



DIPL.-ING. MICHAEL STEINER

EINFLUSS DER ZUSTRÖMUNG AUF DEN TURBINENÜBERGANGSKANAL

PRÜFSTANDSMODIFIKATIONEN UND AERODYNAMIK

DISSERTATION

zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der technischen Wissenschaften

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik

Institutsvorstand: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Franz Heitmeir

Betreuer und Erstgutachter:

Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Emil Göttlich

Zweitgutachter:

Ao. Univ. Prof. Dr. Reinhard Willinger

Graz, November 2018

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Dissertation identisch.

Graz, am

.....

Dipl.-Ing. Michael Steiner

Englische Fassung:

DECLARATION OF AUTHORSHIP

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources. The document uploaded to the TUGRAZonline system is identical with the present dissertation.

Graz,

.....

Dipl.-Ing. Michael Steiner

„Gib jedem Tag die Chance, der Schönste deines Lebens zu werden.“

Mark Twain

DANKSAGUNG

Diese Dissertation, die im Rahmen meiner Tätigkeiten als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Thermischen Turbomaschinen und Maschinendynamik an der Technischen Universität Graz entstanden ist, wäre in dieser Form nicht ohne die Unterstützung von zahlreichen Personen realisierbar gewesen. Diesen möchte ich an dieser Stelle herzlich danken.

Mein großer Dank gilt zunächst meinem Betreuer Assoc.Prof. Dr. Emil Göttlich, der mich stets mit viel Verständnis und konstruktiven Anregungen und Gesprächen begleitete. Für den Zugang zur Forschung an thermischen Turbomaschinen sowie für den großzügigen finanziellen Spielraum zur Durchführung dieser Projekte danke ich ebenso dem Institutsvorstand Univ. Prof. Dr.-Ing. Franz Heitmeir. Ich möchte mich weiters bei Dr. Andreas Marn, Herrn H. P. Pirker und dem gesamten Werkstättenteam für die vielfältige Unterstützung und Hilfsbereitschaft bedanken. Darüber hinaus möchte ich all meinen Kollegen und Mitarbeitern am Institut für Ihre Anregungen und Hilfestellungen meinen Dank aussprechen.

Ferner möchte ich mich bei Ao. Univ. Prof. Dr. Reinhard Willinger für die Übernahme der Rolle des Zweitgutachters bedanken.

Im Rahmen der begleitenden Projektarbeit möchte ich weiters den beiden Unternehmen GE Aviation und MTU Aero Engines danken. Stellvertretend für das jeweilige Team möchte ich Dr. Andreas Peters (GE Aviation, Advanced Aviation Technology, München) sowie Stephan Behre (MTU Aero Engines) erwähnen, die durch ihr großes persönliches Engagement zum erfolgreichen Abschluss dieser Arbeit beitrugen. Für die finanzielle Ausstattung sei den Projekten FP7-AAT-2013-RTD-1 "ENOVAL" ENgine mOdule VALidators des siebenten Rahmenprogramm (FP7) der Europäische Union (EU) und dem deutschen LuFo Projekt gedankt.

Ich möchte mich auch bei meinen beiden Diplomanden Alexander Reitmayer und Matthias Tramssek bedanken. Weiters bin ich Ilaria Cabona und Dr. Giacomo Gatti für ihre große fachliche wie moralische Unterstützung zu Dank verpflichtet.

Mein ganz besonderer Dank gilt meinen Eltern, die mich nicht nur im Rahmen der Dissertation sondern auch im Erreichen meiner Ziele stets unterstützt und mich in meinen Studien bekräftigt

haben. Bei der ganzen Familie habe ich die Kraft und den Halt gefunden, die notwendig waren, um meine Dissertation zu vollenden.

Der größte Dank gebührt meiner Frau Kathrin, die mir immer mit ihrer positiven und optimistischen Einstellung liebevoll zur Seite stand. Trotz unzähliger Überstunden und beschnittener Wochenenden hielt sie mir mit endloser Geduld verständnisvoll den Rücken frei.

