man nun das Druckverhältnis, das Temperaturverhältnis und auch die Wirkungsgrade mit und ohne Sperrluftausblasung, so sind die Unterschiede für die Druckverteilung deutlich messbar, bei den Temperaturverhältnissen sind nur sehr schwer Abweichungen oberhalb des Messfehlers zu erkennen. Beim Wirkungsgrad, der hier über die Druck- und Temperaturdifferenzen ermittelt wird, sind im Nabenbereich keine eindeutigen Tendenzen zu sehen, wobei eher von einem sinkenden Wirkungsgrad ausgegangen werden kann. In der Kanalmitte bilden sich Zonen mit Wirkungsgradsteigerungen aus. Die Genauigkeit der Wirkungsgradmessungen wird absolut mit 6,6% und relativ mit 2,55% angegeben. Die gemessenen Unterschiede liegen unter 5%. Somit sind die Aussagen kritisch zu hinterfragen. Interessant ist hierbei, dass die Betriebsbedingungen und Untersuchungsziele ähnlich denen am LSTR sind und damit einen wichtigen Anhaltspunkt zur Auslegung der Messtechnik bieten.

Messungen der selben Messkampagne im rotierenden System wurde ebenso von McLEAN ET AL. [37] durchgeführt. Dabei wurde eine mitrotierende Fünflochsonde 1,5 axiale Sehnenlängen stromab platziert. Auf insgesamt drei Höhenlinien wurde je eine Rotorpassage traversiert. Bei diesen Messungen wurde die Sperrluft entweder ausgeschaltet oder bei 1% des Hauptmassenstromes eingestellt. Alle drei Kühlkonfigurationen wurden vermessen. Zusammenfassend ist festzustellen, dass die durch die Kühlluft hervorgerufenen Änderungen im Strömungsfeld hinter dem Rotor sehr deutlich in der unteren und mittleren Kanalhöhe auftreten, während im oberen Bereich des Strömungskanal sehr geringe bis gar keine Effekte zu sehen sind. Insbesondere scheint die Sperrluft die Sekundärströmungen und -wirbel innerhalb der Rotorpassage derart zu beeinflussen, dass deren Positionen zur Kanalmitte verschoben werden. Die Konfiguration "Root Injection" zeigt schon wie bei den Ergebnissen im nichtrotierenden System gegenläufige Tendenzen.

An der ETH Zürich wurden in den Jahren um 2008 in Kooperation mit der Uni Stuttgart und der MTU ebenfalls Untersuchungen zum Einfluss der Sperrluftausblasung auf die Turbinenströmung durchgeführt, welche in eine Veröffentlichung von SCHÜPBACH ET AL. [58] mündeten. Bei den Untersuchungen wurden an einer $1\frac{1}{2}$ -stufigen

Axialturbine mit Fünflochsonden und *Fast Response Aerodynamic Probes* (FRAP)¹¹ gemessen. Dadurch konnten nicht nur zeitgemittelte sondern auch zeitaufgelöste Ergebnisse erhalten werden. Bei den Versuchen wurden zwei Konfigurationen vermessen, mit einer Absaugung aus der Kavität zwischen den Schaufelreihen von 0,14 % des Hauptmassenstromes und mit einer 0,9 %igen Ausblasung. Die Betriebsbedingungen dieser Turbine liegen vom absoluten Massenstrom her bei etwa 12,5 kg/s, einer Drehzahl von ca. 2700 U_{min} und einer Eintrittstemperatur von 328 K. Das Druckverhältnis wurde mit $\Pi = 1,65$ angegeben, wobei auf Umgebungsdruck expandiert wurde. Druckzahl ($\Psi = \Delta h/u^2$) und Durchsatzzahl ($\varphi = c_m/u$) liegen bei 2.36 und 0,65. Das Nabenverhältnis liegt bei diesem Prüfstand bei 0,825. Die Dimensionen sind mit einem Kanalausendurchmesser von 800 mm etwas kleiner als beim LSTR. Weitere Informationen über den Prüfstand sind verfügbar unter SELL ET AL. [59] und BEHR ET AL. [6]. Die umfangsgemittelten Messergebnisse haben für die beiden Konfigurationen Änderungen des Abströmwinkels von bis zu 1,4° aufgezeigt, wobei auch bei diesen Messungen die Änderungen auf die untere Hälfte des Strömungskanales beschränkt blieben. Die relativen Wirkungsgradunterschiede lagen im Maximum bei etwa 0,6 %, wobei die Variante mit Absaugung eine bessere Effizienz zeigte als bei Sperrluftausblasung. Ergebnisse von Totaldrucktraversen zeigen, dass sich bei einer Sperrlufteinbringung eine deutlich größere Druckverlustzone bei etwa 25 % Kanalhöhe einstellt. Die rotorrelativen Messungen an drei verschiedenen Relativpositionen von Rotor zu Stator zeigten, in welchen rotor-stator-relativen Positionen Schwankungen und Wechselwirkungen mit der Rotorströmung zu erwarten sind. Die Ergebnisse zeigen, dass die Variation der Sperrluft starke Auswirkungen auf das Verhalten von Wirbelstrukturen in den Schaufelpassagen hat. Ebenso konnte mit den rotorrelativen Messungen gezeigt werden, dass die relative Position der Statorschaufeln ebenfalls einen Einfluss auf das Strömungsfeld im Rotor hat, insbesondere auch bei variierenden Sperrluftausblaseraten.

Am von *Karman Institute for Fluid Dynamics* (VKI) wurde ebenfalls der Einfluss der Sperrluft auf die Turbinenhauptströmung untersucht. Der dortige Prüfstand ist ein “*Blow Down Rig*“, bei dem die Luftversorgung nicht über einen Verdichter sondern über eine aufgeladene Druckkammer realisiert wird. Die Turbine ist deutlich kleiner als das LSTR und kann nur für Sekundenbruchteile im transsonischen Messbetrieb betrieben werden. Bei den Untersuchungen wurden ebenfalls die Sperrluftmassenströme variiert. Wegen des transsonischen Charakters der Strö-

¹¹ Diese Messmethode ist vergleichbar mit der Hot Wire Anemometry (HWA), die in dieser Arbeit verwendet wurde, siehe Kapitel 4.2.2

mung wurden keine Sonden zur Strömungsfeldtraversierung verwendet sondern ausschließlich Wanddrucksonden an den Plattformwänden und auf den Profilen. Die Ausblaseraten zwischen den Schaufelreihen wurden von $-0,5\%$ bis $+1,5\%$ variiert. Auch hier treten, wie bereits in den zuvor genannten Veröffentlichungen beschrieben, deutliche Druckunterschiede an den Endwänden auf. Das Druckniveau steigt mit der Erhöhung der Ausblaserate. Ebenso sind deutliche Differenzen in der Profildruckverteilung erkennbar, insbesondere auf der Saugseite der Schaufeln. Durch die transsonische Abströmung der Statoren werden durch die veränderten Einblaseraten die Stoßlagen im wandnahen Bereich stark beeinflusst. Die veränderten Stoßlagen haben einen erheblichen Einfluss auf die Stoßverluste und führen bei größeren Sperrluftausblaseraten zu steigenden Turbinenwirkungsgraden. Bei PAU ET AL. [44] konnten Wirkungsgradsteigerungen von etwa $1,1\%$ erzielt werden, wenn die Ausblaserate von -1% (Heißgaseinzug) auf $+0,3\%$ erhöht wurde. Die sich daraufhin einstellenden Strömungsformen im transsonischen Bereich sind nicht vergleichbar mit den Strömungsphänomenen in einer subsonischen Turbine. Daher soll nicht weiter auf transsonische Turbinen eingegangen werden, obgleich auch in diesem Bereich interessante Erkenntnisse erhalten wurden. Weiterführende Literatur zu den Wechselwirkungen zwischen Sperr- und Kühlluftströmen und der Turbinenhauptströmung in transsonischen Turbinen findet man beispielsweise in PANIAGUA ET AL. [43] und PAU ET AL. [44] oder in den Konferenzproceedings von GIRGIS ET AL. [23] und PANIAGUA [38].

Zusammenfassung

Die in diesem Kapitel erwähnten Forschungsberichte zeigten auf, dass es durchaus möglich ist, die Effekte der Sperrluftausblasung auf eine Turbine zu untersuchen und zu messen. Allerdings ist das Verhalten der Strömung sehr stark abhängig von der Turbinengeometrie und den Strömungsbedingungen. Die lokalen Effekte der Sperrluft auf die Abströmung einer Schaufelreihe sind mit Druck- und Winkeltraversen beschreibbar, die Einflüsse auf den Turbinenwirkungsgrad sind schwer messbar. Die gezeigten Ergebnisse dienen als Basis für die Prüfstands- und Messtechnikauslegung.

3.2 Dimensionslose Kenngrößen zur Prüfstandsauslegung

Wie bereits zu Beginn dieses Kapitels erläutert ist es nur schwer möglich, vollständige wissenschaftliche Erkenntnisse anhand von Versuchsreihen mit realen Turbinen zu erhalten. Ein Hauptargument, welches dagegen spricht, sind die damit verbundenen hohen Kosten von Testreihen in realen Maschinen. Hinzu kommt, dass bei wissenschaftlichen Untersuchungen häufig Parametervariationen notwendig sind, die umfangreiche Änderungen an den Maschinen notwendig machen und damit Kosten nach sich zögen. Bei Flugantrieben fänden die Tests am Boden, die späteren Einsatzbedingungen jedoch in großen Flughöhen bei anderen Drücken und Temperaturen statt. Eine Lösung des Problems wären Testreihen in Höhenprüfständen, was die Kosten wiederum sehr stark ansteigen ließe.

In solch einem Fall behilft man sich mit Kenngrößen, die eine Vergleichbarkeit zwischen den Betriebsbedingungen herstellen. Dimensionslose und bezogene Betriebsparameter ermöglichen es, die Arbeitsbedingungen eines Triebwerkes in großen Höhen anhand von Bodentests zu beschreiben. Damit ist der entscheidende Schritt weg von den realen Bedingungen getan und es ist naheliegend, noch weitere Schritte zur Umgehung der Nachteile von Testreihen in realen Turbinen zu gehen. Folglich führen diese Überlegungen zu Prüfstandsaufbauten.

Die Ergebnisse aus Prüfstandsmessungen sollen am Ende zu Erkenntnissen führen, die auch bei der Konstruktion von realen Maschinen anzuwenden sind. Daher müssen Tests bei *ähnlichen* Bedingungen stattfinden. Im Sinne der Strömungslehre sind zwei Strömungen ähnlich, wenn deren Reynoldszahlen und / oder deren Machzahlen übereinstimmen. Je nach Problemstellung können auch noch andere dimensionslosen Kenngrößen von Bedeutung sein, z. B. wenn Wärmeübertragung (meist mit der Prandtl-Zahl verbunden) oder Trägheitskräfte (Grashof-Zahl) eine Rolle spielen. Aerodynamische Problemstellungen von thermischen Turbomaschinen werden meist über eine Einhaltung der *Machschen Ähnlichkeit* oder der *Reynoldsschen Ähnlichkeit* behandelt. Die Reynoldszahl beschreibt das Verhältnis von Trägheitskräften zu Zähigkeitskräften und wird wie folgt gebildet:

$$Re = \frac{c L}{\nu} = \frac{\rho c L}{\mu} = \frac{p c L}{\mu R T} \quad (3.2)$$

Die Machzahl beschreibt das Verhältnis von Strömungsgeschwindigkeit c zur Schallgeschwindigkeit a :

$$Ma = \frac{c}{a} = \frac{c}{\sqrt{\gamma R T}} \quad (3.3)$$

Beim Aufbau eines Turbinenprüfstandes muss geklärt werden, welche Ähnlichkeitsbetrachtung berücksichtigt wird. Es ist wünschenswert, beide dimensionslosen Größen einzuhalten, jedoch entstünde damit ein komplexer Prüfstand. Bezogen auf Turbinenströmungen soll folgendes Beispiel die Situation verdeutlichen:

Größe	Zeichen	Wert	Einheit
Totaltemperatur	T	1700	K
Totaldruck	p_{tot}	1	MPa
Machzahl	Ma	0,2	-
Schaufelhöhe	L	40	mm
axiale Sehnenlänge der Schaufel	$L_{s, \text{ax}}$	20	mm
reale Sehnenlänge der Schaufel	$L_{s, \text{real}}$	50	mm
Gaskonstante	R	287	$J/(kg \cdot K)$
dynamische Viskosität	μ	$5 \cdot 10^{-5}$	$kg/(m \cdot s)$

Tabelle 3.1.: verwendete Strömungsrandbedingungen am Eintritt einer Turbine

Mit denen in Tabelle 3.1 beispielhaft angegebenen Werten ergibt sich die nach Gleichung (3.2) gebildete Reynoldszahl zu:

$$Re_{\text{real, LE}} = \frac{c L}{\nu} = \frac{\rho c L}{\mu} \approx 265.000$$

Die Reynoldszahl wird in diesem Beispiel mit der axialen Zuströmgeschwindigkeit, der Schaufelhöhe und den entsprechenden Eintrittszuständen gebildet, was formal unüblich ist. Hintergrund ist die bei der Auslegung des Turbinenprüfstandes nicht bekannte Schaufelgeometrie und deren aerodynamische Auslegung. Da die Abströmgeschwindigkeit wesentlich von der Beschauelung abhängt, wäre deren Ermittlung nur mit zu großen Toleranzen möglich gewesen. Bei einem für Hochdruckturbinen nicht unrealistischem Aspect Ratio¹² von 1 sind diese Annahmen für erste Auslegungsrechnungen ausreichend genau.

Ausgehend von der Annahme, dass der Turbinenprüfstand kalt betrieben wird, also dass keine Brennkammer oder sonstige Wärmezufuhr stattfindet und dass sich die Eintrittstemperatur aus der Umgebungstemperatur und der Kompressionserwärmung einer Luftversorgungsanlage zusammensetzt, ergibt sich als notwendige Eintrittsgeschwindigkeit in die Turbine:

$$Ma_{\text{Prüfstand}} = Ma_{\text{real}} = \frac{c}{a} = \frac{c}{\sqrt{\gamma R T}}$$

¹² Aspect Ratio ist das Verhältnis von Schaufelhöhe L zur Sehnenlänge $L_{s, \text{real}}$.

$$c = Ma_{\text{Prüfstand}} \sqrt{\gamma R T} = 0,2 \sqrt{1,4 \cdot 287 \text{ J/kgK} \cdot 313 \text{ K}} = 71 \text{ m/s}$$

Um mit diesen Werten die Reynoldszahl Re bei Prüfstandsbedingungen einzuhalten, folgt für die Schaufelhöhe:

$$Re_{\text{Prüfstand}} = Re_{\text{real}} = \frac{c L}{\nu} = \frac{\rho c L}{\mu} = \frac{p c L}{R T \mu}$$

$$L = Re_{\text{Prüfstand}} \cdot \frac{R T}{p} \cdot \frac{\mu}{c} = 265.000 \cdot 0,861 \cdot 2,7 \cdot 10^{-7} = 0,06 \text{ m}$$

Die errechnete Schaufelhöhe hat zur Folge, dass die messtechnische Erfassung der durch die Sperrluftausblasung hervorgerufenen Strömungsphänomene kaum möglich ist. Die Erkenntnisse aus den Ergebnissen zuvor beschriebener Forschungsvorhaben bestätigen dies. Hinter einer Schaufelreihe sind die Auswirkungen der Sperrluftausblasung bis in die Kanalmitte messbar. An der Rim Seal sind die direkten Stromlinien der Sperrluft nur nahe am Endwandbereich vorzufinden. Bei einer zuvor errechneten Schaufelhöhe von 6 cm und einer Fünflochsonde mit einem Kopfdurchmesser von beispielsweise 1,5 mm ist ein Messpunkt von 2,5 % Kanalhöhe erfassbar. Dieser Messpunkt liefert noch keine Strömungsgrößen sondern nur einen Druckwert. Sind Effekte kleiner als 2,5 % Kanalhöhe zu erwarten, können diese aufgrund möglicher Druckgradienten in der Strömung fehlerhaft ermittelte Strömungswinkel verursachen, die in Realität nicht vorliegen (vgl. Abbildung 3.1). Die messtechnische Erfassung von z.B. Wirbelstrukturen bedingt eine deutlich kleinere Messpunktgröße als die Ausdehnung des Wirbels. Zuvor zitierte Literaturstellen belegen, dass verschiedene Sperrluftausblaseraten oftmals große Differenzen im untersten Zehntel der Kanalhöhe verursachen. Genauere Strömungsanalysen mit diesem Kanalhöhe zu Sondengröße Verhältnis wären kaum realisierbar. Wird mit Sonden von 2,5 % radialer Kanalabdeckung gearbeitet, wird die Strömungsbeeinflussung durch die Sonden einen messbaren Einfluss haben. Dies gilt insbesondere für die Blockadewirkung der Sonde, die auf die Strömung wie ein Fremdkörper wirkt. Bei einem angenommenen Verhältnis von Schaufelteilung zu Schaufelhöhe von 0,5 werden bei derart kleinen Prüfständen durch den Sondenkopf 5 % des Kanals verblockt. Hierbei wird davon ausgegangen, dass der SONDENSCHAFTDURCHMESSER konstant bleibt, was nicht der Realität entspricht.

Um das Problem der zu geringen Schaufelhöhe zu lösen, die Effekte besser auflösen zu können und um die Einwirkungen der Messtechnik auf die Strömung zu reduzieren, muss ein Prüfstand vergrößert ausgeführt werden. Dies hat zur Folge, dass sowohl die Schaufelhöhe als auch der Turbinendurchmesser vergrößert werden

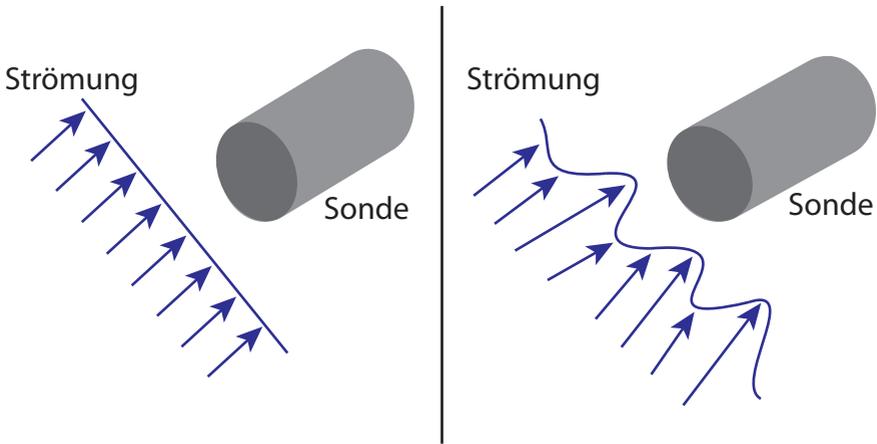


Abbildung 3.1.: Größe einer Fünflochsonde im Vergleich zu den Strömungsstrukturen: links: Strömungsstrukturen auflösbar, rechts: Strömungsstrukturen mit dieser Sondengröße nicht auflösbar

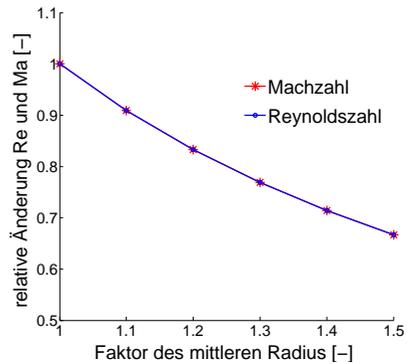
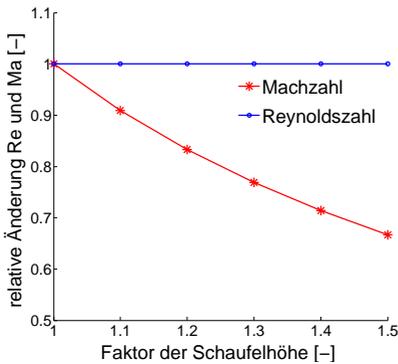
muss. Eine Vergrößerung bewirkt eine starke Reduktion der Geschwindigkeit bei gleich bleibendem Luftmassenstrom. Die Machzahl im Prüfstand wird sich entsprechend reduzieren, da diese nur von der Strömungsgeschwindigkeit abhängt.¹³ Die Reduktion der Machzahl müsste durch einen deutlich erhöhten Massenstrom ausgeglichen werden.

Die Reynoldszahl verhält sich diesbezüglich weniger empfindlich, da die sinkende Strömungsgeschwindigkeit im Zähler mit der ansteigenden bezogenen Länge (ebenfals im Zähler) zumindest teilweise kompensiert werden kann (siehe Gleichung (3.2)). Das Diagramm 3.2 verdeutlicht das Verhalten der beiden Kenngrößen.

Nach einer Vergrößerung der Strömungsfläche ist das gleichzeitige Einhalten der Reynoldszahl und der Machzahl nur durch die zusätzliche Änderung von Stoffkonstanten möglich. Häufig kommen dabei die Fluormethan- oder Fluorethanverbindungen zum Einsatz, die auch als Kältemittel Verwendung finden oder fanden (z.B. R-134a, R-11, R-21). Diese Kältemittel haben jedoch zusätzliche Sicherheitsmaßnahmen zur Folge, da sie häufig gesundheits- oder klimaschädlich sind.

Nach diesen Ausführungen stehen folgende Eigenschaften des Prüfstandes zur Wahl:

¹³ Dies gilt nur bei Betriebsparametern nahe des Umgebungsdruckes und der Umgebungstemperatur.



(a) Variation der Schaufelhöhe bei konstantem mittlerem Radius (b) Variation des mittlerem Radius bei konstanter Schaufelhöhe

Abbildung 3.2.: Verhalten von Reynolds- und Machzahl bei veränderlichen Kanalgeometrien. Der Massenstrom, der Eintrittsdruck und die Eintrittstemperatur sind konstant.

1. **Größe:** Die Akzeptanz einer schlechten Messauflösung zugunsten der exakten Einhaltung von Reynolds- und Machzahl.
2. **Leistungsdaten:** Der Verzicht auf die Reynoldssche Ähnlichkeit zugunsten der Machschen Ähnlichkeit, wobei die höheren nötigen Leistungen (Druckverhältnis und Massenstrom) berücksichtigt werden müssen.
3. **Strömungsmedium:** Die Verwendung eines anderen Strömungsmediums zugunsten der Einhaltung von Mach- und Reynoldszahl, wobei ein erhöhter Aufwand bezüglich Abdichtung, Sicherheit und Zugänglichkeit folgt.
4. **Kenngrößen:** Die Realisierung eines einfachen und günstigen Prüfstandes mit Verzicht auf die Machzahlähnlichkeit.

Eine Bewertung der Fakten, die in der obigen Aufzählung vereinfacht dargestellt wurden, führten zu dem Schluss, auf die Machsche Ähnlichkeit zu verzichten, um die Vorteile der einfacheren Gestaltung sowie der besseren messtechnischen Auflösung der Strömungsphänomene zu nutzen.

Bei der Beschreibung der Effekte der Sperrluft auf den Hauptmassenstrom spielt die Reynoldssche Ähnlichkeit eine größere Rolle als die Machzahl. Mit der Machschen Ähnlichkeit können aerodynamische Untersuchungen der Turbinenbeschau felung und der Profilverluste durchgeführt werden und mit realen transsonischen Schau felprofilen verglichen werden. Ebenso besteht die Möglichkeit bei der Sperrluft-Hauptstrom-Interaktion besondere Effekte durch die Stoßlagen und den damit verbundenen Druckschwankungen über der Rim Seal genauer zu untersuchen.

Die Mischungseffekte und Druckverluste durch die Sperrlufteinblasung sowie die grenzschichtnahen Strömungen von filmgekühlten Schaufeln sind stark abhängig von der Reynoldszahl. Es ist für diese Art von Untersuchungen daher wichtiger, die Grenzschicht ähnlich zu halten und somit in der Hauptströmung eine ähnliche Reynoldszahl einzuhalten. Sollte die Reynoldszahl bei Mischungsvorgängen nicht ähnlich sein, sind die daraus resultierenden Strömungsformen unterschiedlich zu denen in realen Anwendungen, da das Verhältnis der Trägheitskräfte zu den Zähigkeitskräften voneinander abweichen würde. Die Folge könnte sein, dass bei einer kleineren Re-Zahl die viskosen Kräfte unterschiedliche Gradienten der Strömung und damit ein komplett anderes Verhalten verursachen würden.

Durch die Kühl- und Sperrlufteinblasung ändert sich die Umströmung der Beschau felung. Die Widerstandskraft F_W eines Körpers in einer inkompressiblen Strömung wird durch den Widerstandsbeiwert c_W und der Anströmgeschwindigkeit c bestimmt, siehe Gleichung (3.4).

$$c_W = \frac{F_W}{\frac{1}{2} \rho c^2 A} \quad (3.4)$$

Der Widerstandsbeiwert c_W eines Körpers ist abhängig von der Reynoldszahl, $c_W = f(Re)$, wie Abbildung 3.3 entnommen werden kann. Die Einhaltung der Reynoldszahl ermöglicht die Vergleichbarkeit der Verlustmechanismen in Grenzschichten von realen Turbinen und Prüfstandsturbinen. Hierbei ist nicht entscheidend, dass die Reynoldszahl im Prüfstand exakt übereinstimmt, viel mehr muss der Bereich der Reynoldszahl identisch sein. In einem Bereich der Reynoldszahl von etwa 200.000 ist die Strömung turbulent und ausreichend weit vom Laminar- oder Übergangsbereich entfernt. Eine moderate Änderung der Reynoldszahl hat vernachlässigbare Effekte zur Folge. Weitere Details zu dieser Thematik können beispielsweise aus PRANDTL [50] entnommen werden.

Die Entscheidung für die Einhaltung der Reynoldszahl beantwortet nicht die Frage, wie die Betriebsbedingungen eines Triebwerkes oder einer Gasturbine in einem

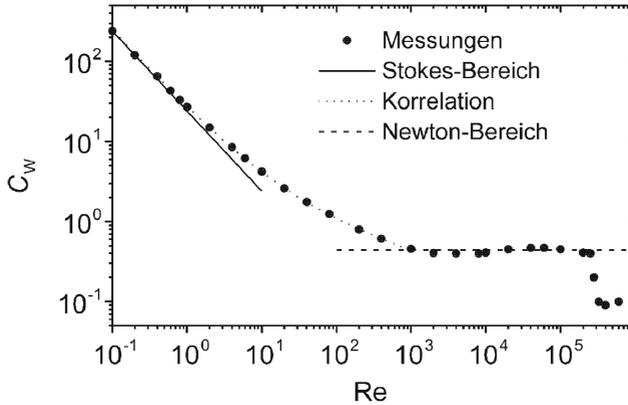


Abbildung 3.3.: Änderung des Widerstandsbeiwertes c_w einer Kugel in Abhängigkeit von der Reynoldszahl, aus VDI-WÄRMEATLAS [61], modifiziert

Prüfstand nachgebildet werden können. Ein entscheidender Faktor ist die Einhaltung der Kenngrößen einer Stufe, wie sie in Kapitel 2.2 vorgestellt wurden. Die Einhaltung des Reaktionsgrades (vgl. Gleichung (2.6) auf Seite 21) stellt in diesem Fall kein großes Problem dar, da mit dieser Größe die stattfindende statische Enthalpieabsenkung von Stator und Rotor zueinander in Beziehung gesetzt wird. Mit der Durchsatz- oder Lieferzahl (vgl. Formel (2.7) auf Seite 21) ist der notwendige Massenstrom bestimmbar. Da die Axialgeschwindigkeit durch die Größe des Strömungskanales sehr stark abnimmt, wird der Quotient aus Volumenstrom und Fläche, also die Zuströmgeschwindigkeit, sehr viel kleiner.

$$\frac{\dot{V}_{2,TW}}{A_{2,TW}} \gg \frac{\dot{V}_{2,Pruef}}{A_{2,Pruef}} \Rightarrow c_{m, ax, TW} \gg c_{m, ax, Pruef}$$

Daher muss zur Einstellung einer realitätsnahen Lieferzahl die Drehzahl des Prüfstandes deutlich kleiner sein als in einer Triebwerksturbine. Dabei ist allerdings noch der Durchmesser zu berücksichtigen, da der eines Prüfstandes normalerweise nicht mit dem eines Triebwerkes übereinstimmt. Der Durchmesser ergibt zusammen mit der Drehzahl die Schaufelumlaufgeschwindigkeit u .