Ich bin darüber hinaus unglaublich dankbar, in diesem Zeitraum Vater von drei wunderbaren Kindern geworden zu sein. Philipp, Valerie und Hannah haben die Fertigstellung der Arbeit zwar manchmal nicht vereinfacht, dafür aber erfüllen sie mein Leben Tag für Tag mit viel Lachen, Freude und Liebe.

Insbesondere möchte ich mich bei meinem Großvater bedanken, der immer für mich da war und in mir die Begeisterung für die Technik schon im frühen Kindesalter geweckt hat. Es tut mir von Herzen leid, dass ich diesen Moment nicht mehr mit ihm teilen kann. Ihm sei diese Arbeit gewidmet.

KURZFASSUNG

Die vorliegende Dissertation beschäftigt sich mit dem Einfluss unterschiedlicher Zuströmbedingungen auf einen triebwerksrepräsentativen Turbinenübergangskanal (TCF). Drei vereinfachte Zuströmbedingungen („ungestörte Zuströmung“, „eine Zuströmung mit einer Drallwinkelverteilung“ und „eine Zuströmung mit einer Drallwinkelverteilung und einem Speichenrad“) wurden untersucht und der triebwerksrealistischen Zuströmung mit einer stromauf befindlichen deckbandlosen, ungekühlten Hochdruckturbinenstufe (repräsentativ für die zweite Hochdruckturbinenstufe in einem Triebwerk) gegenübergestellt. Die drei vereinfachten Zuströmbedingungen erforderten die Entwicklung und Inbetriebnahme eines neuen Hochgeschwindigkeits-Ringgitterprüfstandes. Eine Abhandlung über die Auslegung des neuen Prüfstandes verdeutlicht den notwendigen Aufwand, um ein und denselben TCF inklusive der identen Messtechnik für alle vier Zuströmbedingungen zu verwenden. Die zeitlich gemittelten Ergebnisse der Inbetriebnahme des Ringgitterprüfstandes zeigten die hohe Qualität der Zuströmung bei einer gleichzeitigen guten Übereinstimmung der Machzahl am TCF Eintritt. Für die Zuströmung mit der Hochdruckturbinenstufe wurde der am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik der Technischen Universität Graz vorhandene Zweiwellen-Prüfstand genutzt und modifiziert. Ein neu installiertes Rotorspalt-Messsystem erlaubt den sicheren Betrieb eines triebwerksrealistischen Rotorspaltes und es kann durch die Entwicklung und Inbetriebnahme eines Sekundärluftsystems Kühlluft im tatsächlichen Verhältnis im Bereich der Hochdruckturbinenstufe ausgeblasen werden. Die Analyse der TCF Aerodynamik bei allen vier Zuströmbedingungen erfolgt mittels zeitlich mittelnder Messtechnik, wobei Fünfflochsondenmessungen in der Zu- und Abströmung des Turbinenübergangskanals durchgeführt, der Druckbeiwert an der inneren und äußeren Kanalwand bestimmt und die Veränderung der Wand Schubspannungen mithilfe eines Ölanstriches in der TCF Passage untersucht wurden. Numerische Strömungssimulationen unterstützen die Diskussion und geben einen qualitativen Einblick in das Strömungsverhalten. Die Ergebnisse zeigen, dass die TCF Aerodynamik stark von der Zuströmung beeinflusst wird. Der stromab einer Hochdruckturbinenstufe angeordnete, nicht ablösende Turbinenübergangskanal zeigt beim Wegfall der instationären Effekte eine signifikante Ablösung an der äußeren Kanalwand. Die Vorhersage des TCF Totaldruckverlustes kann damit nicht von einer vereinfachten Modell abgeleitet werden, wie eine abschließende Analyse verdeutlicht.

ABSTRACT

This doctoral thesis deals with the effect of different inlet conditions on an engine representative turbine centre frame (TCF). Three simplified inflow conditions (a case with clean inflow, a case with Inlet Guide Vanes, a case with Inlet Guide Vanes and with spokedwheel) were investigated and compared to an engine realistic inflow with an unshrouded, uncooled high pressure turbine (rotating rig). In order to realize the first three mentioned cases a new high speed annular cascade rig was developed and commissioned. A discussion based on the design of the new test rig illustrates the effort taken to investigate the identical TCF together with the identical measurement technique for all mentioned inflow conditions. Time averaged results during the commissioning reveal the high quality of the inflow. The TCF Inlet Mach number is in good agreement in all four cases. The two-shaft test-turbine (rotating rig) at the Institute for Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics of Graz University of Technology was used and modified in order to realise the engine realistic inflow. The safe operation at correct tip gap was enabled by the use of a new gap measurement system. Additional cooling flows around the high pressure turbine were implemented in an exact ratio by the development and integration of a secondary air system. The back-to-back comparison of the inlet and exit flow fields is based on time averaged data obtained by five-hole probe measurements. The evaluation of the flow through the duct is based on the pressure rise coefficient at the duct hub and casing walls as well as along the strut surface. Oil flow visualisation technique is used in addition to determine the distribution of the wall shear stresses along the duct. CFD simulations support the discussion and give additional qualitative insight into the flow behaviour. The major outcome of the presented work is the fact that the investigated duct will separate at the outer end wall whenever the unsteady effects caused by the high pressure turbine stage or the spokedwheel are removed. Moreover, the final analysis illustrates that the duct efficiency cannot be depicted from a clean inflow model.

INHALTSVERZEICHNIS

1	Einleitung	1
1.1.	Technologieprogramm ENOVAL	8
1.2.	Bedeutung des heutigen Übergangskanals	8
1.3.	Motivation und Aufgabenstellung	10
2	Literaturübersicht	13
2.1.	Aerodynamik von Axialturbinen	13
2.1.1.	Nachlauf - Schaufel Interaktion	14
2.1.2.	Potenzialfeld Interaktion	16
2.1.3.	Sekundärströmungen und deren Interaktion	18
2.1.4.	Verdichtungsstoß - Interaktion	19
2.1.5.	Typische Abströmung einer Hochdruckturbinen	20
2.2.	Forschung an Axialturbinen mit Sekundärlufteinblasung	21
2.3.	Simulation von typischen Turbinennachläufen in Kaskadenprüfständen	24
2.3.1.	Etablierte Prüfstände zur Untersuchung von Nachlaufeffekten an Turbinenstrukturen	25
2.3.2.	Strömungsfeld eines zylindrischen Stäbchens mit endlicher Länge	29
2.4.	Aerodynamik des Turbinenübergangskanals	31
2.5.	Analogie der TCF- und Kompressor-Kaskaden-Aerodynamik	35
2.6.	Vorstudien an der Technischen Universität Graz	37
2.6.1.	Untersuchungen an Turbinenübergangskanälen	37
3	Test-Setup und Versuchseinrichtungen	41
3.1.	Test-Setup	41
3.2.	Verdichteranlage	44
3.3.	Zweiwellen-Versuchsturbinen	45
3.4.	Ringgitterprüfstand	47
4	Instrumentierung, Messtechnik und Methodik	51
4.1.	Prüfstandsmesstechnik	51
4.1.1.	Messtechnik des Ringgitterprüfstandes	51
4.1.2.	Messtechnik des Zweiwellen-Prüfstandes	53