Das Totalenthalpiegefälle über eine Stufe wird beim realen Triebwerk aufgrund der hohen Druck- und Temperaturdifferenzen am Ein- und Austritt der Turbine deutlich höher sein als in einem Prüfstand. Aufgrund des geringen Totalenthalpiegefälles im Prüfstand ist es notwendig, die Umfangsgeschwindigkeit u des Rotors zu reduzieren,

damit die Druckzahl (siehe Gleichung (2.8) auf Seite 22) der realen Turbine mit der des Prüfstandes übereinstimmt. Mit der Einhaltung der Lieferzahl φ , der Druckzahl Ψ , der Reynoldszahl Re sowie des Reaktionsgrades Φ ist es nun möglich, die Turbine ähnlich auszulegen.

Soll der Einfluss von Kühlluftströmen auf die Turbinenströmung untersucht werden, sind auch Kenngrößen zur Charakterisierung der Kühlluftmassenströme bei der Auslegung eines Prüfstandes von Bedeutung. Eine Größe ist das Verhältnis von eingebrachtem Sperrluftmassenstrom zum Hauptmassenstrom.

Wird auf Wärmeübertragung verzichtet, so stellt das Massenstromverhältnis sicher, dass die zusätzlich eingetragene Strömung ähnliche Blockadeeffekte in einem Schaufelkanal hervorruft. Blockadeeffekte werden zusätzlich von der Ausblaserichtung und dem relativen Ausblaseimpuls verursacht. Eine beschreibende Kenngröße ist das Impulsverhältnis I :

$$I = \frac{\rho_{\text{sek}} c_{\text{sek}}^2}{\rho_{\text{prim}} c_{\text{prim}}^2}$$

Mit dem Impulsverhältnis¹⁴ I kann eine Quereinblasung in eine Hauptströmung charakterisiert werden (vgl. FINDEISEN [19]). Es lässt sich bei konstantem Massenstrom durch die Fläche der Rim Seal einstellen. Neben der Rim Seal Fläche ist auch die Einblasung der Sperrluft in den Kavitätenraum entscheidend. Wird die Sperrluft mit einem zu hohen Impuls im Vergleich zu einem mit der Rotorumlaufgeschwindigkeit an der Einblasestelle gebildeten Impuls eingeblasen, werden sich die Strömungsverhältnisse in der Kavität stark verändern. Daher sollte den Sperrluftzuführungen in der Kavität, den *Cooling Holes*, eine passende Strömungsfläche zugeordnet werden.

3.3 Bestimmung der Betriebspunkte des Prüfstandes

In diesem Abschnitt wird detaillierter auf die Auslegungskriterien des Prüfstandes eingegangen. Nachdem im letzten Abschnitt die generelle Begründung bezüglich der Einhaltung der Reynoldszahl und die Konsequenzen auf einige Kenngrößen von Turbinen erklärt wurden, sollen einige Aspekte detaillierter betrachtet werden.

¹⁴ Das Impulsverhältnis ist formal ein auf ein Flächenelement normiertes Impulsstromverhältnis.

Bestimmung des Massenstromes

Der Erhaltungssatz der Masse (Kontinuitätsgleichung) lautet nach SPURK [60]

$$\int_V \int \int \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_S \int \rho c_i n_i dS = 0 \quad (3.5)$$

Geht man von stationärer, drallfreier und orthogonaler Anströmung zur Turbine aus, so vereinfacht sich die Kontinuitätsgleichung zu $\dot{m} = \rho c A$. Löst man diese Beziehung nach der Geschwindigkeit c auf und setzt diesen Ausdruck in die Reynoldszahl (Gleichung (3.2) auf Seite 43) ein, so erhält man mit $A = \pi(r_a^2 - r_i^2)$:

$$Re = \frac{\rho \dot{m} L}{\mu \rho \pi (r_a^2 - r_i^2)} = \frac{\dot{m}}{\mu \pi (r_a + r_i)} = \frac{\dot{m}}{\mu \pi r_a (1 + \frac{r_i}{r_a})} \quad (3.6)$$

Der zur Einstellung einer festgelegten Reynoldszahl benötigte Massenstrom ist proportional zum Ringraumdurchmesser. Die Schaufelhöhe geht hierbei nicht ein, jedoch ist, wie in Kapitel 3.2 erläutert, anzustreben, dass die Schaufelhöhe möglichst groß gewählt wird. Die genaue Schaufelhöhe sollte sich an dem Gehäuse-Naben-Verhältnis r_i/r_a der realen Turbine orientieren.

Bestimmung der Drehzahl

Bei vorgegebener Geometrie errechnet sich der Massenstrom aus der Reynoldszahl (siehe Kapitel 3.3). Über den Massenstrom wird die axiale Zuströmgeschwindigkeit festgelegt. Die Durchsatzzahl des Prüfstandes soll der einer realen Turbine entsprechen. So ist die Umfangsgeschwindigkeit der Beschaukelung bei bekannter Geometrie eindeutig bestimmbar. Eine Erweiterung der in Kapitel 2.2 erwähnten Durchsatzzahl (vgl. Gleichung (2.7) auf Seite 21) führt zu:

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{uA} = \frac{c_{m, ax} A}{uA} = \frac{c_{m, ax}}{u}$$

Bestimmung des Druckverhältnisses

Ein weiterer wichtiger Parameter zur Dimensionierung der Prüfstandsleistung ist das vom Hauptgebläse zu liefernde Druckverhältnis für die Turbine. Das Druckverhältnis

über die Versuchsturbine ist im Regelfall nicht so groß wie in einer realen Turbine. Es stellt sich nun die Aufgabe, das für die Ähnlichkeitsbetrachtungen benötigte Druckverhältnis für einen Prüfstand zu bestimmen.

Im Kapitel 2.2 wurde als eine charakteristische Kenngröße von Turbinen die Druckzahl und Leistungszahl (Gleichung (2.8) und (2.9) auf Seite 22) vorgestellt. Eine Erweiterung der Leistungszahl λ mit der Eulerschen Turbinengleichung (Gleichung (2.4) auf Seite 20) führt zu:

$$\lambda = \frac{|\Delta h_{\text{tot}}|}{u^2} = \frac{|u \Delta c_u|}{u^2} = \frac{|\Delta c_u|}{u} \quad (3.7)$$

Sie ist ein Maß für die Umlenkung und damit für die Belastung der Beschauflung. Bei der Durchsatz- oder Lieferzahl wurde bereits erwähnt, dass durch die niedrigeren Temperaturen im Prüfstand und die damit verbundenen niedrigeren Geschwindigkeiten die Drehzahl stark abgesenkt werden muss. Dies hat auch einen großen Effekt auf die Druckzahl bzw. auf die Umlenkung der Beschauflung. Die Totalenthalpiedifferenz über die Turbine kann nun wie folgt ausgedrückt werden:

$$\Delta h_{\text{tot}} = c_p (T_{\text{tot, zu}} - T_{\text{tot, ab}}) = c_p T_{\text{tot, zu}} \left(1 - \Pi_{\text{Turbine}}^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right)$$

Umgestellt nach Π ergibt sich nun mit $\Delta h_{\text{tot}} = \lambda_{\text{real}} u^2$ (vgl. Gleichung (2.9) auf Seite 22) und unter der Voraussetzung, dass die Leistungszahl im Triebwerk der Leistungszahl am Prüfstand entsprechen soll, folgender Ausdruck:

$$\Pi_{\text{Turbine}} = \left(1 - \frac{\lambda_{\text{real}} u^2}{c_p T_{\text{tot, zu}}} \right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}}$$

Wird die Schaufelumlaufgeschwindigkeit u mit der Durchsatzzahl (Gleichung (2.7) auf Seite 21) und die Axialgeschwindigkeit zur Berechnung der Durchsatzzahl mit Hilfe der Gleichung (3.11) ermittelt, so ergibt sich für das benötigte Druckverhältnis folgender Ausdruck:

$$\Pi_{\text{Turbine}} = \left(1 - \frac{\lambda_{\text{real}} Re^2 \mu^2}{\varphi_{\text{real}}^2 c_p \rho_{\text{zu}}^2 T_{\text{tot, zu}} L^2} \right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} \quad (3.8)$$

Alle in Gleichung (3.8) aufgeführten Faktoren sind bekannt oder können errechnet werden. Somit lässt sich das für den Prüfstand benötigte Druckverhältnis berechnen.

Betriebsparameter bei variierenden Zustrombedingungen

Nach der Bestimmung der wesentlichen Auslegungsparameter des Turbinenprüfstandes soll geklärt werden, wie auf betriebliche Abweichungen von Auslegungsdrücken und -temperaturen am Turbineneintritt zu reagieren ist und welche Auswirkungen diese auf die Turbinenströmung haben.

Im Folgenden wird eine Abweichung der Eintrittszustände Druck und Temperatur von den Auslegungswerten während des Prüfstandsbetriebes angenommen. Die Änderungen führen zur Anpassung bestimmter absoluter Größen, um dimensionslose oder reduzierte Kenngrößen einzuhalten. Dazu werden in den weiteren Betrachtungen zuerst der reduzierte Massenstrom und die reduzierte Drehzahl konstant gehalten um danach die Auswirkungen auf die Aerodynamik zu erläutern. Anschließend werden die selben Betrachtungen für eine konstant einzustellende Reynoldszahl durchgeführt. Hintergrund dieser Überlegungen ist, dass sowohl der reduzierte Massenstrom \dot{m}_{red} und die reduzierte Drehzahl n_{red} als auch die Reynoldszahl bei einer Änderung der Eintrittsbedingungen gleichzeitig nicht konstant gehalten werden können.

Bei einer Änderung des Eintrittsdruckes oder der Eintrittstemperatur muss der Massenstrom angepasst werden, um nach Gleichung (2.10) (Seite 22) den reduzierten Massenstrom \dot{m}_{red} konstant zu halten. Damit gilt mit $\dot{m}_1 \neq \dot{m}_2$ und gleich bleibender Geometrie ($A_1 = A_2$ und $L_1 = L_2$) und Viskosität ($\mu_1 = \mu_2$) für die Reynoldszahl:

$$Re_1 = \frac{\dot{m}_1 L_1}{\mu_1 A_1} \neq \frac{\dot{m}_2 L_2}{\mu_2 A_2} = Re_2$$

Das Einsetzen von $\dot{m} = \rho c A$ und der idealen Gasgleichung ($p = \rho R T$) in die Formel des reduzierten Massenstromes ergibt:

$$\dot{m}_{\text{red}} = \frac{\dot{m} \sqrt{R T_{\text{tot}}}}{A p_{\text{tot}}} = \frac{\rho c A \sqrt{R T_{\text{tot}}}}{A p_{\text{tot}}} = \frac{\rho c \sqrt{T_{\text{tot}}}}{p_{\text{tot}} \sqrt{R T}}$$

Mit $\dot{m}_{\text{red}} = \dot{m}_{\text{red}}^*$, wobei die mit * bezeichneten Größen die Größen nach der Änderung der Eintrittszustände sein sollen, folgt:

$$\frac{c}{c^*} = \frac{T \sqrt{R} p_{\text{tot}} P^* \sqrt{T_{\text{tot}}^*}}{T^* \sqrt{R} p_{\text{tot}}^* P \sqrt{T_{\text{tot}}}} = \frac{T p_{\text{tot}} P^* \sqrt{T_{\text{tot}}^*}}{T^* p_{\text{tot}}^* P \sqrt{T_{\text{tot}}}} \quad (3.9)$$

Konstante Machzahl

Bei konstanter Machzahl (was Bedingung für die reduzierten Größen ist) ist nach Gleichung (2.11) (Seite 23) $T_{\text{tot}}^*/T^* = T_{\text{tot}}/T$ und nach Gleichung (2.12) $p_{\text{tot}}^*/p^* = p_{\text{tot}}/p$. Somit ergibt sich aus Gleichung (3.9) für das Geschwindigkeitsverhältnis:

$$\frac{c}{c^*} = \sqrt{\frac{T}{T^*}}$$

Die Änderung der Zu- oder Abströmgeschwindigkeit ist bei gleich bleibender Machzahl erwartungsgemäß nur abhängig von der Temperaturänderung. Bei sich veränderndem Eintrittsdruck muss allerdings der Massenstrom angepasst werden, damit die Eintrittsgeschwindigkeit konstant bleibt.

Wenn sich die Abströmgeschwindigkeit des Stators ändert, müssen sich die Geschwindigkeitsdreiecke am Rotoreintritt ebenfalls ändern. Um keine Fehlanströmung des Rotors zu erhalten, ist die Umfangsgeschwindigkeit u der Schaufeln proportional zur Änderung der Abströmgeschwindigkeit des Stators anzupassen. Dies hat eine kleine Änderung der reduzierten Drehzahl zur Folge, da diese mit der Totaltemperatur gebildet wird.

$$\frac{n^*}{n} = \frac{c^*}{c} = \sqrt{\frac{T^*}{T}} \Rightarrow n_{\text{red}} = \frac{n}{\sqrt{T_{\text{tot}}}} \quad (3.10)$$

Die Änderung der Geschwindigkeitsdreiecke ist in Abbildung 3.4 zu sehen.

Konstante Reynoldszahl

Soll nun die Reynoldszahl bei Druck- und Temperaturschwankungen am Eintritt konstant gehalten werden, so ist nur der Eintrittsmassenstrom konstant zu halten, wie aus folgender Umformung ersichtlich ist:

$$Re = \frac{\rho c L}{\mu} = \frac{\rho c A L}{\mu A} = \frac{\dot{m} L}{\mu A} = \frac{p c L}{\mu R T} \quad (3.11)$$

Es ist aus der letzten Umstellung ersichtlich, dass eine Änderung des Eintrittsdruckes oder der Eintrittstemperatur eine proportionale (bei der Temperatur) oder antiproportionale (beim Druck) Änderung der Eintrittsgeschwindigkeit erfordert, damit

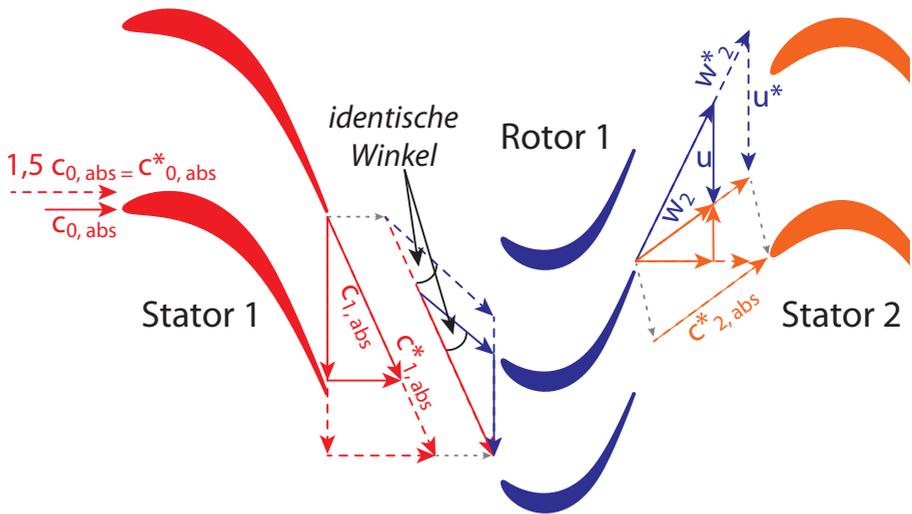


Abbildung 3.4.: Änderung der Geschwindigkeitsdreiecke bei sich ändernden Zuströmbedingungen

die Reynoldszahl konstant bleibt. Dies hat zur Folge, dass sich die Strömungsgeschwindigkeit am Statoraustritt ebenfalls ändert.¹⁵ Um nun Fehlanströmungen am nachfolgenden Rotor zu vermeiden, muss die Drehzahl wie folgt angepasst werden:

$$\frac{n^*}{n} = \frac{p}{p^*} \frac{T^*}{T} \quad (3.12)$$

Eine Ausmultiplikation ergibt nun, dass sich dabei die Reynoldszahl an der Rotorschaukel nicht ändert, allerdings die Anströmgeschwindigkeit.

Folgende Schlussfolgerungen können nun aus den vorangegangenen Betrachtungen gezogen werden:

¹⁵ Hierbei wurde vernachlässigt, dass sich bei einer geänderten Schaufelumströmungsgeschwindigkeit deren Einfluss auf die Strömung (z.B. Minderumlenkung) ändern. Dies würde die prinzipiellen Betrachtungen nicht wesentlich ändern.

1. Der reduzierte Massenstrom und auch die Reynoldszahl können bei Änderungen der Eintrittsbedingungen nicht beide konstant gehalten werden.¹⁶
2. Die Änderung der Reynoldszahl bei konstant gehaltenem reduziertem Massenstrom am Statoreintritt hat die gleiche Größenordnung wie die Änderung des reduzierten Massenstromes bei konstanter Reynoldszahl.
3. Die Rotordrehzahlen müssen jeweils angepasst werden, um keine Fehlanströmungen zu erhalten; bei einer Einstellung des reduzierten Massenstromes ist eine Drehzahlenanpassung nur notwendig, wenn sich die Eintrittstemperatur ändert.
4. Die Zuströmgeschwindigkeit des Stators und des Rotors ändert sich bei konstanter Reynoldszahl sowohl bei Druck- als auch bei Temperaturänderungen.
5. Bei konstanter reduzierter Drehzahl und konstantem reduziertem Massenstrom bleibt die Zuströmgeschwindigkeit der Profile bei Druckänderungen gleich; bei Temperaturänderungen ändern sich die Zuströmgeschwindigkeiten, nicht jedoch die Machzahlen.

Nach PRANDTL [50] ist der Auftrieb und der Widerstand eines 2D-Profiles abhängig von der dort vorliegenden Zirkulation. Der Widerstand bestimmt sich nach $F_w = \rho \Gamma (c_{u1} + c_{u2})/2$ und der Auftrieb nach $F_a = \rho \Gamma c_{ax}$ mit $\Gamma = t(c_{u1} - c_{u2})$. Dabei ist t die Teilung, also der Abstand zweier Profile¹⁷. Demnach sind die Profilkräfte maßgeblich abhängig von den Geschwindigkeiten der Strömung an den Profilen.

Es ist bei Änderungen der Zuströmbedingungen sinnvoll, die reduzierten Kenngrößen konstant zu halten, da diese im Wesentlichen die Zuströmgeschwindigkeiten und damit die Profilkräfte beeinflussen. Die Eintrittstemperatur des Prüfstandes kann eingestellt werden. Es ist somit kein temperaturbedingter Geschwindigkeitsunterschied der Profilanströmung zu erwarten. Die Änderung der Reynoldszahl ist dabei akzeptabel, da diese im einstelligen Prozentbereich liegt. Durch das hohe Reynoldszahlenniveau von über $Re \geq 200.000$ werden sich bei den moderaten Änderungen die Verhältnisse von Trägheits- zu Zähigkeitskräften kaum verschieben.

¹⁶ Dies gilt, sofern sich das Strömungsmedium nicht ändert.

¹⁷ Die hier errechneten Kräfte sind auf eine Tiefeneinheit eines unendlich ausgedehnten 2D-Profiles bezogen.

3.4 Berechnung des Turbinenwirkungsgrades

Der Wirkungsgrad hat eine zentrale Bedeutung bei der Bewertung einer Turbine. Wenn eine Turbine die zuvor erwähnten Anforderungen wie Leistungsabgabe, Drehzahl oder Durchsatz erfüllt, ist zusätzlich ein möglichst hoher Wirkungsgrad anzustreben. Damit kann die benötigte Fluidleistung und der Kraftstoffverbrauch reduziert werden.¹⁸ Im Allgemeinen wird der Wirkungsgrad einer Maschine definiert als:

$$\text{Wirkungsgrad} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}}$$

Die so einfach klingende Definition wird etwas komplexer, wenn eine detaillierte Bilanzierung durchgeführt wird, um den Wirkungsgrad einer Turbine zu berechnen. Das Verhältnis von Nutzen zu Aufwand, wie oben definiert, muss noch weiter präzisiert werden. Eine Möglichkeit besteht darin, den Nutzen einer Turbine als die abgegebene Wellenleistung zu bezeichnen, während der Aufwand durch die Fluidleistung definiert wird, besser durch die Leistungsabgabe des Fluides zwischen Ein- und Austritt der Turbine. Eine weitere Möglichkeit, den Wirkungsgrad zu beschreiben besteht darin, die verlustbehaftete Zustandsänderung (bei der Turbine die Leistungsabgabe) zur maximal möglichen Leistungsabgabe einer verlustfreien Zustandsänderung ins Verhältnis zu setzen.

In diesem Abschnitt werden unterschiedliche Wirkungsgraddefinitionen erläutert. Zunächst wird auf den *isentropen* Turbinenwirkungsgrad ohne Kühl- und Sperrluftausblasung eingegangen gefolgt von Wirkungsgradberechnungsmethoden für eine Turbine mit zusätzlicher Kühl- und Sperrluftausblasung.

Isentroper Turbinenwirkungsgrad

Bei der Berechnung des isentropen Turbinenwirkungsgrades wird davon ausgegangen, dass die Expansion in einer Turbine zunächst isentrop (adiabat-reibungsfrei) verläuft. Nach Abschluss der Expansion werden der Zustandsänderung die dabei real entstandenen Verluste hinzu addiert. Mit konstanter spezifischer Wärme folgt daraus:

$$\eta_{\text{is}} = \frac{\Delta h_{\text{tot}}}{\Delta h_{\text{tot, is}}} = \frac{c_p \Delta T_{\text{tot}}}{c_p \Delta T_{\text{tot, is}}} = \frac{T_{\text{tot ein}} - T_{\text{tot aus}}}{T_{\text{tot ein}} - T_{\text{tot aus, is}}} \quad (3.13)$$

¹⁸ Bei der Gesamtauslegung einer Turbine spielen auch noch weitere Parameter wie Herstellung- und Wartungskosten eine entscheidende Rolle, daher wird der Wirkungsgrad einer Turbine nur selten der technisch maximal erreichbare Wirkungsgrad sein.

Die durch Gleichung (3.13) klar definierte und im h-s-Diagramm (Abbildung 2.2 auf Seite 19) einfach ablesbare Definition findet ihre Grenzen in der messtechnischen Erfassung am Turbinenprüfstand. Das erste Problem besteht darin, die theoretische Temperatur der isentropen Zustandsänderung zu messen. Es lässt sich mit der Isentropenbeziehung

$$\left(\frac{T_{\text{tot aus, is}}}{T_{\text{tot ein}}} \right) = \left(\frac{p_{\text{tot aus, is}}}{p_{\text{tot ein}}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{p_{\text{tot aus}}}{p_{\text{tot ein}}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

umgehen zu:

$$\begin{aligned} \eta_{\text{is}} &= \frac{T_{\text{tot ein}} - T_{\text{tot aus}}}{T_{\text{tot ein}} \left(1 - \left(\frac{p_{\text{tot aus, is}}}{p_{\text{tot ein}}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \\ &= \frac{1 - \frac{T_{\text{tot aus}}}{T_{\text{tot ein}}}}{\left(1 - \left(\frac{p_{\text{tot aus}}}{p_{\text{tot ein}}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \\ \eta_{\text{is}} &= \frac{1 - \frac{1}{\vartheta}}{1 - \left(\frac{1}{\Pi_{\text{Turbine}}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \end{aligned} \quad (3.14)$$

Dabei ist $\vartheta = T_{\text{tot ein}}/T_{\text{tot aus}}$ und $\Pi_{\text{Turbine}} = p_{\text{tot ein}}/p_{\text{tot aus}}$. Um die reale Enthalpiedifferenz Δh_t bestimmen zu können, müssen die Temperaturen am Eintritt und Austritt der Turbine gemessen werden. Die bei diesem Prüfstand kleinen Temperaturdifferenzen (etwa im Bereich von 5 bis 15 Kelvin) lassen eine ausreichende Messgenauigkeit nur schwer realisieren, was wiederum Auswirkungen auf die Gesamtgenauigkeit hat (vgl. Kapitel 4.3). Es ist daher sinnvoll, ausgehend von der Gleichung (3.13), den Zähler durch die Wellenleistung zu ersetzen, wobei dann absolute Strömungsgrößen verwendet werden müssen:

$$\eta_{\text{is}} = \frac{M \omega}{\dot{m} \Delta h_{\text{tot, is}}} = \frac{M \omega}{\dot{m} c_p T_{\text{tot ein}} \left(1 - \left(\frac{p_{\text{tot aus}}}{p_{\text{tot ein}}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \quad (3.15)$$

Wirkungsgradbestimmung mit Sekundärluftausblausung

Bei den Herleitungen der Wirkungsgrade im vorangegangenen Abschnitt wurden spezifische (intensive) Größen verwendet. Dies ist angemessen, da es sich in einer

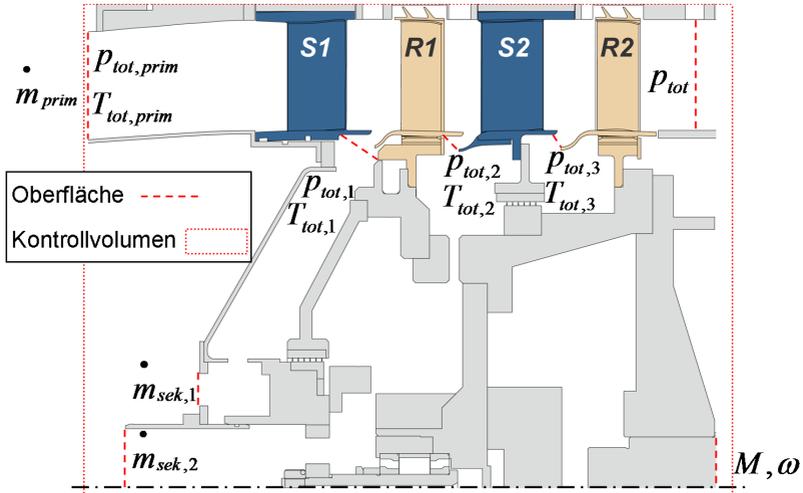


Abbildung 3.5.: Kontrollvolumen der Turbine

Turbine um einen stationären Fließprozess handelt und bisher nur ein Massenstrom berücksichtigt werden musste. Durch die Ausblasung von Kühlluftmassenströmen müssen die Bilanzen nun mit extensiven Größen aufgestellt werden, da die Massenströme nicht gleich groß sind. Basierend auf den Überlegungen zum isentropen Turbinenwirkungsgrad sollen nun die Sekundärmassenströme berücksichtigt werden. Dazu wird die Energiegleichung oder der erste Hauptsatz der Thermodynamik verwendet, um den stationären Fließprozess zu beschreiben. Nach SPURK [60] folgt für die Energiegleichung:

$$\frac{D}{Dt}(K + E) = P + \dot{Q} \quad (3.16)$$

Darin enthalten sind die innere Energie E , die kinetische Energie K , die Leistung der äußeren Kräfte (Volumen- und Oberflächenkraft) P sowie die Wärmeströme \dot{Q} . Als Kontrollvolumen wird entsprechend Abbildung 3.5 die gesamte Turbine verwendet, wobei diese als adiabat angenommen wird ($\dot{Q} = 0$). Über die Systemgrenzen treten nur die Massenströme mit den dazugehörigen Energien sowie die Wellenleistung. Volumenkräfte (z.B. Gewichtskraft) können vernachlässigt werden. Für einen stationären Fließprozess gilt somit:

$$0 = P + \sum_j m_j(\Delta h_{tot,j}) \quad (3.17)$$

Wie schon zuvor erwähnt ist $P = M\omega$ die über die Turbinenwelle abgegebene Leistung. Die zu betrachtenden Massenströme sind der Hauptmassenstrom \dot{m}_{prim} und die Sperrluftmassenströme \dot{m}_j . Die Enthalpiedifferenzen der Massenströme lassen sich aus den Ein- und Austrittszuständen errechnen. So folgt für den Wirkungsgrad mit Berücksichtigung der Sperrluftmassenströme \dot{m}_j :

$$\eta_{\text{Turb}} = \frac{M\omega}{\dot{m}_{\text{prim}}c_p T_{\text{tot ein}} \left(1 - \left(\frac{T_{\text{tot aus}}}{T_{\text{tot ein}}}\right)\right) + \sum_j \dot{m}_j c_p T_{\text{tot, j}} \left(1 - \left(\frac{T_{\text{tot aus}}}{T_{\text{tot, j}}}\right)\right)} \quad (3.18)$$