4.1.3.	Druck - und Temperaturmesstechnik	54
4.2.	Betriebspunkte	55
4.2.1.	Betriebspunkteinstellung in der Ringgitterprüfstand	55
4.2.2.	Betriebspunkteinstellung im Zweiwellen-Prüfstand	57
4.3.	Messmatrix	58
4.4.	Eingesetzte Messtechnik im TCF	59
4.4.1.	Statische Wanddruckbohrungen	59
4.4.2.	Sondenmesstechnik	61
4.5.	Auswertung	66
4.5.1.	Betriebspunktkorrektur	66
4.5.2.	Mittelungsmethoden	67
4.5.3.	Definitionen	68
4.6.	Ölanstrich	72
4.7.	Numerische Methoden	73
5	Entwicklung und Inbetriebnahme eines Ringgitterprüfstandes	75
5.1.	Entwicklung und Auslegung	76
5.1.1.	Systemanforderungen	76
5.1.2.	2D Konstruktionsprozess	77
5.1.3.	Strömungstechnische Bewertung	78
5.1.4.	3D Modellerstellung und Bewertung	78
5.1.5.	Bewertung der Konstruktion	91
5.2.	Auslegung des Speichenrades	93
5.2.1.	Leistungsobergrenze des Elektromotors	94
5.2.2.	Festigkeit der Stäbchen und Campbell Diagramm	95
5.2.3.	Versperrung der freien Querschnittsfläche durch die Stäbchen	96
5.2.4.	Durchflusszahl	97
5.2.5.	Reduzierte Frequenz	97
5.2.6.	Nachlauf der Stäbchen	99
5.2.7.	Finale Auswahl der Parameter für das Speichenrad	100
5.3.	Auslegung der IGVs	100
5.4.	Zusammenbau, Ausrichtung und Inbetriebnahme des Prüfstandes	102
5.5.	Beurteilung der Qualität der Zuströmung	102
6	Modifikationen am Zweiwellen-Prüfstand	105
6.1.	Schnittstellendefinition	105
6.1.1.	Wellen – und Rotordynamik	106
6.1.2.	Überdrehzahl	107
6.1.3.	Thermische Ausdehnung	107
6.1.4.	Sicherheitskonzept	108

6.2.	Zusammenbau und Ausrichtung des Test-Setup	110
6.2.1.	Ausgangssituation	110
6.2.2.	Rotorgehäuse und Hochdruckrotor	111
6.2.3.	Kaltspaltmessung.....	115
6.3.	Rotorspalt Messsystem	117
6.3.1.	Einbau	117
6.3.2.	Messtechnik	118
6.3.3.	Auswertung	119
6.3.4.	Ermittlung des minimalen Rotorspaltes	122
6.4.	Sekundärluftsystem	123
6.4.1.	Konzept	124
6.4.2.	Die Versorgung des Systems mit heißer und kalter Luft	124
6.4.3.	Die Konditionierung des Massenstroms und der Temperatur über Verteilertanks und Nadelventile	125
6.4.4.	Die Messung des jeweiligen bereitgestellten Massenstroms und der Temperatur.....	127
6.4.5.	Verteilung des jeweiligen Massenstromes in die entsprechende Kavität. .	128
6.5.	Einfluss der Sekundärluft auf die Hochdruckturbine	129
7	Einfluss der Zuströmung auf den TCF	133
7.1.	Verhalten des TCFs bei ungestörter Zuströmung	133
7.1.1.	Analyse der TCF Zuströmung	134
7.1.2.	Analyse der TCF Aerodynamik.....	135
7.1.3.	Analyse der TCF Abströmung	140
7.2.	Einfluss von stationären Nachläufen und Drall.....	142
7.2.1.	Analyse der TCF Zuströmung	142
7.2.2.	Analyse der TCF Aerodynamik.....	144
7.2.3.	Analyse der TCF Abströmung	148
7.3.	Einfluss von Drall, stationären und rotierenden Nachläufen	151
7.3.1.	Analyse der TCF Zuströmung	151
7.3.2.	Analyse der TCF Aerodynamik.....	153
7.3.3.	Analyse der TCF Abströmung	156
7.3.4.	Schlussfolgerungen für den Einfluss von Drall, stationären und rotie- renden Nachläufen.....	158
7.4.	Einfluss der Hochdruckturbine mit Sekundärluft	160
7.4.1.	Analyse der TCF Zuströmung	160
7.4.2.	Analyse der TCF Aerodynamik.....	163
7.4.3.	Analyse der TCF Abströmung	164
7.4.4.	Schlussfolgerungen für den Einfluss der HDT mit Sekundärluft.....	167

7.5.	Vergleich des Totaldruckverlustes aller Versuchsanordnungen	168
8	Zusammenfassung und Ausblick	171
9	Referenzliste	175
10	Veröffentlichungen und Studentische Arbeiten im Rahmen der Dissertation	185
11	Abbildungsverzeichnis	187
12	Tabellenverzeichnis	195
A	Anhang	A-1
A.1.	Instrumentierung, Messtechnik und Methodik	A-1
A.2.	Entwicklung und Inbetriebnahme eines Ringgitterprüfstandes	A-4
A.3.	Modifikationen am Zweiwellen-Prüfstand	A-5
A.4.	Einfluss der Zuströmung auf den TCF	A-11
A.5.	Das unterstützende Projektteam	A-13