Dabei sind die mit dem Index j gekennzeichneten Zustände die der Sekundärluftausblasung aus den unterschiedlichen Kavitäten. Die Positionen in einer Turbine, an denen die Zustände ermittelt werden, können Abbildung 3.5 entnommen werden. Wird eine isentrope Entspannung zu Grunde gelegt, so kann statt der Temperaturverhältnisse auch das Druckverhältnis des jeweiligen Sperrluftmassenstromes zum Turbinenaustritt berücksichtigt werden:

$$\eta_{\text{Turb}} = \frac{M\omega}{\dot{m}_{\text{prim}}c_p T_{\text{tot ein}} \left(1 - \left(\frac{p_{\text{tot aus}}}{p_{\text{tot ein}}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right) + \sum_j \dot{m}_j c_p T_{\text{tot, j}} \left(1 - \left(\frac{p_{\text{tot aus}}}{p_{\text{tot, j}}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)} \quad (3.19)$$

Der mit Gleichung (3.19) errechnete Wirkungsgrad kann im Allgemeinen ausreichend genau bestimmt werden. Auch im Prüfstand können die Größen mit ausreichender Genauigkeit ermittelt werden. Dagegen sind die zu messenden Größen für eine Wirkungsgradbestimmung nach Gleichung (3.18) insbesondere im Prüfstand mit relativ geringen Temperaturdifferenzen problematisch. Mit Hilfe der Isentropenbeziehung kann Gleichung (3.19) umgewandelt werden in

$$\eta_{\text{Turb}} = \frac{M\omega}{\dot{m}_{\text{prim}}c_p T_{\text{tot aus}} \left(\left(\frac{p_{\text{tot ein}}}{p_{\text{tot aus}}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right) + \sum_j \dot{m}_j c_p T_{\text{tot aus}} \left(\left(\frac{p_{\text{tot, j}}}{p_{\text{tot aus}}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)} \quad (3.20)$$

Gleichung (3.18) setzt voraus, dass alle Eintrittstemperaturen der Teilmassenströme sowie die Temperatur des Austrittsmassenstromes bekannt sind bzw. ausreichend genau gemessen werden können. Demgegenüber muss bei Gleichung (3.20) nur die Austrittstemperatur bekannt sein, dafür sind die Eintrittsdrücke sowie der Austrittsdruck notwendig. Alle Drücke und alle Eintrittstemperaturen müssen für die Berechnung nach Gleichung (3.19) gemessen werden. Dafür kann auf die

Austrittstemperatur verzichtet werden. Als Bezugsgröße wird in Gleichung (3.20) der Zustand am Austritt der Turbine verwendet. Da der Eintrittszustand als Referenz gelten soll, werden die Wirkungsgradberechnungen in den folgenden Kapiteln mit Gleichung (3.19) durchgeführt.

Die aufgestellten Gleichungen zur Wirkungsgradberechnung sind nur verwendbar für die Berechnung des gesamten Turbinenwirkungsgrades. Eine Berücksichtigung einzelner Turbinenstufen ist nicht möglich. Hintergrund sind die nicht vorhandenen messtechnischen Einrichtungen zur Bestimmung des Stufenwirkungsgrades. Der Einfluss unterschiedlicher Berechnungsmethoden hat KURZKE [33] in seiner Veröffentlichung aufgezeigt. Demnach gibt es Abweichungen beim Turbinenwirkungsgrad abhängig davon, ob man zur Berechnung jede einzelne Turbinenstufe oder die gesamte Turbine heranzieht.

Kavitätendrücke sind aufgrund der starken Interaktion sowie der Drosselstellen zur Massenstromregulierung teilweise schwer zu ermitteln. Aus Genauigkeitsgründen werden jedoch die Druckverhältnisse für die Wirkungsgradermittlung bevorzugt. Die Einführung des Powersplit $PS = (\Delta h_{\text{tot, Stufe 2}} / \Delta h_{\text{tot, ges}})$ als Hilfsgröße ermöglicht die Berechnung des Wirkungsgrades nur mit Kenntnis des Turbinendruckverhältnisses $p_{\text{tot aus}} / p_{\text{tot ein}}$. Die Einbeziehung der Sperrluftmassenströme in die Wirkungsgradbilanz erfolgt anhand deren Temperaturen $T_{\text{tot, j}}$. Im Forschungsprojekt wird der Wirkungsgrad nach folgender Gleichung ermittelt:

$$\eta_{\text{MAGPI}} = \frac{M \omega}{c_p (\dot{m}_{\text{prim}} T_{\text{tot ein}} + PS \sum_j \dot{m}_j T_{\text{tot, j}})} \cdot \left(1 - \left(\frac{p_{\text{tot aus}}}{p_{\text{tot ein}}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \quad (3.21)$$

Der Powersplit liegt bei der im Forschungsprojekt verwendeten Beschau felung bei ca. 0,5. Zusätzlich wird hierbei postuliert, dass der in die Turbine eingeblasene Sperrluftmassenstrom nur in Stufe 2 Arbeit umsetzt. Messtechnisch ist der Powersplit schwer zu erfassen, da für jede Stufe das Drehmoment separat bestimmt werden müsste. Der PS kann deshalb hier nur aus Auslegungsdaten verwendet werden und ist relativ statisch und ungenau. Im Forschungsprojekt werden zudem nur die Sekundärluftströme mitbilanziert, die vor der kompletten zweiten Stufe eingebracht werden. Weitere Details werden im Kapitel 5 beschrieben.



4 Realisation und Beschreibung des Turbinenprüfstandes

In diesem Kapitel wird auf die Auslegung des Prüfstandes eingegangen. Der erste Teil des Kapitels befasst sich mit der Beschreibung des Prüfstandes. Darauf aufbauend wird die Messtechnik, die im Rahmen dieser Arbeit verwendet wurde, kurz erläutert. Der letzte Teil des Kapitels geht auf die Genauigkeiten der Messtechnik ein.

4.1 Prüfstandsbeschreibung

Der Turbinenprüfstand kann in zwei wesentliche Gruppen unterteilt werden. Die Kernkomponente bildet die Turbine. Der andere wesentliche Teil ist die Infrastruktur, die zur Versorgung der Turbine notwendig ist.

4.1.1 Charakterisierung der Turbine

Bei der Auslegung des Prüfstandes müssen zunächst die wesentlichen Parameter definiert werden. Dazu gehören der Massenstrom, das Druckverhältnis und die Drehzahl. Die dimensionsbehafteten Größen lassen sich aus den dimensionslosen Größen herleiten, die im Kapitel 3.3 behandelt wurden. Um die Turbine möglichst realitätsnah gestalten zu können, werden dimensionslose Kenngrößen realer Turbinen verwendet. Tabelle 4.1 listet charakteristische Kennzahlen aus verschiedenen Veröffentlichungen auf.

Die in Tabelle 4.1 mit * markierten Werte sind die Parameter aus dem Forschungsprojekt MAGPI. Die Reynoldszahl Re_1 wird mit der Schaufelhöhe und der Eintrittsgeschwindigkeit gebildet; Re_2 ist die mit der Abströmgeschwindigkeit und der Sehnenlänge des ersten Stators gebildete Abströmreynoldszahl. Das Verhältnis von Sekundärmassestrom zu Primärmassestrom $\dot{m}_{\text{sek}}/\dot{m}_{\text{prim}}$ des Prüfstandes ist der maximal lieferbare Sperrluftmassestrom, der von der Sekundärluftversorgung für den gesamten Prüfstand zur Verfügung gestellt werden kann. Aufgrund der konstruktiven Gestaltung der Sekundärluftkanäle werden aber nur wenige Prozent des Hauptmassestromes an einer Rim Seal ausgeblasen. Somit stehen noch

Größe	Turbinenprüfstand	Ong [42]	Pyliouras [53]	Haselbach [25]	Marini [35]	Schüpbach [58]
Re_1	270k*					
Re_2	300 - 500k*		1.800k	200k	600k	
Ma_{ab}	0,2	0,7 - 0,8	0,74	0,7 - 0,8	1,15	
φ	0,27 / 0,75*	0,39	0,32		0,6	0,65
Ψ	2* / 2,3*		1,44		1,8	2,36
Φ	0,45* / 0,5*		0,47		0,29	
$\dot{m}_{sek}/\dot{m}_{prim}$	max. 20 %		2 %		1,2 %	0,9 %
Typ	LPT*	HPT	HPT	LPT	HPT	

Tabelle 4.1.: Kennzahlen des Turbinenprüfstandes sowie vergleichbarer Turbinen

ausreichend Reserven zur Kühlluftversorgung anderer Komponenten, wie z.B. der Turbinenbeschaukelung, zur Verfügung.

Die Kenngrößen sollen nicht punktgenau eingehalten werden, sondern nur eine Orientierung zur Auslegung bieten. Neben den aus den Kenngrößen berechenbaren aerodynamischen Parametern der Turbine ist noch die Dimension der Turbine festzulegen. Ein Modell der Turbine ist in Abbildung 4.1 zu sehen. Aus Sicht der geometrischen Rahmendaten passt es gut in die theoretisch entwickelten Werte, so dass nicht auf wesentliche Eigenschaften verzichtet werden muss.

Die wichtigsten geometrischen Daten der Turbine sind in Tabelle 4.2 zusammengefasst.

Die Turbine ist zweistufig ausgeführt. Der Rotor ist fliegend gelagert. Damit das Strömungsfeld mindestens einer Schaufelpassage vermessen werden kann, sind die beiden Statoren in Umfangsrichtung traversierbar. Bis auf die Messebene vor der ersten Statorschaufelreihe sind die Messzugänge in Umfangsrichtung nicht traversierbar. Die in Umfangsrichtung traversierbare Messebene vor der Turbine erlaubt es, die Eintrittsbedingungen der Turbinenströmung zu erfassen bzw. Ungleichförmigkeiten zu erkennen¹⁹.

Die konstruktive Auslegung der Turbine entspricht in den Abmessungen des Hauptströmungskanal den Verhältnissen einer Hochdruckturbinen. Im Forschungsprojekt MAGPI ist die aerodynamische Auslegung der Beschaukelung an der einer Nieder-

¹⁹ Inbetriebnahmemessungen haben bei den Betriebspunkten nach Tabelle 5.1 auf Seite 86 gezeigt, dass am Turbineneintritt die Druckverteilung über den Umfang um weniger als 0,05 % und die Temperaturverteilung über den Umfang um weniger als 1 % vom Mittelwert schwankt.

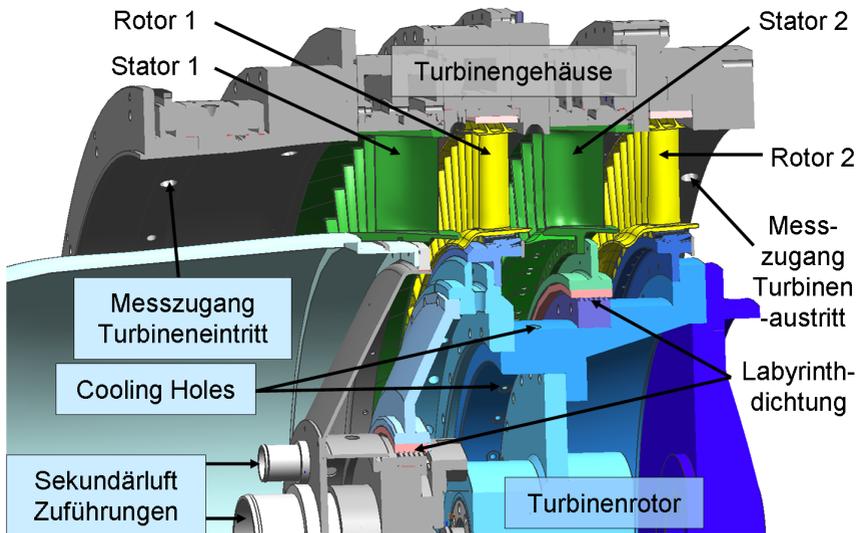


Abbildung 4.1.: Schnittansicht der Turbine

druckturbinen angelehnt. Da das Aspect Ratio einer Niederdruckturbinen größer ist als bei einer Hochdruckturbinen, die axiale Länge des Turbinengehäuses aber nicht geändert wurde, ergibt sich daraus ein größerer bezogener Schaufelabstand. Dieser ist definiert als das Verhältnis von axialen Abständen zwischen den Schaufelreihen zu der axialen Sehnenlänge einer Schaufel.²⁰

Die Konstruktion des Gehäuses und des Rotors erlauben es, die beiden Statorschaufelreihen sowie die erste Rotorschaufelreihe gekühlt auszuführen. Ebenso können die Kavitäten individuell mit Sperrluft versorgt werden. Zusätzlich besteht die Möglichkeit, Kühlluft oberhalb des ersten Rotors einzubringen. In der MAGPI-Konfiguration werden nur die Kavitäten stromauf Rotor 1 und stromauf Stator 2 aktiv mit Sperrluft versorgt.

²⁰ Ein Foto der nicht eingebauten Beschauung ist in Abbildung A.1 auf Seite 123 zu sehen.

Eigenschaft	Dimension	Wert
Außenradius Strömungskanal	mm	568
Durchmesser Verhältnis (D_i/D_a)	-	0,76
axiale Länge	mm	468
max. axiale Sehnenlänge Statoren	mm	120
axialer Schaufelabstand (Stator 1 - Rotor 1 / R1 - S2 / S2 - R2)	mm	63 / 49 / 66
Aspect Ratio (Schaufelhöhe/axiale Sehnenlänge) S1 / R1 / S2 / R2	-	1,8 / 2,7 / 1,8 / 2,7
Kanalaufweitung	-	keine
Anzahl der Stufen	-	2
Statortraversierung	°	ca. 25

Tabelle 4.2.: Wesentliche geometrische Daten der Turbine

4.1.2 Infrastruktur des Turbinenprüfstandes

Aus den geometrischen Rahmenbedingungen der Turbine und den dimensionslosen Kennzahlen (vgl. Kapitel 4.1.1) ergibt sich ein Prüfstand, der die in Tabelle 4.3 aufgelisteten Leistungsdaten aufweist.

Dabei ist zu berücksichtigen, dass aufgrund der Verfügbarkeit von Komponenten die minimalen Anforderungen aus den theoretischen Überlegungen übertroffen werden.

Der Prüfstand ist in geschlossener Bauweise (Göttinger Art) ausgeführt, wie Abbildung 4.2 entnommen werden kann. Die Luft strömt ständig im Umluftbetrieb. Ein Primärgebläse verdichtet die Luft und fördert sie über Rohrleitungen zu einem Kühler, in dem die vom Primärgebläse erhitzte Luft abgekühlt wird. Der Kühler hat zwei Aufgaben: die erste Aufgabe besteht darin, die durch Verluste entstehende Wärmeenergie abzuführen; die zweite Aufgabe besteht darin, die Eintrittstemperatur in die Turbine auf einen konstanten Wert einzustellen. Für eine möglichst kleine Baugröße muss eine große Temperaturdifferenz zwischen Strömungs- und Kühlmediumsseite vorherrschen. Damit die vorhandene Kühlwasserinfrastruktur verwendet werden kann, muss der Kühler stromab des Primärgebläses und stromauf der Turbine angeordnet sein.

Stromab des Kühlers wird die Luft in eine Beruhigungskammer geleitet. Die Aufgabe der Beruhigungskammer besteht darin, großskalige Wirbelstrukturen in der Strömung zu reduzieren und die Luft möglichst gleichmäßig der Turbine zuzuführen.

Eigenschaft	Zeichen	Dimension	Wert
Primärmassestrom (nominal / maximal)	\dot{m}_{prim}	kg/s	15 / 21
Druckverhältnis des Primärgebläses (nominal / maximal)	Π_{prim}	-	1,5 / 1,8
Leistung des Primärgebläses	P_{prim}	kW	970
Sekundärmassestrom (nominal / maximal)	\dot{m}_{sek}	kg/s	4 / 4,8
Druckverhältnis des Sekundärgebläses (nominal / maximal)	Π_{sek}	-	1,9 / 2,2
Leistung des Sekundärgebläses	P_{sek}	kW	400
max. Turbinendrehzahl	n_{Turb}	U/min	1500
max. Turbinendrehmoment	M_{Turb}	Nm	3400
Turbinenleistung	P_{Turb}	kW	540
Leistung des Hauptkühlers	\dot{Q}_{prim}	kW	360
Leistung des Sekundärkühlers	\dot{Q}_{sek}	kW	160
Auslegungsdruck des Prüfstandes	$P_{\text{Auslegung}}$	kPa _{abs}	150

Tabelle 4.3.: Wesentliche Leistungskennzahlen des Turbinenprüfstandes

Homogene Zuströmbedingungen sind zwar in realen Turbinen nicht vorhanden, für wissenschaftliche Untersuchungen jedoch notwendig, um möglichst deutlich abgrenzbare Testbedingungen vorzufinden. In der Turbine wird die Luft in den beiden Turbinenstufen entspannt. Dabei kann zwischen jeder Schaufelreihe Sperrluft eingebracht werden. Vor und hinter jeder Schaufelreihe kann die Strömung durch entsprechende Zugänge vermessen werden. Die beiden Statoren sind in Umfangsrichtung traversierbar, um über mehrere Schaufelpassagen hinweg Messungen vornehmen zu können. Über ein stromab der Turbine platziertes Abströmgehäuse strömt die Luft durch Rohrleitungen zurück zum Primärgebläse.²¹

Die geschlossene Bauweise hat den Vorteil, dass das Strömungsmedium im Bedarfsfall konditionierbar ist, um Kondensatbildung am Turbinenausstritt zu vermeiden. Kondensat kann entstehen, wenn sich durch das Druckverhältnis von ca. 1,5 stromab der Turbine im Zuge der Entspannung deutlich niedrigere Temperaturen einstellen als am Eintritt des Gebläses. Niedrige Temperaturen in Verbindung mit hoher Luftfeuchtigkeit führen zu Kondensatbildung. Eine niedrigere Temperatur am Turbi-

²¹ Ein Foto des Turbinenprüfstandes ist in Abbildung A.2 auf Seite 124 zu sehen.

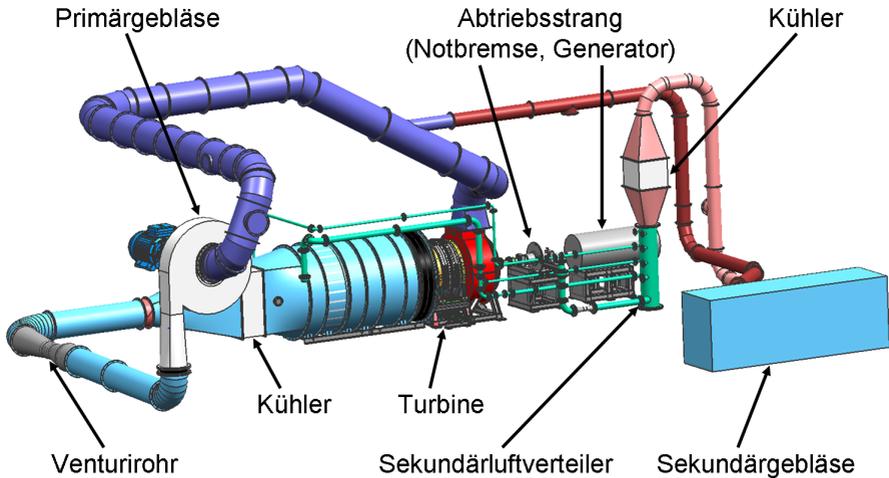


Abbildung 4.2.: CAD-Modell der Hauptkomponenten des Turbinenprüfstandes

enaustritt als am Eintritt in das Primärgebläse kann sich einstellen, da der Kühler die Luft auf eine maximale Turbineneintrittstemperatur von $T_{\text{Turb, ein}} = 40^\circ\text{C}$ abkühlt und dem Fluid zusätzlich Energie entzieht. Bei geschlossener Bauweise muss darauf geachtet werden, dass die im Prüfstand befindliche Luft nicht zu feucht ist und ggf. entfeuchtet werden, um Kondensatbildung am Turbinenaustritt zu vermeiden.

Mit dem Prüfstand soll der Einfluss von Kühlluftmassenströmen auf die Hauptstrom-aerodynamik untersucht werden. Daher muss die Kühlluft ebenfalls bereitgestellt werden. Dies wird über ein Sekundärgebläse realisiert welches bis zu 20% des Hauptmassenstromes liefern kann. Das Druckverhältnis des Sekundärgebläses muss über dem des Primärgebläses liegen, um eine Einblasung zu realisieren und um entstehende Druckverluste in Rohrleitungen und Regelarmaturen auszugleichen. Zur Vermeidung von Außenluftbeimischung saugt das Sekundärgebläse stromab der Turbine Luft aus der Rückleitung von Turbine zum Primärgebläse an. Nach der Verdichtung wird der Sekundärmassenstrom über einen Kühler in den Sekundärluftverteiler geleitet. Der Sekundärluftverteiler sorgt dafür, dass an die unterschiedlichen Einblasestellen der Turbine die exakt definierten Sekundärmassenströme eingebracht werden. Dies wird über Massenstrommessstellen sowie Regelarmaturen gewährleistet. Somit können die Kühlluftmassenströme unabhängig eingestellt wer-

den, was im realen Triebwerk nicht der Fall, für Parametervariationen im Rahmen von wissenschaftlichen Untersuchungen aber sehr vorteilhaft ist.

Die Fluidenergie wird in der Turbine über die Beschaufelung an die fliegend gelagerte Rotorwelle abgegeben. Die Lagerung wurde für Drehzahlen bis zu 1500 U/min ausgelegt. Die erste Resonanzdrehzahl liegt bei 1800 U/min . Damit wird die Turbine schwingungstechnisch unterkritisch betrieben. Auf der Abtriebsseite der Rotorwelle ist ein Drehmomentmessflansch angebracht. Die Wellenleistung der Turbine wird über einen Asynchrongenerator in elektrische Energie gewandelt und kann wieder verwendet werden. Zwischen dem Drehmomentmessflansch und dem Generator befindet sich eine Notbremse. Sie kommt zum Einsatz, wenn durch einen Fehler die Fluidleistung nicht mehr mit dem Generator in elektrische Leistung gewandelt werden kann. Die Ansprechzeit beträgt wenige zehntel Sekunden. Das maximal einstellbare Drehmoment der Notbremse ist so hoch wie das maximale Drehmoment des Generators.²²

Die Versorgung der beiden Gebläse mit elektrischer Energie erfolgt über einen 6 kV Drehstromanschluss. Ein 2000 kVA-Transformator reduziert die Spannung auf 690 V. Der Transformator ist als Dreiwicklertrafo ausgeführt. Dadurch können die Frequenzumrichter der Gebläse und der Turbine in Stern-Dreieck-Schaltung angeschlossen werden um Rückwirkungen auf das öffentliche Elektrizitätsnetz gering zu halten. An dem Transformator sind die drei Frequenzumrichter der beiden Gebläse sowie der Turbine angeschlossen. Die Frequenzumrichter des Primärgebläses und der Turbine sind auf der Gleichspannungsschiene miteinander gekoppelt, so dass die von der Turbine erzeugte elektrische Energie direkt an das Primärgebläse abgegeben werden kann. Im stationären Betrieb ist diese Fahrweise immer möglich, da durch Verluste die der Gleichspannungsschiene abgeführte Leistung des Primärgebläses immer größer sein muss als die von der Turbine zugeführte Leistung. Im instationären Betrieb, insbesondere beim Herunterfahren des Prüfstandes, kann es vorkommen, dass die Turbinenleistung höher ist als die vom Primärgebläse verbrauchte elektrische Leistung. Durch entsprechende langsame Fahrweisen und Sicherheitsregeleinrichtungen werden diese Betriebszustände beherrscht.

Steuerung und Überwachung des Prüfstandes

Die Komplexität des Turbinenprüfstandes erfordert eine automatische Steuerung sowie eine auf Komponentenschutz ausgerichtete Überwachung. Für den Betrieb

²² Ein Foto des Abtriebsstranges ist in Abbildung A.3 auf Seite 125 zu sehen.

des Prüfstandes müssen die Parameter Massenstrom, Turbinendrehzahl, mehrere Sekundärmassenströme, Turbineneintrittstemperatur sowie die Temperatur der Sekundärluft geregelt werden. Einige dieser Parameter beeinflussen sich gegenseitig. Durch Änderungen der äußeren Randbedingungen (z.B. Kühlwassertemperatur) müssen die Parameter ständig kontrolliert und nachgeführt werden.

Die hohe Anzahl an Komponenten sowie deren Überwachung erfordert eine automatische Einrichtung. Die Anzahl der zu überwachenden und anzusteuernenden Werte liegt bei über 150 Stück. Es wären mehrere Personen nötig, um den Überblick über den Anlagenzustand zu behalten. Ein Großteil der Messwerte²³ wird ausschließlich für den Komponentenschutz verwendet. Dazu zählen beispielsweise Lagertemperaturen mit kleinen Gradienten aber auch Drehzahlen oder Schwingungsmesseinrichtungen, die im Fehlerfall sehr hohe zeitliche Gradienten annehmen können. Insbesondere die Werte, die sich schnell ändern können, machen eine automatisierte Überwachung mit entsprechenden Reaktionszeiten notwendig.

Der Aufbau der Prüfstandssteuerung ist in drei Ebenen realisiert. Die unterste Ebene ist die Not-Aus-Ebene. Durch die Betätigung werden die notwendigen Freigaben der Frequenzumrichter genommen. Die Freigaben sind Hardware basiert und unterbrechen einen elektrischen Strom. Eine Meldung wird an die Steuerung gesendet, damit diese noch vor dem Aktivieren weiterer Notmaßnahmen den Prüfstand zum Stillstand bringen kann. Ebenso wird ein zeitausgelöstes Relais aktiviert, dass nach 30 Sekunden die Notbremse betätigt und die 6 kV-Versorgungsspannung unterbricht. Die Zeitverzögerung wurde so gewählt, dass bei funktionierender Steuerung der Prüfstand noch kontrolliert zum Stillstand gebracht werden kann. Die Not-Aus-Ebene muss nur eingreifen, wenn beliebige Funktionen ausgefallen sind. Diese Architektur soll den Bediener nicht davor abschrecken, einen der Not-Aus-Knöpfe zu betätigen, da eine fehlerhafte Betätigung keinerlei negative Auswirkungen auf den Prüfstand hat.