NOMENKLATUR

LATEINISCHE FORMELZEICHEN

A	m^2	Fläche
c	m/s	Absolute Geschwindigkeit im Geschwindigkeitsdreieck
c_p	-	Druckbeiwert
D	m	Durchmesser
F	N/mm^2	Kraft
f	Hz	Blattfolgefrequenz bzw. Stäbchenfolgefrequenz (engl.: <i>blade passing frequency</i>)
\bar{f}	-	reduzierte Drehzahl
h	$(kg \cdot m^2)/s^2$	Enthalpie
L	m	Bezugslänge bzw. Sehnenlänge der TCF Stützschaufel
Ma	-	Machzahl
M	$N \cdot m$	Drehmoment
m	kg	Masse
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
\dot{m}_{red}	$(kg \cdot \sqrt{K})/(Pa \cdot s)$	reduzierter Massenstrom
n	min^{-1}	Drehzahl
n_{red}	$1/(s \cdot \sqrt{K})$	reduzierte Drehzahl
p	Pa, bar	Druck
PT	Pa, bar	Totaldruck
q	J/kg	spezifische Energie
R	$J/(kg \cdot K)$	(spezifische) Gaskonstante (z.B. 287,1 J/(kg·K) für Luft)
Re	-	Reynolds-Zahl
r	m	lokale Achsposition in radialer Richtung
	m	Radius
T	K	Temperatur
TT	K	Totaltemperatur
t	s	Zeit
u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit

v	m/s	Geschwindigkeit
w	m/s	Relative Geschwindigkeit im Geschwindigkeitsdreieck
x	m	lokale Achsposition in axialer Richtung
	-	Messwert
Y_{PT}	-	Druckverlust

GRIECHISCHE SYMBOLE

α	°	Drallwinkel (engl.: <i>yaw angle</i>)
β	°	Strömungswinkel
γ	°	Nickwinkel (engl.: <i>pitch angle</i>)
Δ	-	Differenz
η	-	Wirkungsgrad
κ	-	Isentropenexponent, für Luft 0°C und idealem Gaszustand $\kappa = 1,401$
λ	K ⁻¹	Wärmeausdehnungskoeffizient
Π	-	Gesamtdruckverhältnis
π	-	Pi - mathematische Konstante
ρ	kg/m ³	Dichte
φ	°	Winkel
	m	lokale Achsposition in tangentialer Richtung
ψ	-	Druckziffer, Druckzahl
ω	1/s	Wirbelstärke Winkelgeschwindigkeit
Φ	-	Durchflusszahl
∇		Nabla-Operator

INDIZES

1, 2, 3,...	Position
A, B0, C, D	Messebenen
a	Außen
ab	Abströmung
ADP	Aero Design Point, Betriebspunkt - aerodynamischer Auslegungspunkt
ax	Axial
B	Brennstoff
cav	Kavität
c	Tageskorregiert
Exit	am Austritt des TCF, Messebene C
HPV	Hochdruckstator
i	Innen

Inlet	am Eintritt des TCF, Messebene B bzw. B0
j, k	Zähler
KD	Kesseldruck, Mischkammerdruck bzw. Beruhigungsbehälterdruck
L	Leakage
Main	Primär
mean	Mittelwert
meas	gemessener Momentanwert
m	in meridionaler Richtung
N	Normal (z.B. Normalkraft)
OFF	Off Design Point, Variation des Betriebspunktes ausgehend vom aerodynamischen Auslegungspunkt
pt	Totaldruck
red	reduziert
ref	Referenzwert
r	in radialer Richtung
s	Statische Größe Streamwise - in Strömungsrichtung
th	thermisch
t	in tangentialer Richtung
tot	Total-, Ruhe-, bzw. Stagnationsgröße
t	Totalgröße
tt	Totalgröße zu Totalgröße (engl. total-to-total)
u	in Umfangsrichtung
x	im Koordinatensystem in x-Richtung
zu	Zuströmung

HOCHGESTELLTE SYMBOLE

—	Mittelwert
---	------------

ABKÜRZUNGEN

#	Anzahl
A.L.F.	Aft Looking Forward, entgegen der Hauptströmungsrichtung blickend
ACARE	Advisory Council for Aeronautics Research
ADP	Aero Design Point, Betriebspunkt - aerodynamischer Auslegungspunkt
AFT	Aft, die Hintere, sich stromab befindene
AnCa	High Speed Annular Cascade Test Rig, Hochgeschwindigkeitsprüfstand Ringgitterprüfstand
BPR	Bypass Ratio, Nebenstromverhältnis
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
DN	Nennweite eines Rohres
ENOVAL	Engine Module Validators - Technologieprogramm der Europäischen Union
ETH Zürich	Eidgenössische Technische Hochschule Zürich
FHP	Five Hole Probe
FRAPP	Instationäre Druckmesssonde von der Hochschule Politecnico di Milano
FS	Full Scale, Endwert
FWD	Forward, die Vordere, sich stromauf befindende
GE	General Electric
HD	Hochdruck
HDS	Hochdruckstator
HDT	Hochdruckturbine
HDV	Hochdruckverdichter
HK	Schaufel - Hinterkante
HPT	High Pressure Turbine, Hochdruckturbine (HDT)
IGV	Inlet Guide Vane, Vorleitgitter
ISAR	Instationäre Drucksonde von der Fa. MTU Aero Engines
ISW	Innere Sekundärwirbel
LDA	Laser Doppler Anemometrie
LISA	Name des Axialturbinenprüfstandes an der Eidgenössischen Technischen Hochschule Zürich
LPT	Low Pressure Turbine, Niederdruckturbine (NDT)
NACA	National Advisory Committee for Aeronautics
ND	Niederdruck
NDS	Niederdruckstator
NDT	Niederdruckturbine
NDV	Niederdruckverdichter
NOX	Stickstoffdioxid
OFF	Off Design Point, Variation des Betriebspunktes vom aerodynamischen Auslegungspunkt

OPR	Overall Pressure Ratio, Gesamtdruckverhältnis
PIV	Particle Image Velocimetry
RTV	Silikonflächendichtung
RWTH Aachen	Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen
SAS	Secondary Air System, Sekundärluftsystem
SFC	Specific Fuel Consumption, Spezifischer Kraftstoffverbrauch
SLM	Selectives Laserschmelzen, 3D Druckverfahren für die Anwendung an metallischen Teilen
SRA	Strategic Research Agenda
STTF	Subsonic Test Turbine Facility, Subsonischer Einwellenprüfstand an der TU Graz
T106	Für Forschungen gängiges Niederdruckturbinenprofil (Geometrie online Verfügbar)
TCF	Turbine Center Frame, Turbinenübergangskanal
TKE	Turbulente Kinetische Energie
TTTF	Transonic Test Turbine Facility, Transonische zweiwellen Versuchsturbine an der TU Graz
TU	Technische Universität
UHBR	Ultra High Bypass Ratio, sehr großes Nebenstromverhältnis
UHOPR	Ultra high Overall Pressure Ratio, sehr hohes Gesamtdruckverhältnis
URANS	Unsteady Reynolds-averaged Navier–Stokes Gleichungen
VK	Schaufel - Vorderkante
WP	Work Package, Arbeitspaket
ÄSW	Äußere Sekundärwirbel