Die eigentliche Steuerung des Prüfstandes wird von einer speicherprogrammierbaren Steuerung (SPS) übernommen. Sie sorgt dafür, dass sämtliche Messwerte überwacht und die geforderten Betriebsparameter eingehalten werden. Als letzte und oberste Ebene ist eine PC basierte Benutzerschnittstelle realisiert. Mit ihr können sämtliche Messwerte angezeigt sowie Sollwertvorgaben an die SPS weitergeleitet werden.

Die Steuerung der Messgeräte für die wissenschaftlichen Untersuchungen sowie die Aufnahme und Weiterverarbeitung von Messdaten werden auf einem getrennten

²³ In diesem Zusammenhang werden nicht die Messwerte für das Erhalten wissenschaftlicher Messergebnisse eingeschlossen sondern nur die Messwerte zur Anlagenüberwachung.

System realisiert. Notwendige Messwerte, die für die Steuerung und für die Messung benötigt werden, können übergeben werden.

Diese Architektur der Prüfstandssteuerung erfüllt damit die Anforderungen an eine zuverlässige Steuerung und Überwachung. Dem Schutz der Anlage wurde ein hoher Stellenwert eingeräumt. Ebenso hat die Architektur den Vorteil, dass aufgrund hoher Personalfuktuation eine Einarbeitung neuen Bedienpersonals nicht die vollständige Sicherheitsphilosophie der Anlage beinhalten muss. Die Benutzerschnittstelle oder auch die Messprogramme können erweitert werden ohne die sicherheitsbezogene Steuerung anzutasten.

4.2 Messtechnik

Neben der Auslegung des Prüfstandes ist die zur Verwendung kommende Messtechnik für wissenschaftliche Untersuchungen von hoher Bedeutung. Diese wird im Folgenden in zwei Kategorien eingeteilt. Eine Kategorie beinhaltet die Messtechnik, die zur Einstellung der Turbinenparameter notwendig ist und mit deren Messwerten der Turbinenwirkungsgrad bestimmt werden kann. Die zweite Kategorie beinhaltet messtechnische Einrichtungen, die zur genauen Vermessung des Strömungsfeldes in der Turbine verwendet werden.

4.2.1 Einrichtungen zur Wirkungsgradmessung

Die Messung des Wirkungsgrades der Turbine ist ein wesentlicher Bestandteil des Forschungsprojektes (vgl. Kapitel 1.2). Auf die Möglichkeiten der Wirkungsgradberechnung wurde im Kapitel 3.4 detailliert eingegangen. Aufgrund der geringen Temperaturdifferenzen zwischen Eintritt und Austritt der Turbinenströmung wird der Wirkungsgrad gemäß Formel (3.15) (Seite 58) mit der Wellenleistung als Nutzleistung gebildet. Für die Berücksichtigung der Sperrluftmassenströme wird zur Ermittlung des Wirkungsgrades auf die Formel (3.19) (Seite 60) zurückgegriffen.

Zur Berechnung des Wirkungsgrades einer Turbine müssen Werte entweder direkt gemessen werden oder aus Messwerten berechnet werden. Auf die einzelnen zur Wirkungsgradbestimmung notwendigen Werte wird in den folgenden Abschnitten eingegangen. Die Positionen der beschriebenen Messtechniken sind entsprechend der Buchstaben in Abbildung 4.3 markiert.

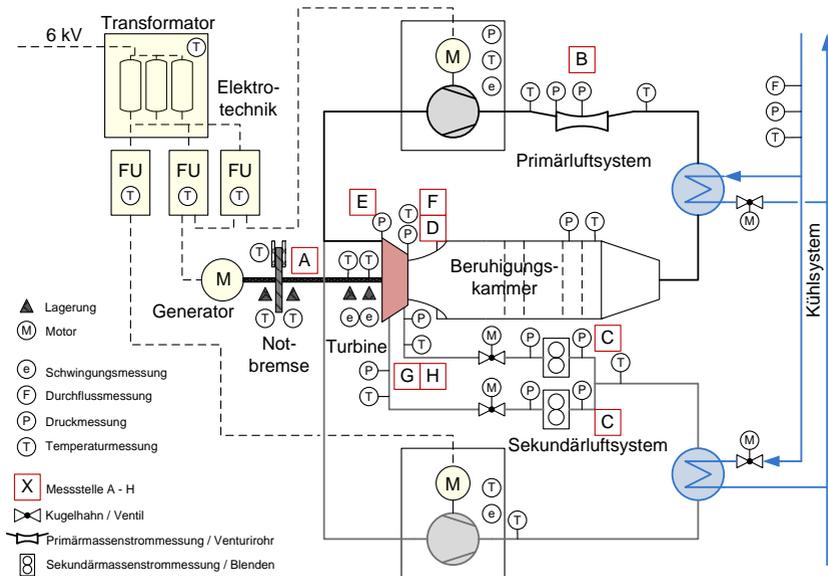


Abbildung 4.3.: Fließschema des Turbinenprüfstandes

A Wellenleistung:

Die Wellenleistung $P = M\omega$ gibt die Nutzleistung für die Wirkungsgradberechnung an. Über den Frequenzumrichter wird die Drehzahl n ermittelt. Zwischen Turbine und Generator befindet sich kein Getriebe, so dass keine Übersetzungen einzurechnen sind. Das Drehmoment wird mit einem Drehmomentmessflansch gemessen. Er ist an der Turbinenwelle montiert und misst direkt das von der Strömung auf die Schaufeln abgegebene Drehmoment, wobei allerdings noch Radseitenraumverluste und Reibungsverluste (z.B. der Lager) berücksichtigt werden müssen.

B Primärmassenstrom:

Der Hauptmassenstrom wird zwischen dem Primärgebläse und dem Primärkühler mit einem Venturirohr gemessen. Massenstrommessungen mit Venturirohren gehören zu den Wirkdruckverfahren, die wiederum auf der Bernoulli-Gleichung

beruhen. Der Massenstrom wird nicht direkt gemessen sondern anhand von Gleichungen berechnet. Direkt gemessen werden die statischen Drücke am Eintritt und an der engsten Stelle des Venturirohres sowie die Temperatur der Strömung. Mit den Messwerten lassen sich die Massenströme in definierten Messbereichen errechnen. Das Venturirohr ist nach DIN EN ISO 5167-4 [15] ausgelegt, aus der die Verlustkoeffizienten sowie weitere Daten zur Ermittlung des Massenstromes entnommen werden können. Allgemeine Informationen sowie die Herleitungen des Wirkdruckverfahrens können aus BONFIG [8] entnommen werden. Das verwendete Venturirohr ist in Abbildung 4.4 zu sehen.



Abbildung 4.4.: Das verwendete Venturirohr zur Messung des Hauptmassenstromes

C Sekundärmasenströme:

Die Sekundärmasenströme werden ebenfalls nach dem Wirkdruckverfahren ermittelt, jedoch werden hierzu Blenden nach DIN EN ISO 5167-2 [14] verwendet. Der Grund dafür ist, dass bei kleinen Rohrdurchmessern Blenden einen wesentlich größeren Messbereich besitzen als Venturirohre und die Herstellung wesentlich günstiger ist. Nachteilig gegenüber einem Venturirohr ist die deutlich größere benötigte störungsfreie Zu- und Abströmstrecke. Bei einem Unterschreiten der störungsfreien Zu- und Abströmstrecken entstehen zusätzliche Messunsicherheiten.

Die Sekundärleitungen haben einen wesentlich kleineren Durchmesser als die Primärmassenstromleitung und die benötigten Zu- und Abströmstrecken werden in Vielfachen des Rohrdurchmessers angegeben. Somit sind die Blendenmessstrecken problemlos in die Versuchshalle integrierbar.

D Turbineneintrittsdruck und E Turbinenaustrittsdruck:

Die zu messenden Drücke am Eintritt und am Austritt der Turbine sind Totaldrücke. Sie werden mit Totaldruckkammsonden gemessen, siehe Abbildung 4.5. Über die Kanalhöhe sind zehn Messpositionen angebracht. Am Eintritt wird der Druck mit zwei Kammsonden überwacht, am Austritt mit vier Kammsonden. Am Eintritt sind die Sonden in einem drehbar gelagerten Ring montiert, so dass eine Traversierung in Umfangsrichtung möglich ist. Die Kammsonden sind nach den Richtlinien des AGARD [56] ausgelegt.



Abbildung 4.5.: eine der verwendeten Kammsonden

F Turbineneintrittstemperatur und Turbinenaustrittstemperatur:

Die zu messenden Totaltemperaturen am Eintritt und am Austritt der Turbine werden mit Totaltemperaturkammsonden gemessen, die analog zu den Totaldruckkammsonden aufgebaut sind. Am Eintritt wird die Temperatur mit zwei Kammsonden überwacht, am Austritt mit einer Kammsonde. Am Eintritt sind die Sonden in dem gleichen drehbar gelagerten Ring montiert wie die Druckkammsonden. Die Kammsonden sind ebenfalls nach den Richtlinien des AGARD [56] ausgelegt. Die Temperaturmessungen werden mit Thermoelementen realisiert.

G Sperrlufteintrittsdruck und H Sperrlufteintrittstemperatur:

Die Drücke und Temperaturen in den Kavitäten werden über statische Druckbohrungen bzw. frei in der Strömung stehenden Thermoelementen gemessen. Eine Erfassung der totalen Größen ist hier zwar notwendig, aufgrund der unklaren Strömungsverhältnisse aber schwer zu realisieren. Eine falsche Ausrichtung einer Totaldruck- oder -temperaturmesssonde führt zu fehlerhaften Messergebnissen. Der Fehler der entsteht, weil statt der totalen Größen nur die statischen Größen verwendet werden ist zwar ebenfalls vorhanden, jedoch deutlich geringer. Ebenso ist zu erwähnen, dass die mittleren Strömungsgeschwindigkeiten in den Kavitäten so gering sind, dass der dynamische Anteil der Messgrößen vernachlässigbar ist.²⁴

4.2.2 Einrichtungen zur Strömungsfeldvermessung

Die im Kapitel 4.2.1 beschriebene Messtechnik ist in der Lage, Auswirkungen auf das Betriebsverhalten der Turbine aufgrund von Änderungen der Ein- und Austrittszustände zu erfassen. Dabei werden die aerodynamischen Vorgänge in der Turbine als Black Box betrachtet. Für wissenschaftliche Untersuchungen ist es von entscheidender Bedeutung, die Ursachen der Änderungen zu beschreiben. Es ist daher notwendig, die Strömung in der Turbine zu erfassen.

Eine detaillierte Erfassung der Strömung kann sehr weitläufig sein. So sind zunächst die Orte der Strömung zu nennen, ob die Strömung beispielsweise zwischen den Schaufelreihen, in den Radseitenräumen oder im Schaufelspitzenspalt gemessen werden soll. Ebenso sind die Nähe zu Wänden (Grenzschichtströmungen), der Turbulenzgrad oder ob es sich um eine zeitaufgelöste oder zeitgemittelte Strömungsmessung handelt, entscheidend. Schlussendlich ist noch von entscheidender Bedeutung, welche physikalische Größe gemessen wird.

Die Einrichtungen zur Strömungsfeldvermessung, wie sie in diesem Kapitel beschrieben werden, befassen sich mit der Erfassung von Drücken, Temperaturen sowie Geschwindigkeiten und deren Richtungen. Die Messebenen liegen zwischen den Schaufelreihen und sind in Umfangsrichtung sowie radial aufgespannt. Der Aufbau des Turbinengehäuses ist so realisiert, dass in jeder axialen Messebene an verschiedenen Umfangspositionen Bohrungen eingebracht sind, damit die Messgeräte durch die Bohrungen in die Messebene eingebracht werden können. Welche Art von Messtechnik verwendet wird, ist nur abhängig von der Geometrie der Bohrungen und den Anforderungen, die von der Messtechnik gestellt werden. Daher wird im

²⁴ Die Strömungsgeschwindigkeiten in den Kavitäten liegen je nach Messposition unter 5 m/s.

Folgenden kurz auf die in dieser Arbeit verwendeten Messtechniken eingegangen, die zur Strömungsfeldvermessung herangezogen wurden.²⁵

Druck- und Temperaturkammsonden:

Die Kammsonden wurden bereits im Kapitel 4.2.1 erwähnt (Abbildung 4.5). Mit den Druckkammsonden können die Totaldrücke ermittelt werden. Über den statischen Druck, der über Druckbohrungen am Gehäuse und im Nabenbereich in der selben axialen Ebene gemessen wird, lassen sich die Geschwindigkeiten berechnen. Gleiches gilt für die Temperaturkammsonden. Aufgrund der Konstruktion der Kammsonden sind keine Strömungswinkel ermittelbar.

Fünflochsonden:

Mit den Fünflochsonden lässt sich der statische Druck, der Totaldruck, die Strömungsgeschwindigkeit und der Strömungswinkel bestimmen. Sie können durch die Bohrungen im Turbinengehäusemantel in die Strömung eingebracht werden. Für eine exakte Ermittlung der oben genannten Größen ist eine vorangehende Kalibrierung der Fünflochsonden notwendig. Die gemessenen Größen sind zeitgemittelt. Daraus folgt, dass rotorrelative Messungen nicht möglich sind.

Bei Messungen mit Fünflochsonden werden Sonden an der zu messenden Stelle in die Strömung eingebracht. Der Kopf einer Fünflochsonde hat eine zentrale Bohrung sowie vier weitere Bohrungen am Rand des Sondenkopfes (siehe Abbildung 4.6). Bei einer ideal gefertigten Fünflochsonde werden die Drücke in den vier umliegenden Bohrungen gleich sein, wenn die Strömung direkt in axialer Richtung der zentralen Bohrung zuströmt. Bei einer Abweichung im Anströmwinkel werden sich die Drücke an den entsprechenden gegenüberliegenden Bohrungen unterscheiden.

Eine zuvor durchgeführte Kalibrierung ermöglicht die Ermittlung des vorliegenden Strömungswinkels und der Strömungsgeschwindigkeit aus den unterschiedlichen Drücken an den Bohrungen. Das gleiche gilt auch für den Totaldruck, der sich aufgrund der Richtungsänderung leicht ändern wird. Die erfassbaren Gradienten in der Strömung sind abhängig von der Sondenkopfgröße, wie bereits in Kapitel 3.2 erwähnt. Weitere detaillierte Informationen findet man beispielsweise in NITSCHÉ [40] oder AGARD [56].

²⁵ Ein Foto der Turbine mit eingebauter Strömungsmesstechnik ist in Abbildung A.4 auf Seite 126 zu sehen.

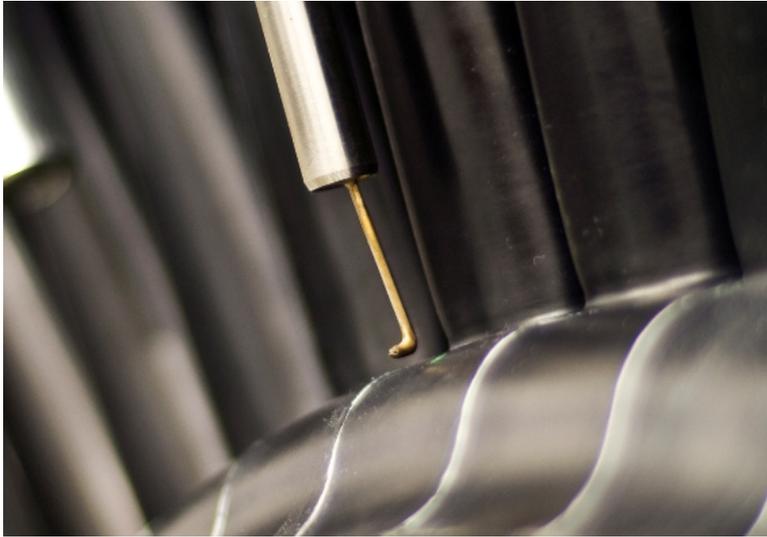


Abbildung 4.6.: eingebaute Fünflochsonde vor der Rotorbeschaufelung

Die Genauigkeit der Fünflochsondenmessung ist von vielen Faktoren abhängig. Wesentliche Faktoren sind die Genauigkeit der Druckaufnehmer, die Genauigkeit der durchgeführten Kalibration sowie die Positioniergenauigkeit der Sonde. Bei der Ermittlung der Unterschiede zwischen zwei Betriebspunkten ohne Messtechnikumbau ist bei den in Kapitel 5 durchgeführten Messungen die Genauigkeit der Druckaufnehmer entscheidend. Beispielsweise ergibt die Kalibration einer Fünflochsonde bei einer Geschwindigkeit von 40 m/s bei einer Anströmung von 3° eine Druckdifferenz der gegenüberliegenden Bohrungen von ca. 150 Pa, bei einer Anströmgeschwindigkeit von 70 m/s von ca. 525 Pa. Der dynamische Druckanteil liegt bei 40 m/s nach Bernoulli bei etwa 880 Pa und bei einer Anströmgeschwindigkeit von 70 m/s bei etwa 2700 Pa. Die vom Hersteller angegebene, garantierte Messgenauigkeit der verwendeten Druckaufnehmer liegt bei 17 Pa (siehe Datenblatt [52]).

Hitzdrahtsonden:

An Stelle einer Fünflochsonde kann eine Hitzdrahtsonde (HWA: Hot Wire Anemometry) in die Strömung eingebracht werden. Damit ist es möglich, zeitaufgelöste Messungen durchzuführen. Aufgrund der hohen Taktrate einer HWA-Messung von

etwa 50 kHz können rotorrelative Strömungsphänomene untersucht werden. Damit werden ca. 55 Messwerte pro Rotorpassage und radialer Position aufgenommen.²⁶ Anhand einer zuvor durchgeführten Kalibration ist es möglich, die Geschwindigkeit der Strömung und eine zweidimensionale Richtung zu ermitteln.

Das Messprinzip einer Hitzdrahtsonde beruht darauf, dass durch einen Draht ein Strom fließt und den Draht erwärmt. Das um den Draht strömende Gas bewirkt, dass Wärme vom Draht in das Medium übertragen wird. Je schneller das Gas an dem Draht vorbei strömt, desto mehr Wärme wird abgeführt, da sich aufgrund ändernder Umströmungsgeschwindigkeiten die Nusselt-Zahl und damit der Wärmeübergangskoeffizient ändert. Die an den Draht angeschlossene Elektronik hat die Aufgabe, den drahttemperaturabhängigen elektrischen Widerstand des Drahtes konstant zu halten. Dies geschieht durch eine Anpassung des elektrischen Stromes, wodurch wiederum Wärme im Draht entsteht. Die Änderung des elektrischen Stromes ist die gemessene Größe, die anhand einer Kalibration in einer Vergleichsströmung einer Geschwindigkeit zugeordnet werden kann.

Durch den Einsatz zweier um 90° verdrehter Drähte werden diese relativ gesehen aus unterschiedlichen Richtungen angeströmt. So wird im Extremfall der eine Draht längs und der andere quer angeströmt. Dadurch sind die Nusselt-Zahlen unterschiedlich und die Drähte erfassen schlussendlich unterschiedliche Messwerte. Damit besteht die Möglichkeit, neben der Strömungsgeschwindigkeit auch den Strömungswinkel einer Ebene zu erfassen.

Die in Kapitel 5 dargestellten Ergebnisse werden mit dem Messsystem und den Programmen ermittelt, die auch von KEGALJ [32] verwendet werden. Allerdings waren Anpassungen der Auswertesoftware auf die am Turbinenprüfstand herrschenden Verhältnisse notwendig. Weitergehende Informationen zur Messtechnik können NITSCHKE [40] entnommen werden.

weitere Möglichkeiten der Strömungsfeldvermessung:

Neben den zuvor genannten Messmethoden, die im Rahmen dieser Dissertation zur Anwendung kommen, sind der Strömungsfeldvermessung keine Grenzen gesetzt, sofern die Zugänglichkeit über die Gehäuseöffnungen oder anderer Maßnahmen ausreicht. So sind zahlreiche statische Wanddruckbohrungen realisiert worden, die an ausgewählten Stellen ebenfalls Informationen über das Strömungsfeld in Wandbereichen liefern. Weitere in zukünftigen Untersuchungen zur Anwendung

²⁶ Die Taktrate und die Anzahl der Messwerte pro Rotorpassage beziehen sich auf das am GLR verwendete System und der Turbinenkonfiguration im MAGPI Projekt.

kommende Messmethoden könnten optische Messtechniken, wie beispielsweise PIV oder LDA sein. Diese Messtechniken kommen im Rahmen dieser Arbeit nicht zur Anwendung und werden daher nicht weiter beschrieben.

4.3 Fehlerbetrachtungen der Messtechnik

Wie schon zuvor erwähnt, können Untersuchungen zur Sperrluft-Hauptstrom Interaktion die Turbine als Black-box sehen oder die Strömung im Detail vermessen. Für Untersuchungen des Strömungsfeldes nach Kapitel 4.2.2 ist die Genauigkeit der Messung von der Messtechnik sowie der vorbereitenden Kalibration und Durchführung abhängig. Sie sind weitgehend unabhängig vom Prüfstand, sofern der Prüfstand bei Wiederholungsmessungen in der Lage ist, die gewünschten Betriebsparameter wieder herzustellen. Die Messfehler einzelner Sonden und Sensoren können durch Herstellerangaben oder durch Kalibrationen ermittelt bzw. reduziert werden. Daher wird in diesem Unterkapitel nur auf die Genauigkeit zur Einstellung von Betriebsparametern sowie auf die zur Ermittlung des Wirkungsgrades eingegangen.

Genauigkeiten eines Prüfstandes werden hier unterschieden in absolute und relative Genauigkeiten. Eine absolute Genauigkeit soll einen Prüfstandsparameter, wie z.B. den Massenstrom, angeben und dabei eine Aussage über den Fehler machen, der einem Wert zugeordnet werden kann. Der Fehler entspricht dabei der Abweichung zu dem realen, physikalischen Wert. Da eine Messung nie zu 100 % genau sein kann, können Messwerte immer nur mit einem Vertrauensbereich angegeben werden, der *Messgenauigkeit*. Sie gibt an, dass der abgelesene Messwert mit einer bestimmten Wahrscheinlichkeit bis auf eine Restgenauigkeit dem wahren Wert entspricht. Dabei wird davon ausgegangen, dass der wahre, physikalische Wert mit einem Normal vergleichbar ist und zu 100 % angegeben werden kann.

Die *relative Genauigkeit* gibt an, wie genau ein Messwert oder eine Schwankung im *System Prüfstand* erkennbar ist. Dabei werden die systematischen Abweichungen zu einer Normalen ausgeblendet. Diese Herangehensweise ist dann akzeptabel, wenn die absolute Genauigkeit keinen zu großen Fehlern unterliegt und wenn Unterschiede zwischen Eingangsparametern beschrieben werden sollen. Insbesondere kann dieser Ansatz gewählt werden, wenn die Untersuchungen zur Validierung von Berechnungsprogrammen herangezogen werden sollen, wobei insbesondere die Auswirkungen von Parameteränderungen auf Strömungseffekte interessieren. Als Beispiel soll die hier zur Anwendung kommende Änderung der Turbinenströmung bei verschiedenen Ausblaseraten der Sperrluft genannt werden. Die Wirkungs-

gradänderungen bei einer Verdopplung der Sperrluft sind von weitaus größerem Interesse als die genaue Vorhersage des Wirkungsgrades, sofern sich der errechnete, fehlerbehaftete Wert des Wirkungsgrades reproduzieren lässt. Bei der Parametervariation darf der Betriebspunkt der Turbine nicht wesentlich verlassen werden.

Fehlerarten

In HOFFMANN [27] werden Fehlerarten unterschieden: statische Fehler, dynamische Fehler, systematische Fehler, zufällige Fehler und Quantisierungsfehler.

Die Definition des statischen Fehlers nach HOFFMANN [27] lautet: „Das statische Verhalten eines Messsystems beschreibt die Abhängigkeit der Ausgangsgröße Y von der Eingangsgröße X im stationären Zustand des Systems. Dieser ist erreicht, wenn bei zeitlicher Konstanz aller Eingangsgrößen alle Ausgleichsvorgänge des Systems abgeklungen sind“.

Die Messungen am Prüfstand werden nur im konstanten Betrieb durchgeführt. Außerdem wird vor der Aufnahme eines Messwertes immer eine Wartezeit eingefügt, damit das Messsystem ausschlagen kann. Damit kann der dynamische Fehler, der das Verhalten des Messsystems bis zum Erreichen des stationären Zustands beschreibt (vgl. HOFFMANN [27]) vernachlässigt werden.

Quantisierungsfehler entstehen durch eine zu geringe Auflösung bei der Wandlung analoger in digitale Werte. Aufgrund der Leistungsfähigkeit der digitalen Messtechnik wird dieses Problem hier nicht behandelt, denn die Genauigkeit der Messgeräte ist im Allgemeinen geringer als die Auflösung der digitalisierten Werte.

Die Definition des systematischen und des zufälligen Fehlers nach HOFFMANN [27] lautet: „Systematische Fehler sind in Amplitude, Vorzeichen und Zeitpunkt ihres Auftretens bekannt und vorhersagbar“. Ein Beispiel für einen systematischen Fehler ist der Widerstand der Lagerung des Rotors, der sich auf die Messung des Drehmoments auswirkt. Zufällige Fehler können in mindestens einem der Merkmale Amplitude, Vorzeichen oder Zeitpunkt ihres Auftretens nicht vorhergesagt werden.

Eine Erweiterung des systematischen und zufälligen Fehlerbegriffs im Sinne der zuvor gemachten Definition der absoluten und relativen Genauigkeit stellen Fertigungstoleranzen dar. Fertigungsungenauigkeiten des Venturirohres führen beispielsweise dazu, dass der Massenstrom nur mit einem bestimmten Fehler ermittelt werden kann. Ungenauigkeiten der Massenstromermittlung basieren demnach auf Messfehlern der verwendeten Messtechniken und auf Fertigungstoleranzen des Venturirohres. Die Genauigkeit der Messtechnik kann sich abhängig vom Messgerät ändern. Der Fehler der Messung durch die Fertigungstoleranz oder durch system-

bedingte Schwankungen ist zwar unbekannt, bleibt bei Wiederholungsmessungen jedoch erhalten. Die Beträge oder die Vorzeichen der Messfehler durch die Fertigungstoleranz sind nicht ermittelbar, sofern nicht eine Kalibration des Venturirohres durchgeführt wird.

Zusammenfassend soll definiert werden, dass durch Fertigungstoleranzen verursachte Messfehler die absolute Messgenauigkeit beeinflussen, aber keinen Einfluss auf den relativen Fehler haben. Als Einschränkung gilt, dass die absoluten Messwerte nicht zu sehr von einander abweichen dürfen, wenn die relative Genauigkeit herangezogen wird. Als Beispiel ist wieder die Massenstrommessung zu nennen: Der absolute Messwert der Massenstrommessung ändert sich kaum, wenn die Ausblasemenge der Sperrluft variiert wird.

Fehlerfortpflanzung

Der Massenstrom und der Wirkungsgrad der Turbine werden indirekt gemessen. Mit einem Messgerät direkt messbare Größen (z.B. Drehzahl, Drücke, Temperaturen) werden verwendet, um mit geeigneten Gleichungen die indirekten Messgrößen zu ermitteln. Der Fehler der indirekten Messgröße hängt von den Messfehlern der direkt gemessenen Messgrößen ab. Die Berechnung des Fehlers wird durch das *Gaußsche Fehlerfortpflanzungsgesetz* beschrieben:

$$\overline{\Delta Y} = \sqrt{\sum_{j=1}^k \left(\frac{\partial f}{\partial x_j} \Delta x_j \right)^2} \quad (4.1)$$

Darin ist $\overline{\Delta Y}$ der mittlere zu erwartende Fehler, x_j der in das Gesamtergebn eingehende Einzelmesswert und Δx_j der mittlere Fehler des Einzelmesswertes. Die Berechnung kann für zufällige Fehler verwendet werden. Dabei wird davon ausgegangen, dass der mittlere Fehler eines Einzelmesswertes bereits einem mittleren Fehler entspricht, der statistisch nachgewiesen wurde.

Der maximal auftretende Fehler wird nach folgender Formel berechnet:

$$\widehat{\Delta Y} = \sum_{j=1}^k \left(\left| \frac{\partial f}{\partial x_j} \Delta x_j \right| \right) \quad (4.2)$$

Dabei ist zu beachten, dass der maximale Fehler nur auftreten kann, wenn alle Eingangsgrößen den maximalen Fehlerbereich ausnutzen. Dieser Fall ist eher

unrealistisch und führt zu überkonservativen Annahmen. Allerdings hat man damit die Möglichkeit, die Auflösung eines Gesamtergebnisses anzugeben, wenn man an Stelle der mittleren Fehler eines Einzelmesswertes Δx_j die Auflösung des Einzelmesswertes angibt.

Genauigkeit der Wirkungsgradmessung

Für die Berechnung der Genauigkeit der Wirkungsgradmessung an dem Turbinenprüfstand wird nun die Methodik nach Gleichung (4.1) auf die Gleichung (3.19) (Seite 60) zur Berechnung des Wirkungsgrades angewendet. Die Berechnung ist mit den Messwerten des Betriebspunktes 'T' (siehe Tabelle 5.1 auf Seite 86) durchgeführt worden. Bei anderen in Tabelle 5.1 aufgeführten Betriebspunkten sind keine wesentlichen Änderungen festzustellen. In der Tabelle 4.4 sind, basierend auf unterschiedlichen Berechnungsmethoden, die Genauigkeiten angegeben. Wie zuvor

Methoden	Genauigkeit nach Gl. (4.1)	Auflösung nach Gl. (4.2)
absolut, Herstellerangaben	1,30 %	0,1 %
relativ, Herstellerangaben	0,69 %	0,1 %
absolut, Kalibrationsdaten	1,27 %	0,1 %
relativ, Kalibrationsdaten	0,64 %	0,1 %

Tabelle 4.4.: Genauigkeit und Auflösung der Wirkungsgradmessung nach (3.19) im Betriebspunkt 'T' der Turbine

in diesem Abschnitt erläutert, werden bei der absoluten Genauigkeitsbetrachtung alle Unsicherheiten bei der Berechnung des Wirkungsgrades berücksichtigt. Bei der relativen Genauigkeit sind die feststehenden Fehler, wie sie beispielsweise durch Fertigungsungenauigkeiten entstehen können, nicht berücksichtigt. Diese Ungenauigkeiten müssen formal den zufälligen Fehlern zugeordnet werden. Allerdings ist es möglich, diese Fehler durch eine Kalibration der entsprechenden Geräte genau festzustellen und in der Berechnung zu berücksichtigen. Damit könnten diese Fehler zu systematischen Fehlern werden.

Die Messung des Massenstromes hat einen entscheidenden Einfluss auf die Genauigkeit. Bei der absoluten Genauigkeit sind die geometrischen und systembedingten Einflussfaktoren der Massenstrommessung dominant. Werden diese bei der relativen Genauigkeit vernachlässigt, sind die Sensorgenauigkeiten der Massenstrommessung von größerer Relevanz. Im Rahmen dieser Arbeit werden die Einflüsse der Sperrluft-

ausblasung auf den Wirkungsgrad untersucht. Der Hauptmassenstrom wird dabei nicht variiert. Für Aussagen über das Wirkungsgradverhalten sind deshalb Genauigkeitsangaben auf Basis der relativen Genauigkeit ausreichend. Abschließend soll noch erwähnt werden, dass die Messgenauigkeiten bei anderen Betriebspunkten des Hauptmassenstromes von den hier ermittelten abweichen können.

Verwendet man Gleichung (4.2) und setzt anstelle der Messgenauigkeiten die Messauflösung der einzelnen Messgeräte ein, so erhält man die Auflösegenauigkeit der Wirkungsgradmessung. Im stationären Betrieb liegt sie bei ca. 0,1 %.



5 Messungen und Ergebnisse

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit den am Turbinenprüfstand ermittelten Ergebnissen. Bei allen Messungen, die im Folgenden ausgewertet werden, wurden als Parameter die Sperrluftmassenströme variiert. Um die verschiedenen Messpunkte zu unterscheiden, werden diese als *No Seal Air* (NSA), *Maximum Ingestion* (MI), *Ingestion 1*, *High Leakage* (HL) und *High Leakage 3* (HL3) benannt. Die Namen lehnen sich an die Bezeichnungen im Forschungsprojekt MAGPI an.

Beim Betriebspunkt *No Seal Air* (NSA) wird keine Sperrluft in die Turbine eingeblasen, alle Ventile des Sekundärluftsystems sind geschlossen, vgl. Abbildung 4.3 auf Seite 72 und Abbildung 5.1. Bei den verbleibenden vier Betriebspunkten wird die Sperrluft am Austritt der Kavität S1R1 konstant gehalten. Der Sperrluftmassenstrom $\dot{m}_{\text{Sek } 2}$ in die Kavitäten R1S2 und S2R2 wird von 0 g/s bei *Maximum Ingestion* (MI) bis zu einem Maximalwert von 199 g/s bei *High Leakage 3* (HL3) erhöht. Der Hauptmassenstrom wird bei den Betriebspunkten nicht verändert. Einen Überblick über die Betriebspunkte und die dazu gehörenden Massenströme vermittelt Tabelle 5.1.

Die Kavitäten sind über Labyrinthdichtungen miteinander verbunden (siehe Abbildung 4.1 auf 65). Dadurch werden sich anhand der Druckdifferenzen über die Labyrinthdichtungen zusätzliche Massenströme einstellen, die den zugeführten Sperrluftmassenströmen hinzu addiert werden müssen. Aus diesem Grund ändern sich die vom Sekundärluftsystem zugeführten Massenströme nicht proportional mit den Sollmassenströmen, die aus der jeweiligen Kavität ausströmen.

In Tabelle 5.1 beziehen sich die prozentualen Werte der Sekundärmassenströme auf den in die Turbine eintretenden Hauptmassenstrom. Die absoluten Werte sind die über die Sekundärluftversorgung zugeführten Massenströme ($\dot{m}_{\text{Sek } 1}$ und $\dot{m}_{\text{Sek } 2}$). Die absoluten Massenströme aus den Kavitäten ($\dot{m}_{\text{Kav } \dots}$) sind keine gemessenen Werte. Sie wurden durch Druckverlustberechnungen ermittelt, deren Eingangsparameter die Turbinen- bzw. Kavitätengeometrie sowie die bei dem jeweiligen Betriebspunkt im Voraus berechneten Drücke waren.

Betriebspunkt ⇒ Variable ↓	No Seal Air (NSA)	Max. Ingestion (MI)	Inges- tion (I)	High Leakage (HL)	High Leakage 3 (HL3)
$\dot{m}_{Kav\ S1R1} [\% \dot{m}_{prim}]$	(0)	0,5	0,5	0,5	0,5
$\dot{m}_{Kav\ R1S2} [\% \dot{m}_{prim}]$	(-0,28)	-0,28	-0,1	0,3	1,0
$\dot{m}_{Kav\ S2R2} [\% \dot{m}_{prim}]$	(0,3)	0,3	0,3	0,3	0,3
$\dot{m}_{Kav\ S1R1} [g/s]$	(-4)	74	74	74	74
$\dot{m}_{Kav\ R1S2} [g/s]$	(-42)	-42	-15	44	148
$\dot{m}_{Kav\ S2R2} [g/s]$	(46)	46	45	45	46
$\dot{m}_{Sek\ 1} [\% \dot{m}_{prim}]$	0	0,53	0,52	0,46	0,39
$\dot{m}_{Sek\ 2} [\% \dot{m}_{prim}]$	0	0	0,18	0,65	1,42
$\dot{m}_{Sek\ 1} [g/s]$	0	74	73	64	55
$\dot{m}_{Sek\ 2} [g/s]$	0	0	26	90	199
$\dot{m}_{red, Prim} [m \cdot s \sqrt{K}]$	0,0023	0,0023	0,0023	0,0023	0,0023
$n_{red, Turb} [U/\min \sqrt{K}]$	43,3	43,3	43,3	43,3	43,3
$\Pi_{Turb} [-]$	1,083	1,084	1,084	1,085	1,086

Tabelle 5.1.: Sperrluftmassenströme der unterschiedlichen Betriebspunkte. Für Werte in Klammern wurden keine Druckverlustberechnungen durchgeführt.

5.1 Wirkungsgradänderung in Abhängigkeit des Sperrluftmassenstromes

Die Methoden der Wirkungsgradberechnung wurden im Kapitel 3.4 hergeleitet. In diesem Kapitel werden die Änderungen des Wirkungsgrades mit variierender Sperrluftausblasung beschrieben.

Ausgangsbasis für die Berechnung der Wirkungsgrade ist Gleichung (3.19). In Abbildung 5.2 ist das Verhalten des Turbinenwirkungsgrades erkennbar, wenn der Sperrluftmassenstrom variiert. Eine Erhöhung des Sperrluftmassenstromes führt zu einer Reduzierung des Turbinenwirkungsgrades. Die Abweichungen verschiedener Messreihen an unterschiedlichen Tagen ist kleiner 0,2 %, vgl. Abschlussbericht des Forschungsprojektes MAGPI [18].

Ein Vergleich der Ergebnisse mit den in Kapitel 4.3 ermittelten Messfehlern zeigt, dass die Differenzen des Wirkungsgrades nur in den extremen Betriebspunkten ausreichend genau ermittelt werden können. Die Messungen einer Messreihe wurden an einem Messtag und ohne Unterbrechung des Prüfstandsbetriebes durchgeführt. Daher können die ermittelten Unterschiede als repräsentativ angesehen werden. Die

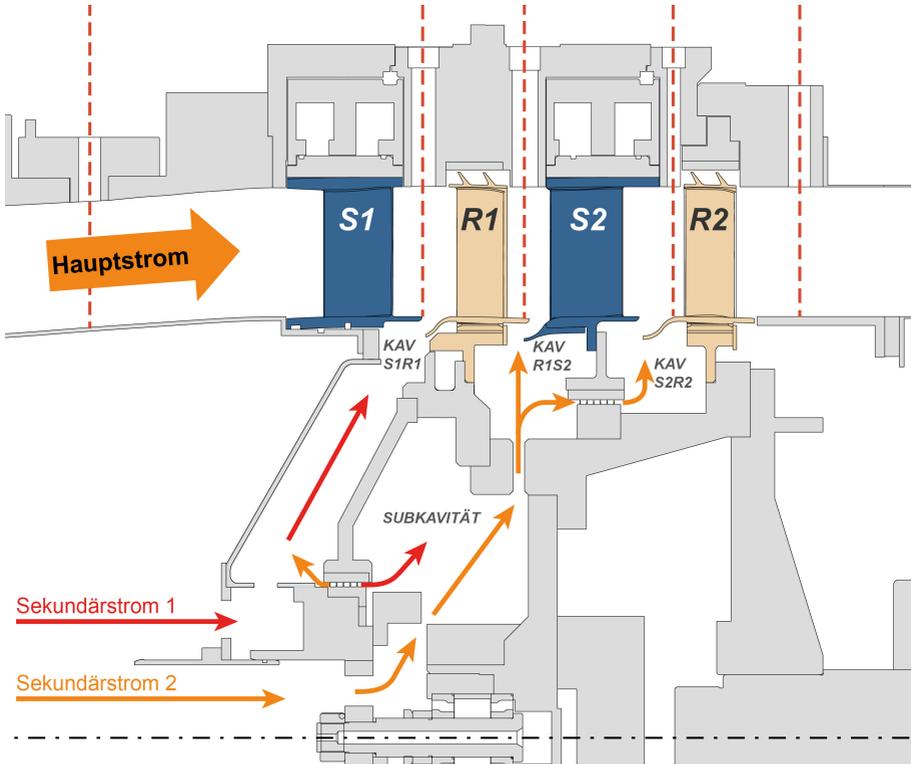


Abbildung 5.1.: Verteilung der Sekundärmasseströme innerhalb der Turbine und Darstellung der Messebenen

Auflösung der Wirkungsgradmessung reicht für eine Aussage über das tendenzielle Verhalten aus (vgl. Kapitel 4.3).

Die Differenz des Turbinenwirkungsgrades beträgt zwischen den beiden extremen Betriebspunkten NSA und HL3 ca. 0,7%. In der Projektskizze (vgl. [17] und Kapitel 1.2) wird von einer Wirkungsgradverbesserung von einem Prozent ausgegangen. Die Messergebnisse zeigen zwischen extremen Betriebspunkten Differenzen unter einem Prozent. Dabei muss berücksichtigt werden, dass es sich hierbei einzig um den aerodynamischen Wirkungsgrad der Turbine handelt. Werden weitere Optimierungsmöglichkeiten der Sperrluftführung und der Kühlluft einsparung berücksichtigt, sind die ausgegebenen Ziele des Forschungsprojektes durchaus einhaltbar.

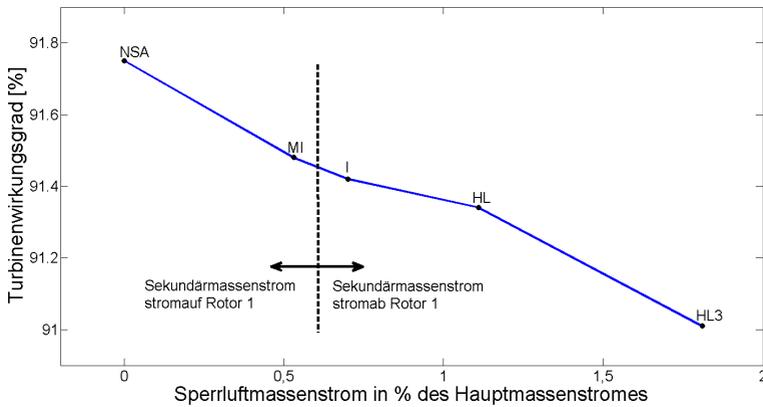


Abbildung 5.2.: Wirkungsgradverlauf bei variierendem Sperrluftmassenstrom

Eine genauere Betrachtung ergibt, dass durch die Erhöhung des Sperrluftmassenstromes vor Rotor 1 (Sekundärstrom 1) um 0,5 % des Hauptmassenstromes eine Wirkungsgradabnahme von 0,3 % erfolgt (Betriebspunkt NSA zu MI). Wird der Sperrluftmassenstrom vor Stator 2 (Sekundärstrom 2) um ca. 0,6% vom Hauptmassenstrom angehoben (Betriebspunkt MI zu HL) und der Sperrluftmassenstrom vor Rotor 1 konstant belassen, so beträgt die Wirkungsgradabnahme nur 0,1 %. Erst eine weitere Erhöhung des Sperrluftmassenstromes vor Stator 2 um 0,7% des Hauptmassenstromes (Betriebspunkt HL zu HL3) führt zu einer weiteren Wirkungsgradreduktion von 0,3 %. Die Wirkungsgradänderung ist nicht proportional zur Sperrluftausblasung vor Stator 2.

Eine Begründung des Verhaltens kann aufgrund der bis an dieser Stelle vorliegenden Daten nicht geliefert werden. Es kann vermutet werden, dass die durch die Schaufelgeometrie vorgegebene tangential Geschwindigkeitskomponente über der Rim Seal einen Einfluss hat. Die Tangentialgeschwindigkeit am Statoraustritt ist deutlich größer als am Rotoraustritt und erhöht dadurch die Scherwirkung über der Rim Seal. Dabei muss zusätzlich noch die tangential Geschwindigkeitskomponente der Sperrluftausblasung berücksichtigt werden.

Ebenso könnte die Aerodynamik der Rotorschaukel sehr viel sensibler auf Störungen durch die Sperrluft reagieren als die Statorbeschaufelung. Eine weitere Vermutung

könnte sein, dass Störungen in der Statoranströmung generell geringere Folgen haben als eine Störung in der Rotoranströmung.

Schließlich ist die Frage zu beantworten, wie stark sich die Beeinflussung der Hauptströmung verstärkt, wenn die Sperrluftmassenströme erhöht werden. Eine Antwort auf diese Frage ist sicherlich abhängig von der jeweils verwendeten Rim Seal Geometrie. Für eine weitere Analyse der Strömungsvorgänge ist es notwendig, die Strömung genauer zu untersuchen. Dies wird in den nachfolgenden Unterkapiteln anhand von umfangsgemittelten Werten und durch zweidimensionale Strömungsdarstellungen durchgeführt.

Zusammenfassung der Wirkungsgradmessungen

Eine Erhöhung des Sperrluftmassenstromes in die Turbine hat ein Absinken des Turbinenwirkungsgrades zur Folge. Die Wirkungsgraddifferenz beträgt zwischen dem Betriebspunkt ohne Sperrluftausblasung und dem Betriebspunkt HL3 etwa 0,7%. Die Turbine reagiert sensibler auf eine Sperrluftausblasung vor Rotor 1 als auf eine Ausblasung vor Stator 2.

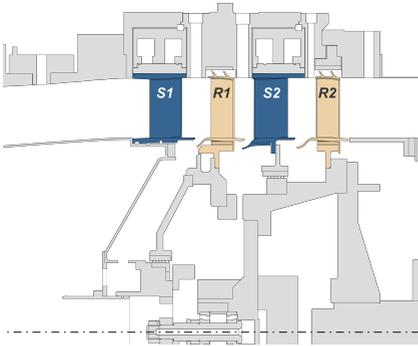
5.2 Einfluss der Sperrluft auf das Strömungsfeld stromab Stator 1

Zur Erklärung der ermittelten Wirkungsgradunterschiede ist es notwendig, die Strömungsstrukturen in der Turbine genauer zu betrachten. Zunächst wird in Messebene S1R1 der Unterschied bei verschiedenen Sperrluftausblaseraten aufgezeigt. In Abbildung 5.3(b) kann man erkennen, dass die Position der Messebene noch vor der Rim Seal liegt. Es sind demnach keine besonders großen Auswirkungen der Sperrluftmenge in dieser Messebene zu erwarten, was im folgenden belegt wird.

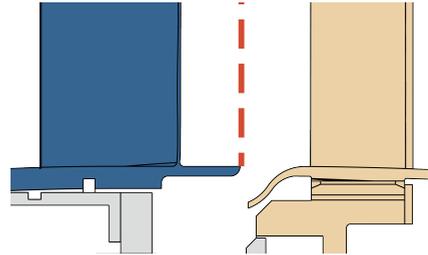
Die umfangsgemittelten Messwerte sind in den Abbildungen 5.4 und 5.5 für verschiedene Strömungsgrößen zu sehen. Der Betriebspunkt ohne Sperrluftausblasung (NSA) ist jeweils in Form der unterbrochenen Linie zu sehen, der Betriebspunkt mit maximaler Sperrluftausblasung (HL3) in Form der durchgezogenen Linie.²⁷

In den Abbildungen 5.4 und 5.5 sind zusätzlich noch zwei weitere Messungen aufgezeigt (graue Linien). Die beiden Messungen des jeweils selben Betriebspunktes waren für die Erfassung der Messwerte mittels Hitzdrahtsonde an den Messebe-

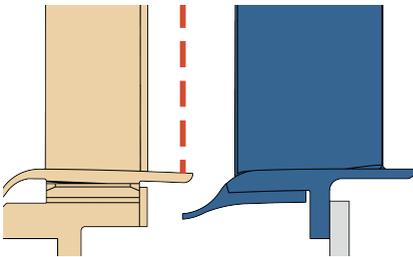
²⁷ Liniendarstellungen sind in diesem Kapitel immer nach dem Muster erstellt worden, dass Betriebspunkte ohne Sperrluftausblasung (NSA) in gestrichelten Linien aufgetragen sind, während Betriebspunkte mit maximaler Sperrluftausblasung (HL3) in durchgezogenen Linien aufgetragen sind.



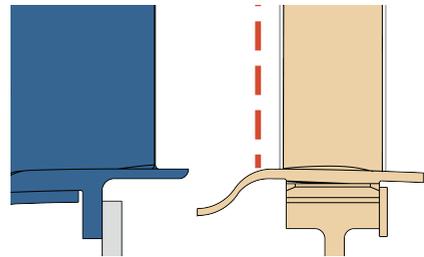
(a) Übersicht



(b) Detailansicht Messebene S1R1



(c) Detailansicht Messebene R1S2



(d) Detailansicht Messebene S2R2

Abbildung 5.3.: Anordnung der Messebenen in der Turbine und detaillierte Darstellung der Rim Seal; die gestrichelte Linie kennzeichnet die Position der Messebenen

nen R1S2 und S2R2 notwendig, da nur eine Hitzdrahtsonde zur Verfügung stand. Man kann zwischen den Messungen, in denen die Hitzdrahtsonde in Messebene R1S2 bzw. Messebene S2R2 verbaut war (in den Abbildungen 5.4 und 5.5 mit *HWA-R1S2* bzw. *HWA-S2R2* bezeichnet), keine Unterschiede feststellen. Somit können durch die gute Wiederholgenauigkeit die Ergebnisse der Fünfflochsondenmessungen mit denen der Hitzdrahtanemometrie direkt verglichen werden.

Es ist deutlich erkennbar, dass die Erhöhung der Sperrluftausblasmenge nur marginale Auswirkungen auf die Strömung an dieser Messebene hat. Der bezogene Totaldruck $p_{\text{tot, bez}}$ (bezogen auf den Eintrittsdruck) zeigt nur im Bereich von 20 % bis 30 % der Kanalhöhe leichte Unterschiede, wobei sich diese in der Größenordnung des Messfehlers befinden.

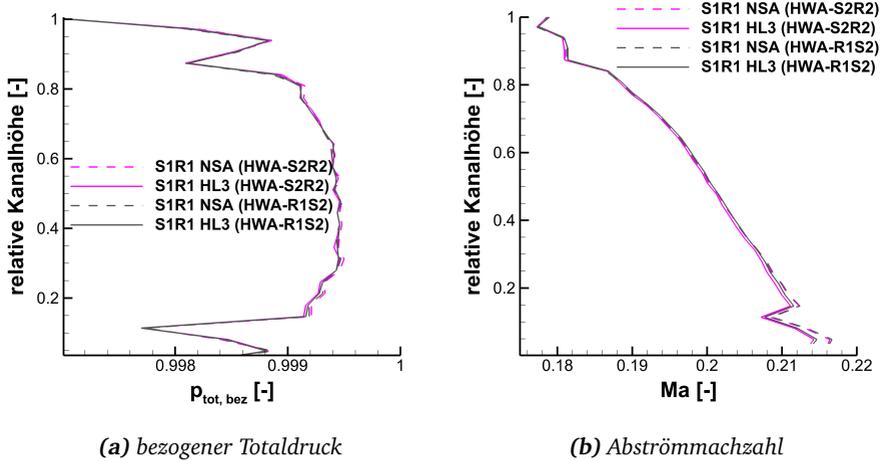


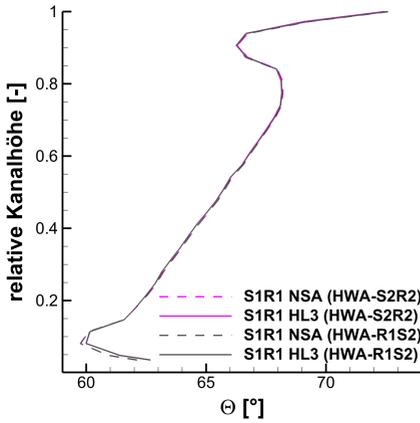
Abbildung 5.4.: umfangsgemittelte Messwerte stromab von Stator 1 (S1R1, FLS)

Die Abströmmachzahl von Stator 1 (siehe Abbildung 5.4(b)) zeigt im unteren Kanalbereich leichte Geschwindigkeitsabweichungen. Der radiale Strömungswinkel (siehe Abbildung 5.5(b)) ist mit Sperrluftausblasung in der unteren Kanalhälfte etwas stärker zum Gehäuse geneigt (Differenz ca. 1°). Der absolute radiale Strömungswinkel ist in beiden Fällen, insbesondere im Mittelschnitt, mit ca. minus 4° deutlich zur Nabe hin gerichtet.

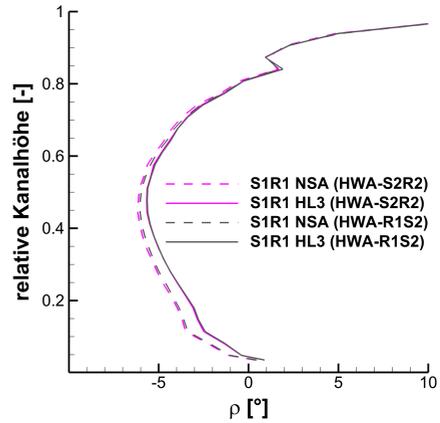
Zusammenfassend ist der Einfluss der Sperrluftausblasung am Austritt von Stator 1 sehr gering. Damit kann der Einfluss der Sperrluft zwischen Stator 1 und Rotor 1 am Austritt von Rotor 1 ermittelt werden, da die Zuströmung vor der Rim Seal S1R1 mit und ohne Sperrluftausblasung quasi identisch ist.

In den 2d-Darstellungen²⁸ des auf den Eintrittsdruck bezogenen Totaldrucks (siehe Abbildung 5.6(a)) erkennt man die gleichmäßige Abströmung. Lediglich saugseitig im Hub- und Tipbereich sind Regionen mit stärkeren Totaldruckverlusten zu erkennen. Die Positionen der Passagenwirbel sind auch in den umfangsgemittelten Größen an den Stellen erkennbar, an denen der Totaldruck Unstetigkeiten aufweist (siehe Abbildung 5.4(a)). Ursache dafür sind die sich einstellenden Sekundärströmungen

²⁸ Alle 2d-Darstellungen in Kapitel 5 sind in Blickrichtung vom Turbinenausstritt zum Turbineneintritt dargestellt.



(a) Abströmwinkel in Umfangsrichtung



(b) radialer Abströmwinkel

Abbildung 5.5.: umfangsgemittelte Abströmwinkel stromab von Stator 1 (S1R1, FLS)

bzw. der dadurch induzierte Passagenwirbel. Der Vergleich der Abbildung 5.6(a) mit denen der Abbildung 5.6(b) lässt kaum Unterschiede in dem Strömungsfeld erkennen.

In Abbildung 5.5(a) sieht man eine Zunahme des Statorabströmwinkels²⁹ um ca. 10° mit steigendem Schaufelradius. Dies ist eine typische Auslegung um die ebenso ansteigenden Umfangsgeschwindigkeiten des Rotors mit steigender Kanalhöhe auszugleichen. Sie liegen bei den durchgeführten Messungen bei $34,8 \text{ m/s}$ am Schaufelfuß und bei $45,5 \text{ m/s}$ an der Schaufelspitze. Damit ist der rotorrelative Anströmwinkel über die Rotorschaufelhöhe relativ konstant. Ein ähnliches Verhalten ist bei der Abströmgeschwindigkeit des Stators zu sehen. Zur Einstellung einer gleichmäßigeren relativen Anströmgeschwindigkeit des Rotors wird die Abströmgeschwindigkeit an der Schaufelspitze im Vergleich zum Schaufelfuß reduziert.

²⁹ Zur Erläuterung des Abströmwinkels siehe Abbildung 2.1 auf Seite 17

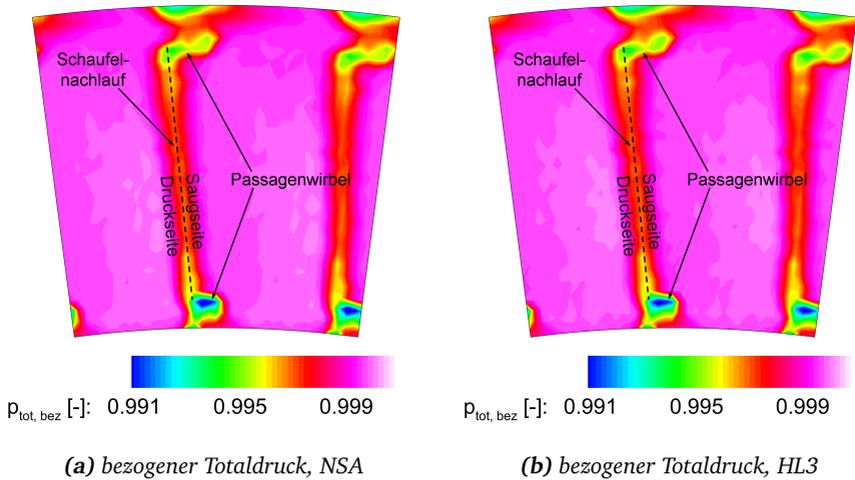


Abbildung 5.6.: Contourplots stromab von Stator 1 (S1R1, FLS)

Zusammenfassung der Strömungsuntersuchungen stromab Stator 1

Eine Variation der Sperrluftmassenströme stromab von Stator 1 hat einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Strömung stromauf der Ausblasestelle, an der die Variation vorgenommen wird. Messebenen stromauf der Rim Seals erfassen daher nur die Effekte, die aufgrund der stromauf liegenden Sperrluftausblasung auftreten.

5.3 Einfluss der Sperrluft auf das Strömungsfeld stromab Rotor 1

In der Messebene stromab von Rotor 1 können die Auswirkungen der Sperrluftausblasung vor Rotor 1 vermessen werden. Die Auswirkungen der Sperrluftausblasung zwischen Rotor 1 und Stator 2 können hier nicht erfasst werden. Eine Übersicht über die Position der Messebene R1S2 gibt Abbildung 5.3(c) auf Seite 90.

Die Rotorabströmung wird im Folgenden in drei Varianten betrachtet. Im ersten Abschnitt wird die Rotorabströmung im Absolutsystem dargestellt (statorrelativ). Die detaillierten Strömungsstrukturen der Rotorpassage sind nicht erkennbar. Im zweiten Abschnitt wird die Rotorabströmung im mitrotierenden System dargestellt (rotorrelativ). Hier sind die detaillierten Strömungsstrukturen einer Rotorpassage

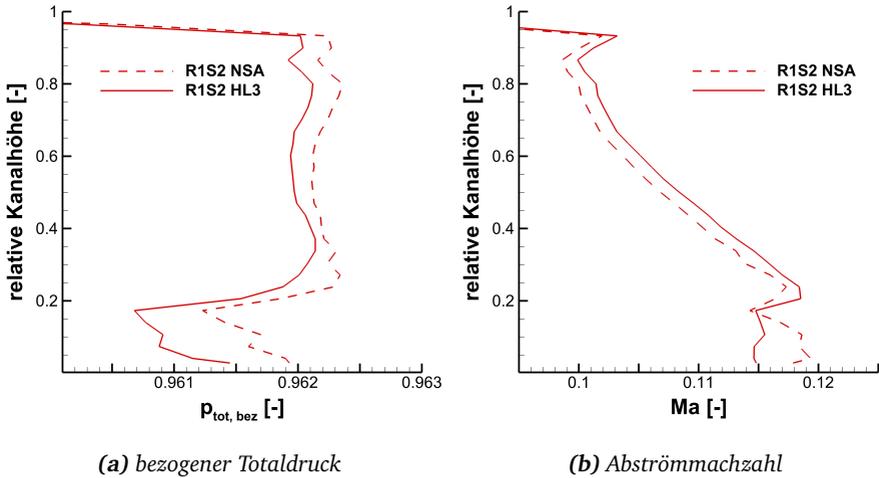


Abbildung 5.7.: umfangsgemittelte Messwerte stromab von Rotor 1 (R1S2, FLS)

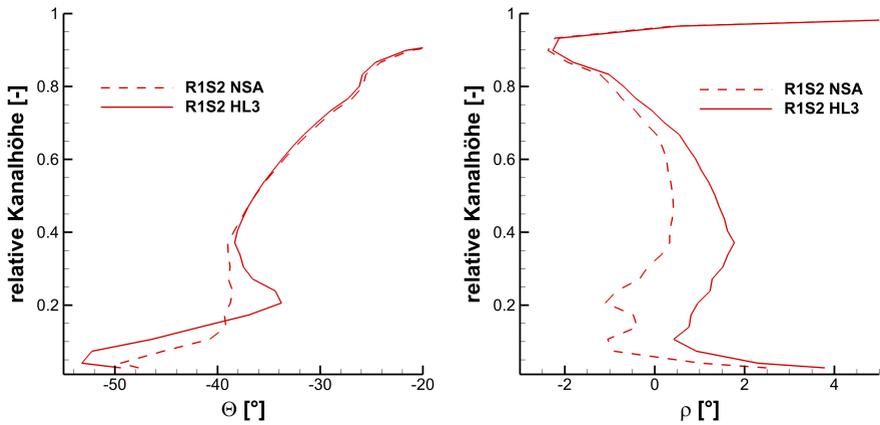
erkennbar, jedoch wird der Einfluss des davor liegenden Stators gemittelt. Der letzte Abschnitt beschäftigt sich mit den Auswirkungen auf die Arbeitsumsetzung des Rotors.

Rotorabströmung im Absolutsystem (statorrelativ)

Abbildung 5.7(a) zeigt deutliche Unterschiede im bezogenen Totaldruck stromab von Rotor 1. Die umfangsgemittelte Auftragung zeigt, dass der Totaldruckverlust mit Sperrluftausblasung generell leicht erhöht ist. Der Unterschied der beiden auf den Eintrittsdruck bezogenen Totaldrücke liegt im Mittelschnitt bei etwa 0,02 %, was an der Grenze der Messgenauigkeit liegt. Im Bereich bis zu 20 % der Kanalhöhe sind die umfangsgemittelten Druckverluste deutlicher ausgeprägt.

Die Abströmmachzahl weist ebenso deutliche Unterschiede auf (siehe Abbildung 5.7(b)). Hierbei ist zu beachten, dass die rotorrelative Abströmgeschwindigkeit umfangsgemittelt weniger Unterschiede zwischen den Betriebspunkten aufweist als die absolute Abströmgeschwindigkeit, was hauptsächlich an den sich stark ändernden Abströmwinkeln in Umfangsrichtung liegt (siehe Abbildung 5.8(a)).

Betrachtet man die Ergebnisse der Fünflochsondenmessung mit und ohne Sperrluft in Messebene R1S2 (siehe Abbildung 5.9), erkennt man zunächst die noch



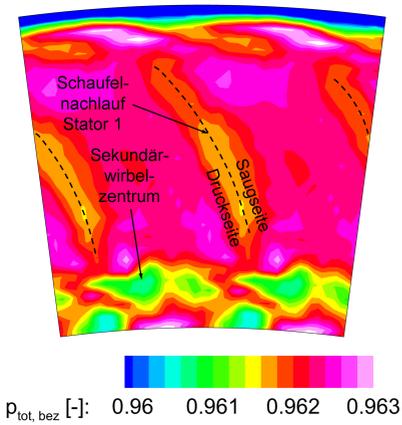
(a) Abströmwinkel in Umfangsrichtung

(b) radialer Abströmwinkel

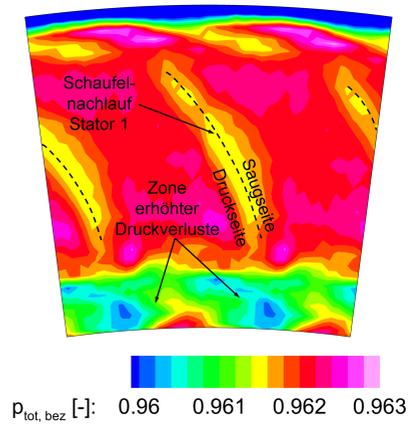
Abbildung 5.8.: umfangsgemittelte Strömungswinkel stromab von Rotor 1 (R1S2, FLS)

vorhandenen Nachläufe von Stator 1. Dabei ist zu beachten, dass die Messebene bereits hinter dem ersten Rotor liegt. Durch die unterschiedlichen Abströmwinkel des Rotors auf verschiedenen Kanalhöhen ist der Statornachlauf im Vergleich zu seiner Form vor dem Rotor (vgl. Abbildung 5.6) verzerrt. Der schon in den umfangsgemittelten Daten erkennbare Totaldruckverlust in den unteren 20 % der Kanalhöhe ist in Abbildung 5.9 ebenfalls deutlich zu sehen. Die Strömungsstrukturen mit und ohne Sperrluftausblasung haben einen ähnlichen Verlauf auf unterschiedlichem Niveau.

In Abbildung 5.8 sind die umfangsgemittelten Abströmwinkel aufgetragen. Der radiale Winkel ist bei dem Betriebspunkt mit Sperrluftausblasung leicht erhöht, was durch die Sperrluftausblasung stromab und deren Blockadewirkung verursacht sein könnte. Die radiale Geschwindigkeitskomponente liegt mit Sperrluftausblasung im unteren Kanalbereich etwa 1 m/s über dem Betriebspunkt ohne Sperrluftausblasung. Beim Abströmwinkel in Umfangsrichtung ist bis zu einer Kanalhöhe von 40 % eine deutliche Abweichung ersichtlich. Dabei ist auffällig, dass mit Sperrluftausblasung bis zu einer Kanalhöhe von ca. 15 % eine stärkere Umlenkung von ca. 8° erfolgt, während bei einer Kanalhöhe von 15 bis 40 % eine Minderumlenkung im Vergleich

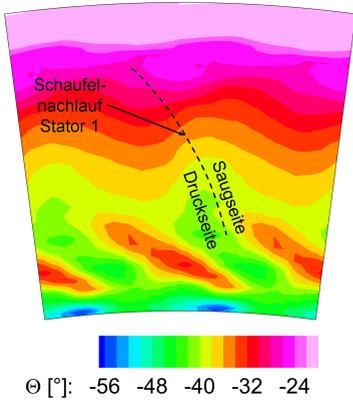


(a) NSA

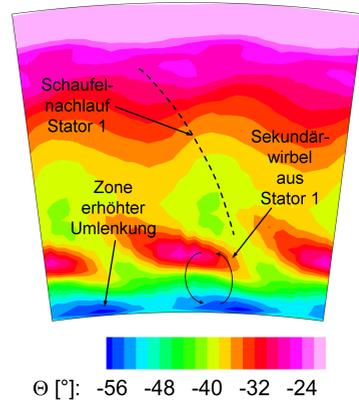


(b) HL3

Abbildung 5.9.: statorrelativer, bezogener Totaldruck stromab von Rotor 1 (R1S2, FLS)



(a) NSA



(b) HL3

Abbildung 5.10.: statorrelative Abströmwinkel in Umfangsrichtung stromab von Rotor 1 (R1S2, HWA)

zum Betriebspunkt NSA erfolgt, die bei 25 % Kanalhöhe ihr Maximum von ca. 5° erreicht.

Vergleicht man die 2d-Strömungsstrukturen der Abströmwinkel (Abbildung 5.10), so sind im mittleren und äußeren Strömungsbereich keine wesentlichen Unterschiede durch die Sperrluftausblasung festzustellen. Die Ausblasung der Sperrluft vor Rotor 1 hat keinen Einfluss auf die Strömungsstrukturen, die durch den ersten Stator der Strömung aufgeprägt wurden. In den unteren 40 % des Strömungskanales sind deutliche Änderungen in den Abströmwinkeln zu sehen, die durch die Sperrluftausblasung verursacht werden. Die mit Sperrluftausblasung verstärkten Abströmwinkel an der Plattform, gefolgt von weniger stark umlenkenden Bereichen lassen eine Intensivierung der nabenseitigen Sekundärströmungsstrukturen vermuten. Dabei ist zu beachten, dass die Strukturen in Umfangsrichtung durch den ersten Stator verursacht werden und noch hinter dem Rotor erkennbar sind. Die Sperrluftausblasung zwischen Stator 1 und Rotor 1 scheint die Sekundärströmungen hinter dem Rotor zu intensivieren. Durch den Rotor verursachte Strömungsphänomene können nur mit rotorrelativen Messungen aufgezeigt werden.

Rotorabströmung im mitrotierenden System (rotorrelativ)

Der Einfluss der durch die Rim Seal zwischen Stator 1 und Rotor 1 ausgeblasenen Sperrluft auf die Rotorbeschaufelung kann nur durch eine rotorrelative Betrachtungsweise untersucht werden. Dazu werden die durch instationäre Messungen erhaltenen Daten durch umsordieren in eine Reihenfolge gebracht, die einer Messung im mitrotierenden System entspricht. Die dazu verwendete Messtechnik ist die Hitzdrahtanemometrie (vgl. Kapitel 4.2.2).

Abbildung 5.11 zeigt die rotorrelative Abströmmachzahl für die beiden Betriebspunkte mit und ohne Sperrluftausblasung. Im Gegensatz zur Abbildung 5.9 sind hier nicht zwei Statornachläufe zu erkennen, sondern drei Nachläufe der Rotorbeschaufelung. Gut zu sehen sind die Passagenwirbel im unteren Bereich des Kanals entlang der Saugseite der Rotorprofile. Sie sind gekennzeichnet durch eine langsamere Strömungsgeschwindigkeit und gehen in den Nachlaufbereich der Beschaufelung über.

Wie schon in den zuvor beschriebenen Resultaten ist auch hier eine erhöhte Abströmgeschwindigkeit im unteren Kanalbereich festzustellen, wenn keine Sperrluft ausgeblasen wird (Abbildung 5.11). Dies lässt auf eine Blockadewirkung der stromab liegenden Sperrluft schließen sowie auf zusätzliche Druckverluste mit Sperrluftausblasung. Ein Vergleich mit der Abströmung von Stator 1 führt zu dem

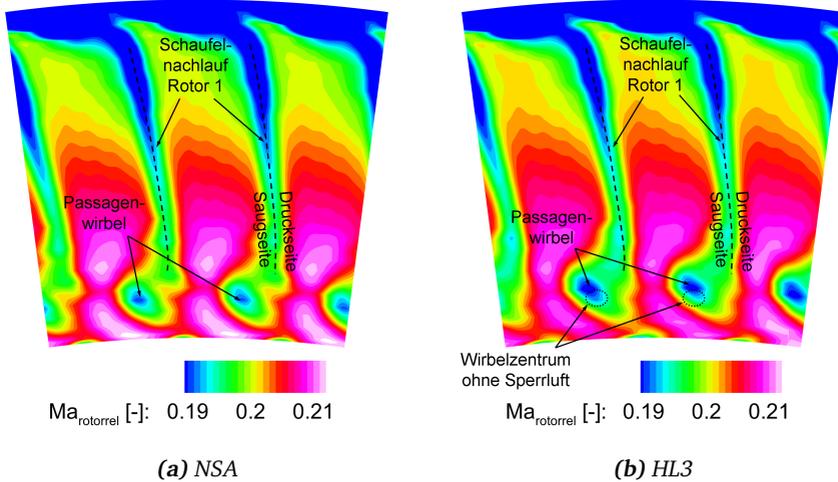


Abbildung 5.11.: rotorrelative Abströmmachzahl stromab von Rotor 1 (R1S2, HWA)

Schluss, dass die zusätzlich entstehenden Totaldruckverluste innerhalb der Rotorpassage dominieren.

Das Verhalten der Abströmwinkel hinter Rotor 1 ist in Abbildung 5.12 zu sehen. Wie schon Abbildung 5.8(a) zeigt, sind oberhalb von 40 % der Kanalhöhe keine Unterschiede mit und ohne Sperrluftausblasung festzustellen. Im radialen Bereich der nabenseitigen Passagenwirbel treten deutliche Differenzen der Abströmwinkel auf. Die Positionen der Zonen geringerer Abströmwinkel sind jeweils an der Saugseite zu finden; darunter befinden sich die Bereiche erhöhter Abströmwinkel. Die Strömung in der Rotorpassage erfährt im unteren Kanalbereich durch eine Erhöhung der Sperrluftausblasung vor dem Rotor eine Verstärkung der Sekundärströmungseffekte.

Betrachtet man die Abweichung des Einzelwertes zum umfangsgemittelten Abströmwinkel, so sind im unteren Kanalbereich deutlich stärkere Winkelabweichungen in der Abströmung mit Sperrluft erkennbar (siehe Abbildung 5.13). Mit Sperrluft treten in Höhe der Passagenwirbel Differenzen des Abströmwinkels in Umfangsrichtung zwischen -2° und $+3^\circ$ im Betriebspunkt HL3 auf, während bei NSA die Schwankungen nur $\pm 1,5^\circ$ betragen.

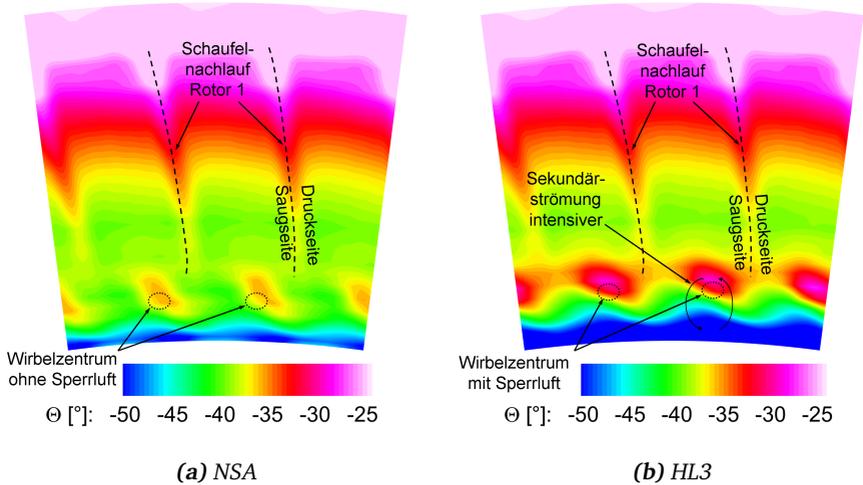


Abbildung 5.12.: rotorrelative Abströmwinkel in Umfangsrichtung stromab von Rotor 1 (R1S2, HWA)

Die stark variierenden Abströmwinkel bedeuten wiederum eine variierende Anströmung der nachfolgenden Schaufelreihe. Bei der Auslegung der Schaufelprofile des nachfolgenden Stators ist zu berücksichtigen, dass insbesondere in den Höhenbereichen mit stark variierenden Abströmwinkeln die Profilverluste des Stators mit abweichendem Anströmwinkel nicht zu stark ansteigen.

In Abbildung 5.14 ist die Standardabweichung mehrerer HWA-Messwerte erkennbar. Bereiche mit hoher Standardabweichung werden stärkeren Schwankungen der gemessenen Größe ausgesetzt. Es macht deutlich, dass die Winkelabweichungen in noch größeren Bereichen variieren können, als in Abbildung 5.13 ersichtlich ist.

Folgen auf die Arbeitsumsetzung des ersten Rotors

In den vorangegangenen Abschnitten wurde gezeigt, dass der Abströmwinkel in Umfangsrichtung deutlichen Änderungen unterworfen ist, wenn die Sperrluftausblaserate variiert wird. Die Arbeitsumsetzung der Rotorbeschaufelung wird mit der Eulerschen Turbinengleichung (siehe Gleichung (2.4) auf Seite 20) berechnet. Abbildung 5.15 zeigt den Verlauf der Arbeitsumsetzung der Rotorbeschaufelung. Die erhöhte Umlenkung in den unteren 15 % des Strömungskanales führt schein-

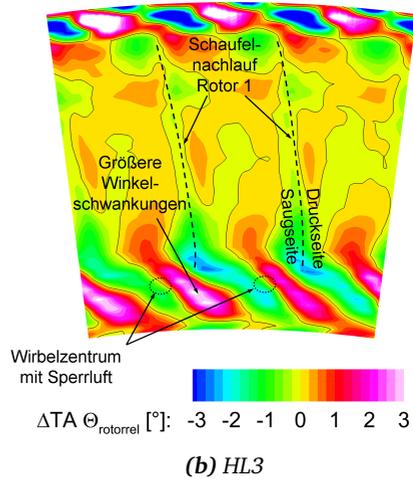
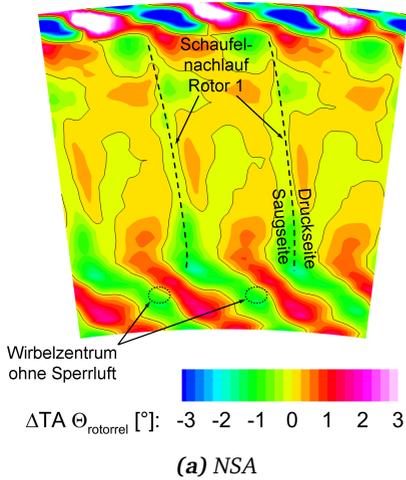


Abbildung 5.13.: Differenz zum umfangsgemittelten, rotorrelativen Abströmwinkel stromab von Rotor 1 (R1S2, HWA)

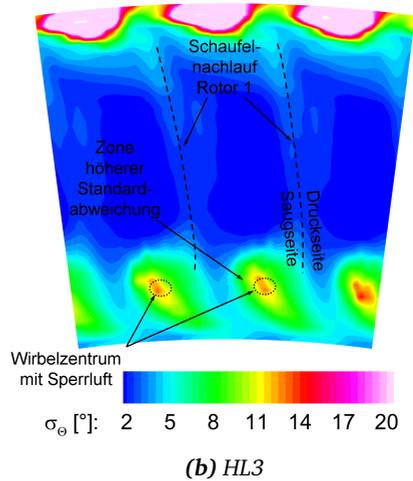
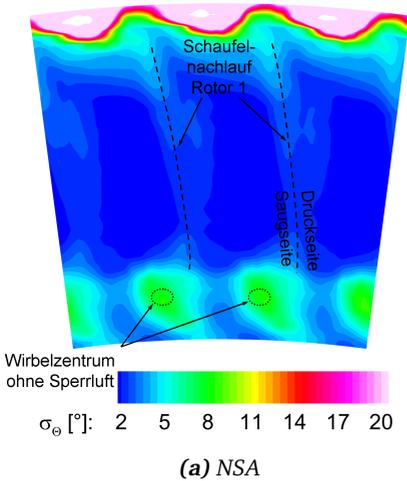


Abbildung 5.14.: Standardabweichung des rotorrelativen Abströmwinkels stromab von Rotor 1 (R1S2, HWA)

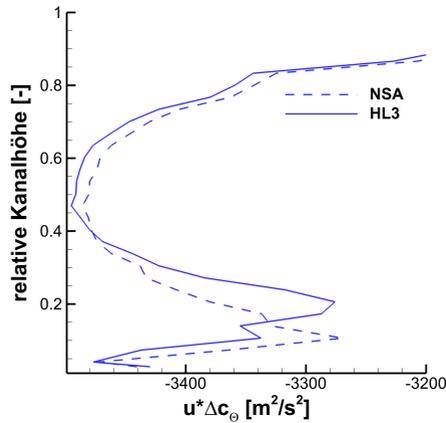


Abbildung 5.15.: spezifische Arbeitsumsetzung über Rotor 1 mit und ohne Sperrluftausblasung

bar zu einer erhöhten Arbeitsumsetzung mit Sperrluftausblasung. Im Bereich von 15 % bis 40 % der Kanalhöhe wird eine um bis zu 3 % geringere Arbeitsumsetzung bei dem Betriebspunkt mit Sperrluftausblasung erzielt. Allerdings wird durch die Sekundärluftausblasung auch ein erhöhter Massenstrom in den Kanal eingebracht, was bei den bezogenen Größen nicht berücksichtigt ist.

Hierbei ist zu berücksichtigen, dass der Drall des ersten Stators als Umfangskomponente für den Eintritt in Rotor 1 verwendet wird. Zwischen der Statorabströmung und der Rotorzuströmung wird Sperrluft in den Strömungskanal eingebracht. Daher muss davon ausgegangen werden, dass die wirkliche Umfangsgeschwindigkeit am Eintritt des ersten Rotors von den Werten des Statoraustrittes abweicht. Dies gilt insbesondere im unteren Fünftel des Kanalbereiches.

Aufgrund des sich kaum ändernden Strömungsprofils mit und ohne Sperrluftausblasung in der radialen Kanalmitte kann davon ausgegangen werden, dass die Anströmwinkel in diesen Bereichen gleich bleiben. Dies wird durch die Aussagen von YAMAMOTO [63, 64] gestützt, der den Einfluss des Anströmwinkel auf die Strömung einer Turbinenbeschaufelung untersucht hat. Yamamoto fand heraus, dass die Fehlanströmung insbesondere in der Kanalmitte deutlichere Auswirkungen hat als im Bereich der Endwände. Unterschiede mit und ohne Sperrluftausblasung treten

jedoch hauptsächlich im Plattformbereich auf. Die Schwankungen des Zuströmwinkels sollten somit ebenso auf den Plattformbereich beschränkt bleiben.

Der durch die Sperrluftausblasung im Nabebereich der Rotorzuströmung entstehende negative Anströmwinkel hat laut PERDICHIZZI UND DOSSENA [45] nur einen geringen Einfluss auf den Abströmwinkel der Schaufel. Ob dies bei der hier verwendeten Geometrie ebenso der Fall ist, kann mit abschließender Sicherheit nicht gesagt werden. Eine höhere Umfangsgeschwindigkeit im Nabebereich des ersten Rotors kann mit stärkeren Sekundärströmungen in der Passage erklärt werden. Die vor dem Rotor ausgeblasene Sperrluft führt zu einer Blockade und zu Mischungsverlusten im unteren Kanalbereich. Dadurch hat die Strömung, wie in Abbildung 5.11 auf Seite 98 zu sehen, an der nabenseitigen Plattform eine geringere Geschwindigkeit. Eine geringere Geschwindigkeit im wandnahen Bereich eines gekrümmten Kanals führt zur stärkeren Ausprägung von Sekundärströmungen, wie sie in Abbildung 5.12(b) erkennbar ist.

Zusammenfassung der Strömungsuntersuchungen stromab Rotor 1

Der Sperrluftmassenstrom stromauf Rotor 1 hat große Auswirkungen auf das Strömungsfeld am Austritt von Rotor 1. Die entstehenden Effekte bleiben auf die unteren 40 % der Kanalhöhe beschränkt. Das rotorrelative Strömungsfeld zeigt deutlich eine Erhöhung der Intensität des nabenseitigen Passagenwirbels. Instationäre Messungen haben gezeigt, dass mit hohen Winkelschwankungen am Eintritt der nachfolgenden Schaufelreihe gerechnet werden muss.

5.4 Einfluss der Sperrluft auf das Strömungsfeld stromab Stator 2

In der Messebene stromab von Stator 2 können die Auswirkungen der Sperrluftausblasung, die vor Stator 2 austritt, vermessen werden. Eine Übersicht über die Position der Messebene gibt Abbildung 5.3(d) auf Seite 90. Es ist erkennbar, dass durch die Position der Messebene auch die Sperrluftströme zwischen Stator 2 und Rotor 2 erfasst werden können. Eine durchgeführte Druckverlustberechnung hat gezeigt, dass der Sperrluftmassenstrom an dieser Stelle unabhängig von den eingestellten Sekundärmassenströmen ist. Grund dafür ist die Abhängigkeit des Sperrluftmassenstromes nach Stator 2 von der treibenden Druckdifferenz über die Labyrinthdichtung, die zwischen den Kavitäten vor bzw. hinter Stator 2 angeordnet ist. Der Druck in den beiden Kavitäten wird aufgrund der großen Rim Seal Fläche

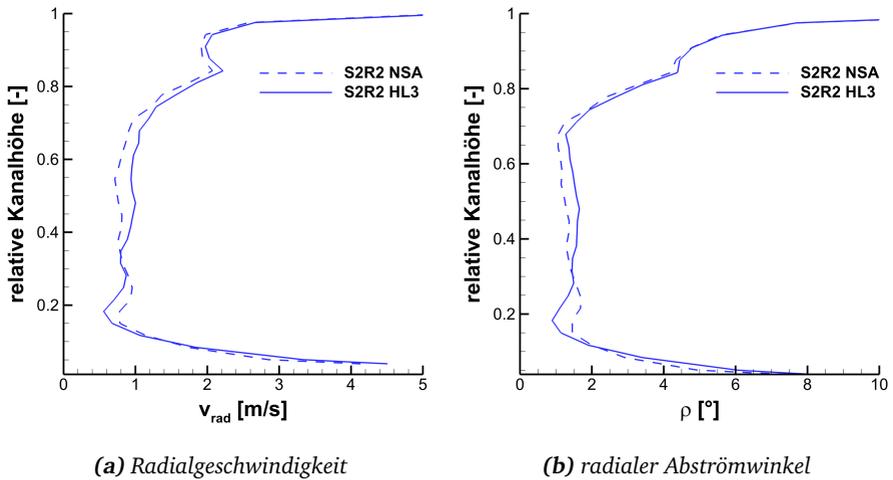
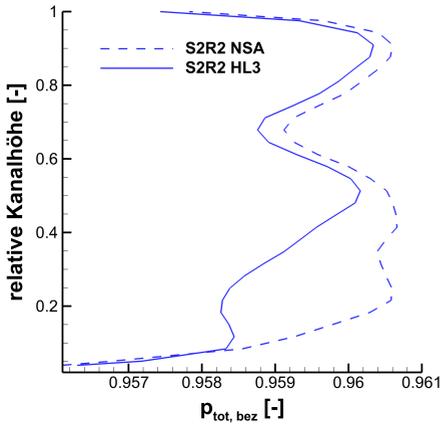


Abbildung 5.16.: umfangsgemittelte Radialkomponenten stromab von Stator 2 (S2R2, FLS)

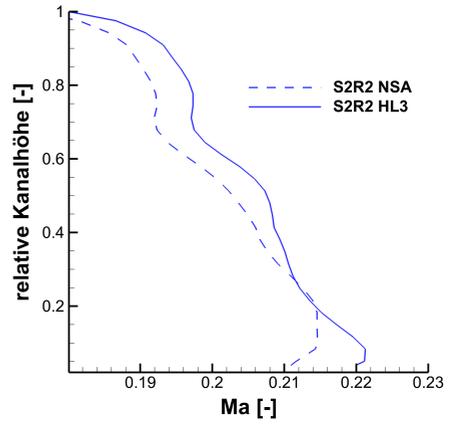
von dem Druck in der Hauptströmung vorgegeben. Dieser ist nahezu unabhängig von der eingeblasenen Sperrluftmenge.

Bei der Betrachtung des radialen Abströmwinkels und der radialen Abströmgeschwindigkeit (Abbildung 5.16) erkennt man eine zum Gehäuse hin gerichtete Strömung in beiden Betriebspunkten. Durch die Position der Sonde relativ zur Rim Seal zwischen Stator 2 und Rotor 2 muss aufgrund der Geometrie der nabenseitigen Plattform mit einer radialen Strömung gerechnet werden, siehe Abbildung 5.3(d) auf Seite 90. Der Unterschied ist zwischen dem Betriebspunkt mit und ohne Sperrluftausblasung deutlich geringer als stromab von Rotor 1 (siehe Abbildung 5.8(b) auf Seite 95), obwohl der auf die Messebene stromab Stator 2 wirkende Sperrluftmassenstrom $\dot{m}_{\text{Sek } 2}$ insgesamt größer ist. Diese Ergebnisse untermauern die analytischen Berechnungen und die Aussage, dass der Sperrluftmassenstrom $\dot{m}_{\text{kav S2R2}}$ an der Rim Seal unabhängig von der durch die Cooling Holes eingeblasenen Sperrluftmenge $\dot{m}_{\text{Sek } 2}$ ist.³⁰

³⁰ Über das Verhalten bei weiterer Erhöhung des Sperrluftmassenstromes $\dot{m}_{\text{Sek } 2}$ durch die Cooling Holes über den Betriebspunkt HL3 hinaus kann keine Aussage gemacht werden.

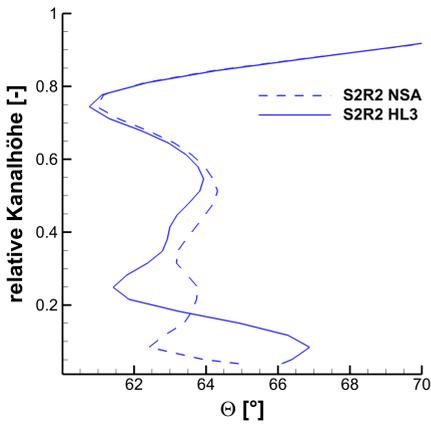


(a) bezogener Totaldruck

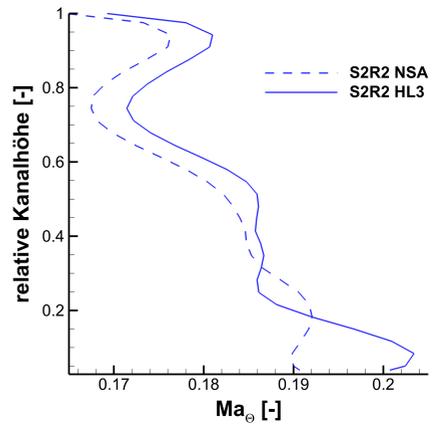


(b) Abströmmachzahl

Abbildung 5.17.: umfangsgemittelte Messwerte stromab von Stator 2 (S2R2, FLS)



(a) Abströmwinkel



(b) Umfangsmachzahl

Abbildung 5.18.: umfangsgemittelte Strömungskomponenten in Umfangsrichtung stromab von Stator 2 (S2R2, FLS)

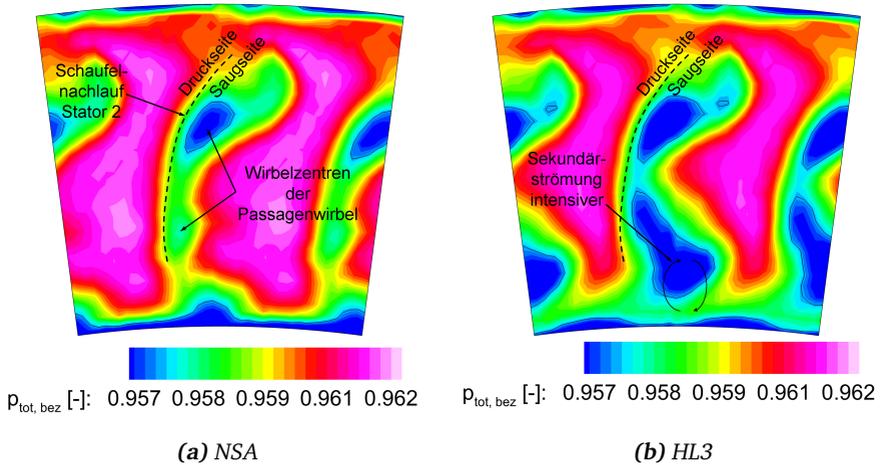
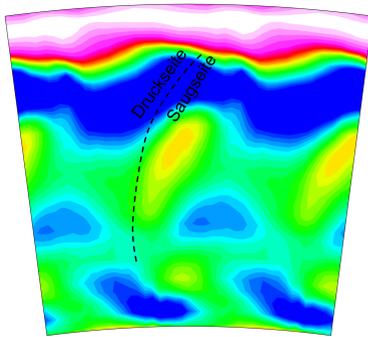


Abbildung 5.19.: statorrelativer bezogener Totaldruck stromab von Stator 2 (S2R2, FLS)

Abbildung 5.17(a) zeigt den Verlauf des bezogenen Totaldruckes. In den unteren 8 % des Strömungskanales sind keine wesentlichen Unterschiede im Totaldruckverlauf der beiden Konfigurationen festzustellen. Vergleicht man den Totaldruckunterschied der beiden Betriebspunkte mit den Unterschieden bei der Rotorabströmung (Abbildung 5.7(a) auf Seite 94), so hat hier die Sperrluftvariation stromauf von Stator 2 kaum Einfluss auf die Strömung im unteren Kanalbereich stromab Stator 2.

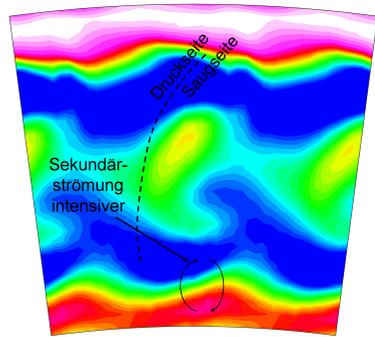
Abbildung 5.17(b) zeigt eine Geschwindigkeitzunahme im unteren Kanalbereich bei Sperrluftausblasung. Dies ist hauptsächlich der höheren Umlenkung geschuldet, die in Abbildung 5.18 zu sehen ist. Die axiale Geschwindigkeit ist in den unteren 20 % ohne Sperrluftausblasung höher.

Mit 2d-Darstellungen sollen die umfangsgemittelten Ergebnisse im weiteren Verlauf detaillierter betrachtet werden. Abbildung 5.19 zeigt den auf den Eintritt bezogenen Totaldruck der beiden Betriebspunkte NSA und HL3. Der in dem umfangsgemittelten Graphen erkennbare höhere Totaldruckverlust beim Betriebspunkt HL3 in der unteren Kanalhälfte wird durch eine Zone nahe der Saugseite des Stators verursacht. Ergänzend durch die in Abbildung 5.20 sichtbaren Änderungen der Strömungswinkel können die Druckverlustzentren als Passagenwirbel identifiziert werden. Die Sperrluftausblasung vor Stator 2 führt, wie schon bei Rotor 1, zu einer Blockade



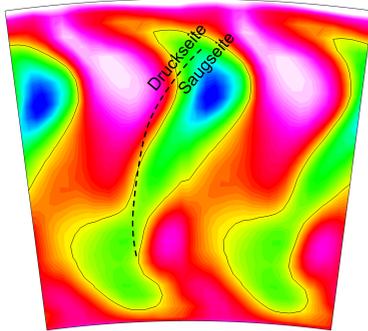
Θ [°]: 62 63 64 65 66 67 68 72

(a) Umfangsrichtung, NSA



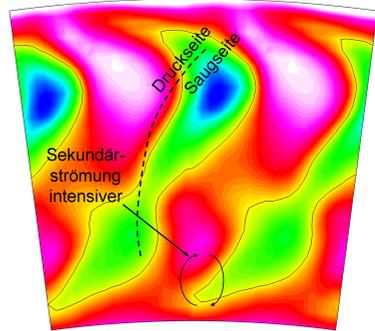
Θ [°]: 62 63 64 65 66 67 68 72

(b) Umfangsrichtung, HL3



ρ [°]: -14 -10 -6 -2 2 6 10 14

(c) radial, NSA



ρ [°]: -14 -10 -6 -2 2 6 10 14

(d) radial, HL3

Abbildung 5.20.: statorrelative Abströmwinkel stromab von Stator 2 (S2R2, FLS)

der Hauptströmung im Nabenbereich und damit zu einer verlangsamt Strömung innerhalb der Passage. Dies führt wiederum zu einer stärkeren Intensität des Passagenwirbels mit einer deutlich stärkeren Umlenkung im Bereich der nabenseitigen Plattform bzw. einer Minderumlenkung im Bereich von 20 % bis 30 % der Kanalhöhe

(vgl. Abbildungen 5.18, 5.20(a) und 5.20(b)).

Die Erhöhung der Sperrluft von NSA auf HL3 bewirkt deutliche Änderungen der Abströmwinkel und erfordert daher eine entsprechende Auslegung der nachfolgenden Rotorbeschauelung. Die Sekundärströmungsstrukturen nehmen im Nabenbereich durch die Sperrluftausblasung deutlich zu. In den Abbildungen 5.19 und 5.20 sind die durch die Sekundärluftausblasung entstehenden Verlustzentren bzw. Änderungen der Strömungswinkel an der saugseitigen Strömungskanalseite positioniert.

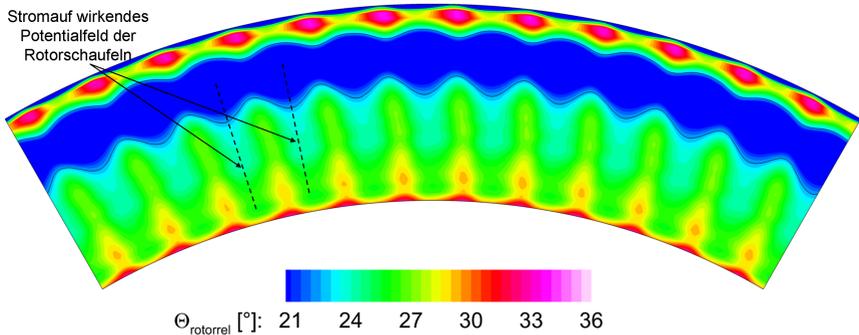
Einfluss der Cooling Holes auf Rotor 2

Der vorangegangene Abschnitt hat gezeigt, dass der Rotor mit wechselnden Anströmbedingungen umgehen muss. Im Folgenden wird der Einfluss der Sperrluft auf die Anströmung von Rotor 2 im rotorrelativen System betrachtet. Dazu werden erneut die Messungen mit Hitzdrahtanemometrie herangezogen.

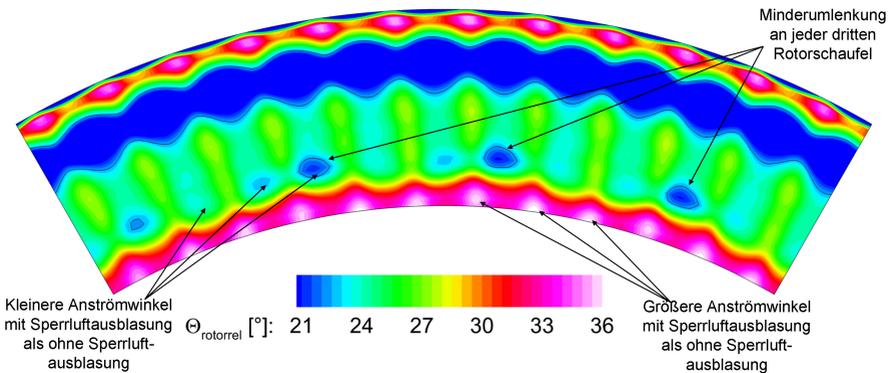
Ein Blick auf die Anströmwinkel in Umfangsrichtung (Abbildung 5.21) zeigt, dass die aus dem Stator austretenden Sekundärströmungsstrukturen den Anströmwinkel beim Betriebspunkt HL3 stark beeinflussen.³¹ Der Zuströmwinkel zeigt bis ca. 20 % Kanalhöhe deutliche Unterschiede zwischen den beiden Konfigurationen, wobei das Potentialfeld des Rotors diese Effekte lokal beeinflusst. Die Anströmwinkelzunahme in den unteren 10 % und die Abnahme bei 15 % bis 25 % sind Folgen der sich ausbildenden Sekundärströmungen, die in Stator 2 bei zunehmender Sperrluftausblasung entstehen (siehe Abbildungen 5.18(a) und 5.21).

Ein weiterer deutlich sichtbarer Effekt ist eine über mehrere Rotorpassagen verteilte Ungleichförmigkeit des Anströmwinkels von ca. einem Grad (Abbildung 5.21b). Die Minderumlenkung an jeder dritten Rotorpassage ist auffällig. Das Teilungsverhältnis von 12 Rotorpassagen zu 4 Positionen der Minderumlenkung lässt auf einen sichtbaren Einfluss der Cooling Holes auf das Strömungsfeld schließen. Abbildung 5.22 verdeutlicht die Anordnung der Cooling Holes zu den Rotorschaukeln. Dabei muss erwähnt werden, dass der Austritt der Cooling Holes in der Kavität R1S2 stattfindet, also vor dem zweiten Stator. Die Auswirkungen sind noch hinter dem zweiten Stator erkennbar.

³¹ In Abbildungen 5.21 und 5.23 sind anstelle der 3 Rotorpassagen nun 12 Rotorpassagen dargestellt.



(a) NSA



(b) HL3

Abbildung 5.21.: rotorrelative Zuströmwinkel zu Rotor 2, 12 Rotorpassagen (S2R2, HWA)

Der Einfluss der Cooling Holes hat Konsequenzen auf die Auslegung der Turbine. In Abbildung 5.23 sind die Standardabweichungen der rotorrelativen Anströmgeschwindigkeit aufgezeigt. Daraus wird ersichtlich, dass die Kühlluftausblasungen nicht nur eine gemittelte Winkelabweichung hervorrufen, sondern dass zusätzlich erhöhte Schwankungen der Strömungsgrößen zu erwarten sind. Die Effekte der Cooling Holes führen zu ungleichmäßigen Anströmungen der nachfolgenden Rotorpassagen. Dies führt wiederum zu einer Auslegung der Beschauflung auf einen Schwankungsbereich unterschiedlicher Zuströmungen, was nur einen Kompromiss

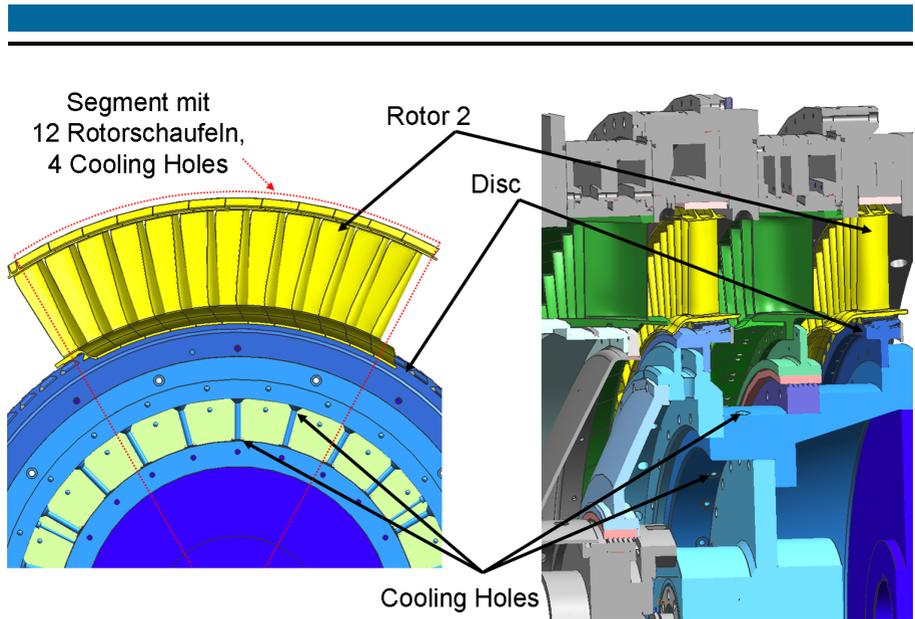
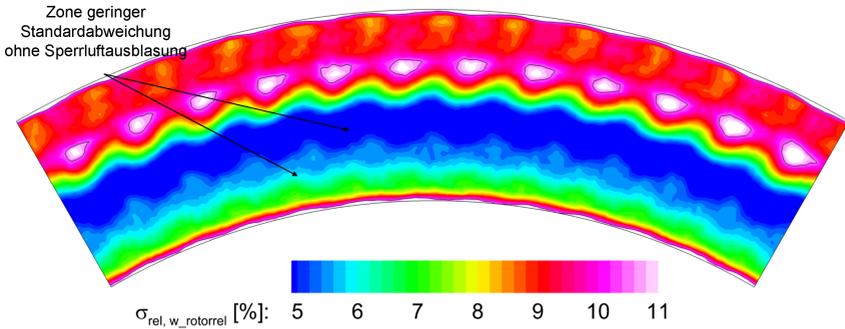


Abbildung 5.22.: Anordnung der Cooling Holes relativ zu 12 Rotorschaukeln; links: Ansicht vom Turbineneintritt mit ausgeblendeten Stator 2 Schaufeln, rechts: Positionen in der Turbine (vgl. Abbildung 4.1)

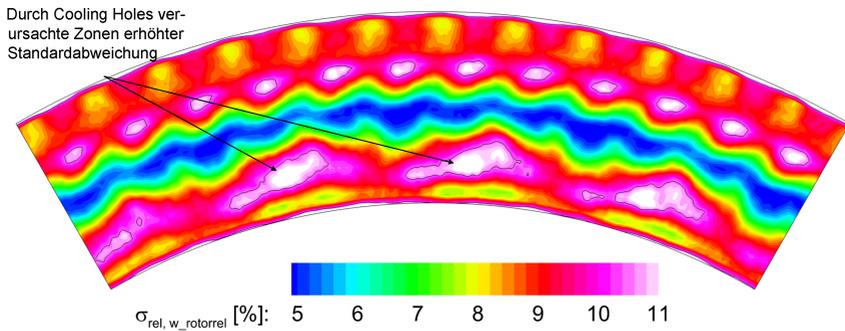
darstellen kann.

Der durch die Cooling Holes tretende Luftmassenstrom dringt als Strahl (Jet) in die Kavität ein. Eine Durchmischung und Abschwächung scheint in der Kavität nicht in ausreichendem Maße stattzufinden. Zur Sicherstellung einer ausreichenden Kühlung der schlechter gekühlten Bereiche innerhalb der Kavität muss der Kühlluftmassenstrom erhöht werden, mit den bereits beschriebenen negativen Konsequenzen für den Wirkungsgrad des Triebwerkes. Die Jets können außerdem durch die Rim Seal in die Hauptströmung austreten mit der Folge, dass der Heißgaseintritt an anderen Umfangspositionen erhöht stattfindet. Dabei befinden sind die Zonen erhöhten Gaseintrittes ebenfalls an festen, umlaufenden Rotorpositionen.

In einer realen Turbine könnte dies zu einer thermischen Überlastung der rotierenden Bauteile führen. Der Einfluss einer modifizierten Rim Seal, die für eine weniger starke Durchdringung der Jets sorgt, kann hier nicht quantifiziert werden. Ebenso könnte der Einfluss der Anzahl der Cooling Holes oder der Einblaserichtung in die Kavität einen Einfluss haben.



(a) NSA



(b) HL3

Abbildung 5.23.: Standardabweichung der Zuströmgeschwindigkeit zu Rotor 2, rotorrelativ, 12 Rotorpassagen (S2R2, HWA)

Zusammenfassung der Strömungsuntersuchungen stromab Stator 2

Die Sekundärströmungen im Stator 2 werden durch die Sperrluftausblasung deutlich verstärkt. Der mittlere Anströmwinkel zum nachfolgenden Rotor ist in der unteren Kanalhälfte deutlichen Änderungen unterworfen. Mit rotorrelativen Ergebnissen konnte gezeigt werden, dass die Cooling Holes einen deutlich erkennbaren Einfluss auf die Beschauelung haben können, selbst wenn eine weitere Statorschaufelreihe dazwischen liegt.

6 Abschließende Betrachtungen

Die Erlangung der wissenschaftlichen Erkenntnisse in dieser Arbeit erforderten einige Jahre an Vorbereitung. So gab es zu Beginn ein Ziel, jedoch waren die Mittel zur Erreichung des Zieles nicht vorhanden. Es mussten erste grobe Konzepte erarbeitet, Schritt für Schritt konkretisiert und zugleich finanzielle Mittel akquiriert werden.

Zunächst konnten mit Hilfe der in Kapitel 3 beschriebenen charakterisierenden Größen von Turbinen grundlegende technische Rahmenbedingungen für den Turbinenprüfstand definiert werden. Zusätzlich wurden die wissenschaftlichen Zielsetzungen konkretisiert.

Aufbauend auf dieser Basis wurde der Prüfstand im Detail entwickelt, Fertigungsbetriebe und Lieferanten ausgewählt sowie Komponenten bestellt. In der Aufbauphase wurden ebenso neue Wege beschritten, da das Handling mit Komponenten dieser Größenordnung keine alltägliche Tätigkeit darstellte. Für viele Schritte des Prüfstandsbaus musste das nötige Know-how geschaffen werden.

Nach der Montage der mechanischen Komponenten, der Ertüchtigung der Stromversorgung, dem Anschluss sämtlicher elektrischer Komponenten konnte der Prüfstand in Betrieb genommen werden. Im weiteren Verlauf wurde die Steuerung des Prüfstandes ergänzt und optimiert sowie die Messtechnik implementiert. Das jahrelange Engagement und Durchhaltevermögen wurde belohnt. Der Turbinenprüfstand, wie in Kapitel 4 beschrieben, lief in der Inbetriebnahmephase zwar nicht fehlerfrei, doch sind die notwendigen Modifikationen moderat ausgefallen und konnten zielgerichtet durchgeführt werden.

Die in Kapitel 5 beschriebenen Untersuchungen zeigen auf, dass der Turbinenprüfstand die gestellten Anforderungen erfüllt. Das Zusammenspiel der mechanischen Komponenten, die Wiederholbarkeit der Betriebspunkteinstellung sowie die Integration der Messtechnik führen zu qualitativ hochwertigen Messungen mit wissenschaftlicher Aussagekraft. Ebenso zeigen die ersten hier dargestellten wissenschaftlichen Ergebnisse, dass schon durch den Einsatz üblicher Strömungsmesstechnik in Kombination weniger Betriebspunktvariationen aussagekräftige Resultate erzielt werden können. Ein Einsatz spezieller Messtechnik und weitere Parametervariationen deuten das noch vorhandene Potential an.

6.1 Bewertung der Messergebnisse

Die Bewertung der in Kapitel 5.1 erhaltenen Ergebnisse kann die Erwartungen des Projektantrages erfüllen. Jedoch ist der Einfluss der Sperrluftausblasemenge auf den Wirkungsgrad der Turbine nicht so groß wie zunächst erwartet. In der Projektskizze (vgl. Kapitel 1.2) war der zu erwartende positive Effekt auf den Wirkungsgrad größer als der im Rahmen dieser Arbeit ermittelte Effekt. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die in der Projektskizze erwartete Wirkungsgradverbesserung durch die Berücksichtigung der in diesem Projekt erhaltenen Erkenntnisse und der entsprechenden Optimierung einer Turbine eintreten soll. Die starken Änderungen der Sperrluftausblasemenge während der Versuche sind deutlich höher als in der Realität durchsetzbar. Trotzdem können die Ergebnisse zur Validierung von Auslegungsprogrammen von Turbinen verwendet werden und somit zukünftige Turbinenentwicklungen positiv beeinflussen. Ergänzend ist zu erwähnen, dass die gemessenen Wirkungsgradunterschiede von ca. 0,7 % auf rein aerodynamischen Effekten beruhen, während in der späteren Anwendung noch weitere positive Effekte zu erwarten sind (z.B. Einsparung von Kühlluft).

Die Strömungsfelduntersuchungen stromab von Stator 1 (siehe Kapitel 5.2) haben aufgezeigt, dass durch die Änderung der Sperrluftausblasemenge stromab der Schaufelreihe fast keine Stromaufwirkungen entstehen. Lediglich in den radialen Strömungskomponenten sind leichte Winkeländerungen in der unteren Strömungskanalhälfte auszumachen. Diese Erkenntnis ist insofern wichtig, dass die an den anderen Messebenen ermittelten Ergebnisse im wesentlichen nur von Änderungen der Strömungsparameter stromauf der Messstelle beeinflusst werden.

Die Strömungsfelduntersuchungen stromab von Rotor 1 (siehe Kapitel 5.3) zeigen eine deutlich sichtbare Differenz zwischen den Betriebspunkten mit und ohne Sperrluftausblasung. Entlang der gesamten Schaufelhöhe sind leichte Differenzen zwischen den beiden Betriebspunkten auszumachen, wobei zusätzlich in der unteren Kanalhälfte die sperrluftinduzierten Effekte stark zunehmen.

Die im rotorrelativen System erhaltenen Ergebnisse deuten darauf hin, dass die Sekundärströmungen durch die Sperrluftausblasung massiv beeinflusst werden. Außerdem nehmen die Schwankungen im Bereich der sich ausprägenden Sekundärwirbel zu, was eine ungleichmäßigere Strömungsführung in der nachfolgenden Schaufelreihe zur Folge hat.

Die Strömungsfelduntersuchungen stromab von Stator 2 (siehe Kapitel 5.4) zeigen im Vergleich zur stromauf liegenden Messebene noch deutlich größere Differenzen in der unteren Kanalhälfte zwischen den Betriebspunkten mit und ohne Sperrluftausblasung. Im Vergleich zur Messebene hinter Rotor 1 sind die Differenzen im Totaldruck hinter Stator 2 ca. 2,5 mal so groß. Auch hinter Stator 2 sind mit Sperrluftausblasung deutliche Änderungen im Abströmwinkel zu erkennen. Die Sekundärströmungsstrukturen der unteren Kanalhälfte wachsen bei Sperrluftausblasung deutlich an.

Die rotorrelativen Messungen zeigen, dass der Einfluss der rotierenden Cooling Holes, die Sperrluft in die Kavität befördern, stromab von Stator 2 deutlich zu erkennen sind. Sie bewirken rotorrelative, ungleichmäßige, von den Positionen der Bohrungen abhängige Änderungen des Strömungsfeldes. Dies wirkt sich besonders auf die nachfolgende Rotorbeschaufelung aus, da dort keine Umfangsmittelung der Effekte auftritt. Man kann davon ausgehen, dass die ungleichmäßigen Ausblasegeschwindigkeiten Auswirkungen auf den Heißgaseinzug an der Rim Seal in die Kavität haben. Da diese rotorrelativ sind, kann dies aufgrund der höheren thermischen Belastung zu vorzeitigem Materialversagen führen.

Zusammenfassend zeigen die erhaltenen Messergebnisse deutliche Effekte in der Hauptströmung einer Turbine, wenn der Sperrluftmassenstrom variiert wird. Die Effekte sind nur stromab der Ausblasestelle klar auszumachen, während die Stromaufwirkung fast nicht vorhanden ist. Der in die Hauptströmung eintretende Sperrluftmassenstrom beeinflusst die Strömung in der unteren Kanalhälfte, wobei die Effekte zur Nabe hin zunehmen. Der Einfluss des Sperrluftmassenstromes auf die Hauptströmung ist über den Umfang nicht gleichmäßig verteilt.

Die austretende Sperrluft führt dazu, dass im unteren Strömungskanalbereich der Hauptmassenstrom blockiert wird. Dies führt zu einer langsameren Strömungsgeschwindigkeit an der Nabe. Eine langsamere Geschwindigkeit am Endwandbereich in Kombination mit einem gekrümmten Kanal führt zur verstärkten Ausbildung von Sekundärströmungseffekten. Durch die Messergebnisse im stehenden und im rotierenden System konnten die stärkeren Sekundärströmungen jeweils am Schaufelaustritt nachgewiesen werden.

6.2 weitere Untersuchungsmöglichkeiten

Damit die Untersuchungen zur Thematik Sperrluft-Hauptstrom-Interaktion abgerundet werden können, sind basierend auf den hier gewonnenen Erkenntnissen weitere wissenschaftliche Untersuchungen notwendig. Im Rahmen dieser Arbeit wurde der Sperrluftmassenstrom beim Auslegungsbetriebspunkt der Turbine variiert. Die Änderungen des Turbinenwirkungsgrades bei anderen Betriebspunkten der Turbine würden die Erkenntnisse abrunden. Diese wären insofern relevant, da Turbinen bei ihren unterschiedlichen Einsatzabschnitten (bei Flugtriebwerken beispielsweise die verschiedenen Flugphasen, bei stationären Gasturbinen Teillastbetrieb) ebenso nicht immer im Auslegungspunkt betrieben werden.

Die Sperrluft kann durch zwei individuell einstellbare Massenstromzuführungen eingestellt werden. Der Sperrluftmassenstrom zwischen Stator 1 und Rotor 1 wurde bei den Wirkungsgraduntersuchungen nur auf einen Wert eingestellt oder abgesperrt. Die Auswirkungen auf den Wirkungsgrad waren deutlicher als bei einer Sperrluftvariation zwischen Rotor 1 und Stator 2. Daher wäre es sinnvoll, auch die Sperrluft stromauf von Rotor 1 in mehreren Stufen zu variieren.

Detaillierte Strömungsfelduntersuchungen wurden für zwei Betriebspunkte durchgeführt und ausgewertet. Eine Auswertung bei weiteren Variationen des Sperrluftmassenstromes eröffnet sicherlich zusätzliche Kenntnisse über die Entwicklung der Verlustmechanismen. Außerdem wurde in weiteren Messungen am LSTR [57] aufgezeigt, dass selbst stromab von Rotor 2 noch deutliche Auswirkungen der Sperrluftausblasung festgestellt werden. Daher sind in der Messebene stromab von Rotor 2 weitere detaillierte Strömungsuntersuchungen naheliegend.

Zur vollständigeren Beschreibung der Effekte ist es notwendig, die genauen Zuströmbedingungen zu den einzelnen Schaufelreihen zu untersuchen. Insbesondere wären die Geschwindigkeiten und Zuströmwinkel axial zwischen Rim Seal und Schaufelvorderkante in den unteren 10 % des Schaufelkanals zu vermessen. Mit diesen Ergebnissen kann eine genauere Bestimmung als in Abschnitt 5.3 der umgesetzten Arbeit einer Rotorschaukel realisiert werden.

Die in Kapitel 5.4 gezeigten asymmetrischen Einflüsse der Cooling Holes sollten ebenso detaillierter erforscht werden. So ist es von großem Interesse, welche exakten Strömungsformen sich über der Rim Seal ausbilden und welche Auswirkungen dies auf den Heißgaseinzug hat. Als wesentlicher Parameter wären hierbei die

Anzahl und Geometrie der Cooling Holes zu nennen. Ein weiterer in diesem Zusammenhang stehender Untersuchungsschwerpunkt ist die Änderung der Rim Seal Geometrie. Von besonderem Interesse wäre die erzielte Dämpfung der Effekte, die durch die Kühlluftstrahlen verursacht werden.

Als vorletzter Ausblick wird die Variation des Austrittsdralls der Sperrluft aus der Rim Seal erwähnt. Die Messergebnisse legen nahe, dass durch den Austritt der Sperrluft eine Verschiebung des Anströmwinkels einhergeht. Durch einen veränderbaren Austrittswinkel in Umfangsrichtung aus der Rim Seal wäre die Fehlanströmung der nachfolgenden Schaufelreihe wahrscheinlich reduzierbar.

Abschließend soll noch die Untersuchungsmöglichkeit einer nicht achsensymmetrischen Rim Seal Geometrie erwähnt werden. Die auftretenden Druckschwankungen über der Rim Seal führen zu nicht achsensymmetrischen radialen Strömungsformen. Durch eine nicht achsensymmetrische Rim Seal Geometrie könnte ein Teil der durch die Druckschwankungen entstandenen Asymmetrien kompensiert werden, was sich wiederum auf den Heißgaseinzug und damit auf die benötigte Sperrluftmenge auswirken würde.

Zusammenfassend wird festgestellt, dass trotz der in dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnisse noch weitere interessante und relevante Forschungsprojekte durchgeführt werden können, ohne wesentliche Änderungen am Prüfstand vornehmen zu müssen. Die hier dargestellten Möglichkeiten bilden eine nicht vollständige Aufzählung an Möglichkeiten, die problemlos am neuen Turbinenprüfstand umzusetzen sind.



Literaturverzeichnis

- [1] ABE, T., KIKUCHI, I., AND TAKEUCHI, H. An investigation of turbine disc cooling (experimental investigation and observation of hot gas flow into a wheel-space). *13th CIMAC Conference, Vienna, GT-30* (1979).
- [2] ADVISORY COUNCIL FOR AERONAUTICS RESEARCH IN EUROPE (ACARE). *A Vision for 2020 - Winning Society's Needs and Winning Global Leadership, Report of the Group of Personalities*, 2001.
- [3] ANDREINI, A., SOGHE, R. D., AND FACCHINI, B. Turbine stator well cfd studies: Effects of coolant supply geometry on cavity sealing performance. *ASME Turbo Expo, GT2009-59181* (2009).
- [4] BALLING, L. *Die Energiewende braucht moderne Gaskraftwerke*. BWK Das Energie-Fachmagazin, Juni 2012. 10-14.
- [5] BASKHARONE, E. A. *Principles of Turbomachinery in Air-Breathing Engines*. Cambridge University Press, 2006.
- [6] BEHR, T., KALFAS, A. I., AND ABHARI, R. S. Unsteady flow physics and performance of a one-and-1/2-stage unshrouded high work turbine. *Journal of Turbomachinery* 129, 2 (2007), 348–359.
- [7] BOHN, D., RUDINSKI, B., SÜRKEN, N., AND GÄRTNER, W. Experimental and numerical investigation of the influence of rotor blades on hot gas ingestion into the upstream cavity of an axial turbine stage. *ASME Turbo Expo*, 284 (2000).
- [8] BONFIG. *Technische Durchflussmessung*. Vulkan Verlag, 2002.
- [9] BOUDET, J., HILLS, N. J., AND CHEW, J. W. Numerical simulation of the flow interaction between turbine main annulus and disc cavities. *ASME Conference Proceedings 2006* (2006), 553–562.
- [10] BRÄUNLING, W. J. *Flugzeugtriebwerke*, 2 ed. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2004.

-
- [11] BUNKER, R. S. Gas turbine heat transfer: Ten remaining hot gas path challenges. Tech. rep., GE Global Research Center, Niskayuna, NY 12309, 2007.
- [12] CHEW, J., GREEN, T., AND TURNER, A. Rim sealing of rotor-stator wheelspaces in the presence of external flows. *ASME Turbo Expo*, 94-GT-126 (1994).
- [13] DENTON, J. D. Loss mechanism in turbomachines. *Journal of Turbomachinery* 115 (1993), 621–656.
- [14] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. *DIN EN ISO 5167-2: Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitt - Teil 2: Blenden*, Januar 2004.
- [15] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. *DIN EN ISO 5167-4: Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitt - Teil 4: Venturirohre*, Januar 2004.
- [16] DRING, R., JOSLYN, H., HARDIN, L., AND WAGNER, J. Turbine rotor-stator interactions. *Journal of Engineering for Power* 104 (1982), 729–742.
- [17] EUROPÄISCHE UNION. *Main Annulus Gas Path Interactions (MAGPI)*, Antrag zum Forschungsprojekt, Fördernummer: AST5-CT-2006-030874, 2006.
- [18] EUROPÄISCHE UNION. *Main Annulus Gas Path Interactions (MAGPI)*, Abschlussbericht zum Forschungsprojekt, Fördernummer: AST5-CT-2006-030874, 2011.
- [19] FINDEISEN, J. *Strömung und Mischung in einem Gasturbinen-Brennkammermodell*. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2007.
- [20] GENERAL ELECTRIC. *CF6-80C2 Engine Airflows FADEC Control*. Informationsposter C1010-FAD1.
- [21] GENTILHOMME, O., HILLS, N. J., AND TURNER, A. B. Measurement and analysis of ingestion through a turbine rim seal. *Journal of Turbomachinery* 125 (2003), 505.
- [22] GIER, J., STUBERT, B., BROUILLET, B., AND DE VITO, L. Interaction of shroud leakage flow and main flow in a three-stage lp turbine. *ASME Conference Proceedings 2003*, 36894 (2003), 105–116.

-
- [23] GIRGIS, S., VLASIC, E., LAVOIE, J.-P., AND MOUSTAPHA, S. The effect of secondary air injection on the performance of a transonic turbine stage. No. GT-2002-30340.
- [24] GREEN, T., AND TURNER, A. B. Ingestion into the upstream wheel-space of an axial turbine stage. *Journal of Turbomachinery* 116 (1994), 327–332.
- [25] HASELBACH, F., SCHIFFER, H.-P., HORSMAN, M., DRESSEN, S., HARVEY, N., AND READ, S. The application of ultra high lift blading in the br715 lp turbine. *Journal of Turbomachinery* 124, 1 (2002), 45–51.
- [26] HENNECKE, DIETMAR K.; WÖRRLEIN, K. *Flugantriebe und Gasturbinen*. Skriptum zur Vorlesung, 2001.
- [27] HOFFMANN, J. *Taschenbuch der Messtechnik*, 5 ed. Carl Hanser Verlag, 2007.
- [28] HORLOCK, J., WATSON, D., AND JONES, T. Limitations on gas turbine performance imposed by large turbine cooling flows. *ASME Turbo Expo 2000-GT-635* (2000).
- [29] INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA). *Carbon Dioxide Emissions from Fuel Combustion - Highlights*, 2011.
- [30] JOHNSON, B. V., JAKOBY, R., BOHN, D. E., AND CUNAT, D. A method for estimating the influence of time-dependent vane and blade pressure fields on turbine rim seal ingestion. *Journal of Turbomachinery* 131 (2009), 021005.
- [31] JOHNSON, B. V., MACK, G. J., PAOLILLO, R. E., AND DANIELS, W. A. Turbine rim seal gas path flow ingestion phenomena. *AIAA Propulsion Conference* (1994).
- [32] KEGALJ, M. *Hochaufgelöste Strömungsfeldvermessungen in der Rotorpassage einer Niedermachzahl-turbine für verschiedene Schaufelspitzengeometrien*. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2012.
- [33] KURZKE, J. Performance modeling methodology: Efficiency definitions for cooled single and multistage turbines. *ASME Conference Proceedings 2002*, 30497 (2002), 85–92.
- [34] MAHLE, I. Improving the interaction between leakage flows and main flow in a low pressure turbine. *ASME Conference Proceedings 2010*, 22448 (2010), 1177–1186.

-
- [35] MARINI, R., AND GIRGIS, S. The effect of blade leading edge platform shape on upstream disk cavity to mainstream flow interaction of a high-pressure turbine stage. *ASME Conference Proceedings 2007*, 47950 (2007), 587–596.
- [36] McLEAN, C., CAMCI, C., AND GLEZER, B. Mainstream aerodynamic effects due to wheelspace coolant injection in a high-pressure turbine stage: Part i - aerodynamic measurements in the stationary frame. *Journal of Turbomachinery 123* (2001), 687.
- [37] McLEAN, C., CAMCI, C., AND GLEZER, B. Mainstream aerodynamic effects due to wheelspace coolant injection in a high-pressure turbine stage: Part ii - aerodynamic measurements in the rotational frame. *Journal of Turbomachinery 123* (2001), 697.
- [38] MICHELASSI, V., MARTELLI, F., DENOS, R., GIANGIACOMO, P., AND PANIAGUA, G. Steady three-dimensional simulation of a transonic axial turbine stage. No. 2001-GT-0174.
- [39] MIRZAMOGHADAM, A. V., AND XIAO, Z. Flow and heat transfer in an industrial rotor-stator rim sealing cavity. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 124* (2002), 123.
- [40] NITSCHKE, W., AND BRUNN, A. *Strömungsmesstechnik*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006.
- [41] OKITA, Y., NISHIURA, M., YAMAWAKI, S., AND HIRONAKA, Y. A novel cooling method for turbine rotor-stator rim cavities affected by mainstream ingress. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 127* (2005), 798.
- [42] ONG, J. H. P., MILLER, R. J., AND UCHIDA, S. The effect of coolant injection on the endwall flow of a high pressure turbine. *ASME Conference Proceedings 2006*, 4241X (2006), 915–924.
- [43] PANIAGUA, G., DÉNOS, R., AND ALMEIDA, S. Effect of the hub endwall cavity flow on the flow-field of a transonic high-pressure turbine. *Journal of Turbomachinery 126* (2004), 578.
- [44] PAU, M., PANIAGUA, G., DELHAYE, D., DE LA LOMA, A., AND GINIBRE, P. Aerothermal impact of stator-rim purge flow and rotor-platform film cooling on a transonic turbine stage. *Journal of Turbomachinery 132* (2010), 021006.

-
- [45] PERDICHIZZI, A., AND DOSSENA, V. Incidence angle and pitch–chord effects on secondary flows downstream of a turbine cascade. *Journal of Turbomachinery* 115, 3 (1993), 383–391.
- [46] PFAU, A., KALFAS, A. I., AND ABHARI, R. S. Making use of labyrinth interaction flow. *Journal of Turbomachinery* 129 (2007), 164.
- [47] PHADKE, U. P., AND OWEN, J. M. Aerodynamic aspects of the sealing of gas-turbine rotor-stator systems, part 1. *Int. J. of Heat and Fluid Flow* 9 (1988), 98–105.
- [48] PHADKE, U. P., AND OWEN, J. M. Aerodynamic aspects of the sealing of gas-turbine rotor-stator systems, part 2. *Int. J. of Heat and Fluid Flow* 9 (1988), 106–112.
- [49] PHADKE, U. P., AND OWEN, J. M. Aerodynamic aspects of the sealing of gas-turbine rotor-stator systems, part 3. *Int. J. of Heat and Fluid Flow* 9 (1988), 114–117.
- [50] PRANDTL, L. *Prandtl - Führer durch die Strömungslehre*, 10 ed. Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft, 2002.
- [51] PRATT & WHITNEY. *PW 6000 Engine Cutaway*. Pratt & Whitney Homepage, Image Library: Commercial Engines, 2012.
- [52] PRESSURE SYSTEMS INC. *NetScanner System 9816/98RK-1, Datenblatt*, 2008.
- [53] PYLIOURAS, S. *Auswirkung der Magerverbrennung auf die Turbinenaerodynamik*. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2011.
- [54] ROLLS-ROYCE. *The Jet Engine*. Rolls-Royce plc, 1986.
- [55] ROY, R., ZHOU, D., GANESAN, S., WANG, C.-Z., PAOLILLO, R., AND JOHNSON, B. The flow field and main gas ingestion in a rotor-stator cavity. *ASME Turbo Expo, GT2007-27671* (2007).
- [56] SARAVANAMUTTOO, H. I. H. *AGARD Advisory Report No 245: Recommended Practice for Measurement of Gas Path Pressures and Temperatures for Performance Assessment of Aircraft Turbine Engines and Components*. NATO: Advisory Group for Aerospace Research and Development (AGARD), 1990.

-
- [57] SCHREWE, S., LINKER, C., KRICHBAUM, A., AND SCHIFFER, H.-P. Measurement of rim seal mixing process in an axial two stage turbine. *International Society for Airbreathing Engines* (2011).
- [58] SCHUEPBACH, P., ABHARI, R. S., ROSE, M. G., GERMAIN, T., RAAB, I., AND GIER, J. Effects of suction and injection purge-flow on the secondary flow structures of a high-work turbine. *Journal of Turbomachinery* 132 (2010), 021021.
- [59] SELL, M., SCHLIENGER, J., PFAU, A., TREIBER, M., AND ABHARI, R. S. The 2-stage axial turbine test facility "lisa". *ASME Turbo Expo*, 2001-GT-0492 (2001).
- [60] SPURK. *Strömungslehre - Einführung in die Theorie der Stömungen*, 4 ed. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1996.
- [61] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE. *VDI-Wärmeatlas*, 10 ed. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006.
- [62] WÖRRLEIN, K. *Seminar in Flugantriebe*. Skriptum zur Vorlesung, 2001.
- [63] YAMAMOTO, A. Interaction mechanisms between tip leakage flow and the passage vortex in a linear turbine rotor cascade. *Journal of Turbomachinery* 110, 3 (1988), 329–338.
- [64] YAMAMOTO, A., AND NOUSE, H. Effects of incidence on three-dimensional flows in a linear turbine cascade. *Journal of Turbomachinery* 110, 4 (1988), 486–496.
- [65] YOUNG, J. B., AND WILCOCK, R. C. Modeling the air-cooled gas turbine: Part 2 - coolant flows and losses. *ASME Turbo Expo 2001-GT-0392* (2001).
- [66] YOUNG, J. B., AND WILCOCK, R. C. Modeling the air-cooled gas turbine: Part 2 - coolant flows and losses. *Journal of Turbomachinery* 124 (2002), 214.

A Prüfstandsaufnahmen



Abbildung A.1.: Foto der MAGPI-Beschaufelung. Im Vordergrund rechts ist Stator 1 zu sehen, gefolgt von Rotor 1, Stator 2 und im Hintergrund links Rotor 2. Die Rotoren haben ein Deckband. Das Material ist ein faserverstärkter Kunststoff. Die Geometrien der Rim Seals sind gut zu erkennen.



Abbildung A.2.: Foto des Turbinenprüfstandes. Im Vordergrund die blaue Beruhigungskammer, in roter Farbe das Abströmgehäuse. Dazwischen befindet sich die Turbine, jedoch ohne Messtechnik. Die Messaufnehmer und Steuerung der Messtechnik befindet sich in den beiden 19-Zoll-Schränken links neben der Turbine. Im Hintergrund der graue Bremsgenerator.

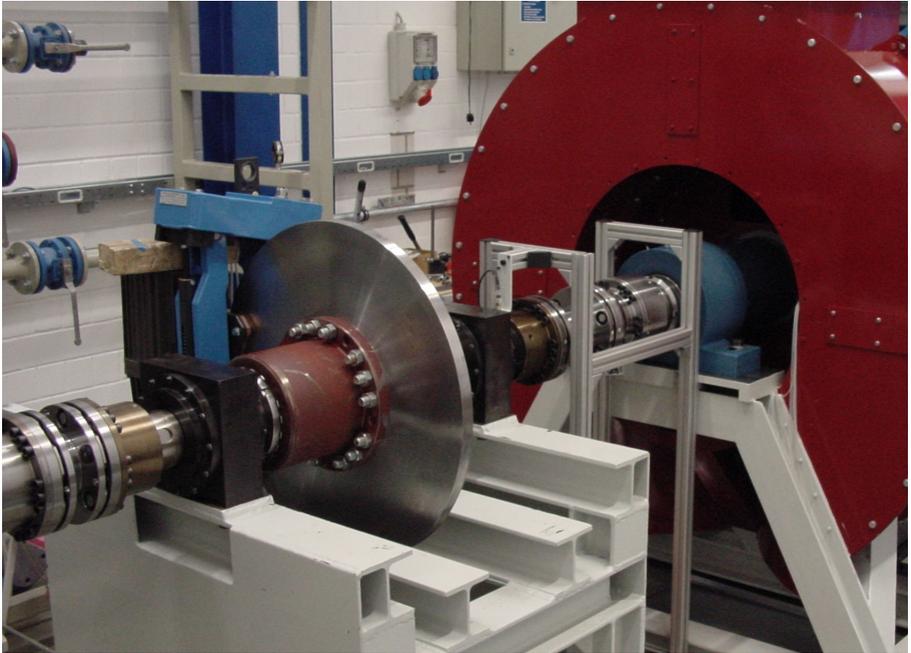


Abbildung A.3.: Foto des Abtriebsstranges. Im Zentrum des roten Abströmgehäuses ist das blaue Rotorlager positioniert. Zwischen den Aluprofilen befindet sich der Drehmomentmessflansch. Halb links im Bild ist die Notbremse mit der Bremsscheibe zu sehen. Die verschiedenen Wellen sind jeweils über flexible Wellenkupplungen miteinander verbunden, um Ausrichttoleranzen auszugleichen.

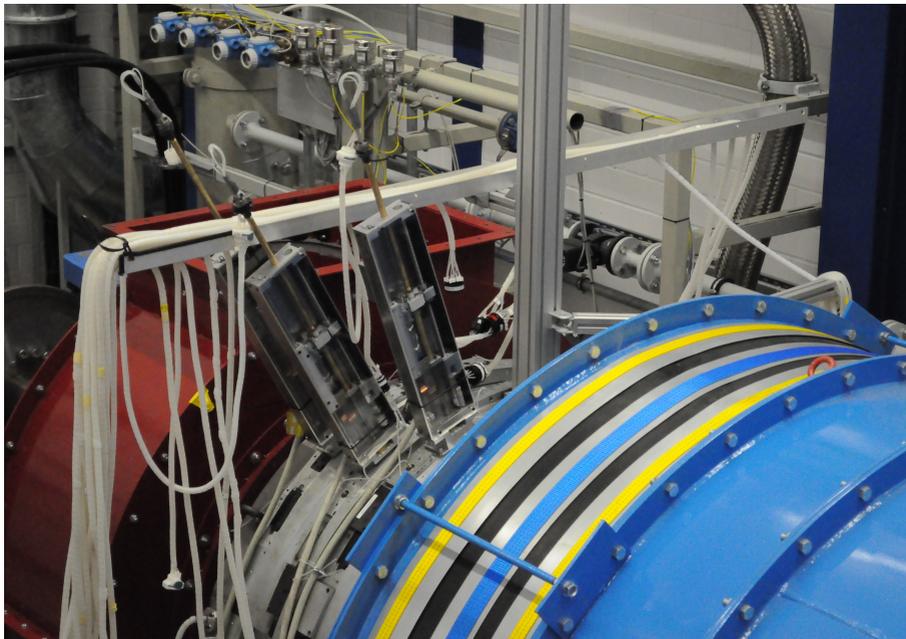


Abbildung A.4.: Foto der Turbine mit eingebauter Messtechnik. Zu sehen sind die Sondenverstelleinrichtungen für die Messungen mit Fünflochsonden oder HWA und die weißen Druckmessleitungen. Die Rohrleitung zurück zum Primärgebläse ist nicht auf dem roten Abströmgehäuse montiert; somit ist der Sekundärluftverteiler mit zahlreichen Druck- und Temperaturmessungen sowie den Regelarmaturen zu erkennen.

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name Claudius Linker
Geburtsort Lahn-Gießen

Schulbildung

1997 Abitur an der Herderschule in Gießen

Studium

10.1998 bis 09.2001 Technische Universität Darmstadt
Fachrichtung Allgemeiner Maschinenbau
10.2001 bis 09.2002 Auslandsstudium an der
École Polytechnique Fédérale de Lausanne
10.2002 bis 12.2004 Technische Universität Darmstadt
Fachrichtung Allgemeiner Maschinenbau

Beruflicher Werdegang

09.1997 bis 06.1998 Wehrdienst, Instandsetzungsbataillon
01.2005 bis 12.2010 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet
Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe
Technische Universität Darmstadt
seit 01.2011 Industrietätigkeit als Entwicklungsingenieur