1

EINLEITUNG

Anfang der 1930er Jahre wollten der englische Pilot Frank Whittle und der deutsche Physiker Hans Joachim Pabst von Ohain unabhängig voneinander die Luftfahrt revolutionieren, indem sie begannen, an einer propellerlosen Antriebsart für Flugzeuge zu forschen. Durch die Unterstützung von den Ernst Heinkel Flugzeugwerken schaffte das Strahltriebwerk „HeS 3“ (5 kN) von Pabst von Ohain einen Erstflug mit der eigens dafür entwickelten „Heinkel He 178“ in den Morgenstunden des 27. August 1939 (Warsitz, 2008). Frank Whittle hingegen hielt bereits 1930 sein erstes Patent für ein Gasturbine mit einem Austrittsstrahl, benötigte jedoch noch weitere elf Jahre für den erfolgreichen Erstflug mit dem „Power Jets W.1“ (3,8 kN) Strahltriebwerk in einer „Gloster E.28/29“ (Rolls Royce 1996). Frank Whittle folgte im Jahr nach dem Erstflug dem damaligen Konzern General Electric Aircraft Engines (heute GE Aviation) in die USA, um dort ein weiteres Strahltriebwerk (General Electric J31) zu entwickeln. Pabst von Ohain wurde erst nach Kriegsende durch die Operation Overcast in die USA gebracht und arbeitete dort an weiteren Militärprojekten. Beide gelten heute gleichermaßen als die Erfinder des modernen Strahltriebwerkes. (Farokhi S., 2014).

Rund 10 Jahre später - Mitte des 20ten Jahrhunderts - entwickelten sich die ersten zivilen Flugzeuge, die Strahltriebwerke nutzten. Bedingt durch Anfangsschwierigkeiten bei den Flugzeugen selbst und bedingt durch politische Instabilitäten wie den Kalten Krieg wurden vor allem die militärischen Anwendungen gefördert. Durch den Fall der Berliner Mauer, dem Zusammenbruch der UdSSR und der Einführung der Europäischen Wirtschafts- und Währungsunion in den frühen 1990ern entstand eine starke Nachfrage durch eine sich globalisierende Wirtschaft und einer vernetzteren Welt. Dementsprechend rasant stiegen die geflogenen Passagierkilometer nach 1990 und in nur sieben Jahren wurde ein Plus von einer Trillion geflogenen Passagierkilometer gezählt (Abbildung 1.1a). Einem Bericht von Airbus (2017) zufolge hielt dieses Wachstum weiter an, steigerte sich in dem Zeitraum vom Angriff auf das World Trade Center (2001) bis heute um weitere 110 %. Die Wachstumsrate für die geflogenen Passagierkilometer für das Jahr 2016 lag bei 6,3 % und die Steigerung wird mit 4,4 % pro Jahr bis ins Jahr 2036 prognostiziert (Abbildung 1.1b). Die entsprechende Anzahl an Passagierflugzeugen (größer 100 Sitzplätzen) zusammen mit den Frachtflugzeugen

gen (größer 10 t) wird dementsprechend von 20500 Stück (Beginn 2017) auf 42530 Stück (im Jahr 2036) anwachsen. Unter der Berücksichtigung des in diesem Zeitraum notwendigen Austausches bestehender Flugzeuge bedeutet dies eine Nachfrage an knapp 35000 Flugzeugen bzw. einem geschätzten Auftragsvolumen von 5,3 Trillionen USD, das sich hauptsächlich das Oligopol Airbus - Boeing aufteilen wird.

Vor noch einer Generation waren die Imperative „Higher, Further, Faster“ die Voraussetzungen für eine Zukunftsvision im Luftverkehr. Heute sind es viel mehr die Imperative „wirtschaftlicher, sicherer und umweltfreundlicher“, die die Notwendigkeit einer kompromisslosen Verbindung von Wirtschaftlichkeit mit Sicherheits- und Umweltzielen fordern (Report of the Group of Personalities 2001). Dieser Trend ist bereits an der Minimierung des Verbrauchs an Kerosin pro geflogenem Kilometer und Passagier für ein modernes Flugzeug abzulesen. Es werden mehr angebotene und belegte Sitzplätze bei der bestehenden Anzahl von Flügen (größer zu bauende Flugzeuge) und andererseits eine wirtschaftlichere Flotte beobachtet (Airbus, 2017). Darüber hinaus erfordert der Aspekt der Umweltfreundlichkeit die Reduzierung von Treibhausgasen und Lärm, die die weitere Forschung und Entwicklung von Flugzeugen sowie deren Triebwerke fördert.

Ein Zusammenschluss europäischer Stakeholders erläuterte, wie die Luftfahrtindustrie bis ins Jahr 2020 besser den Anforderungen der Gesellschaft gerecht werden kann. In diesem Rahmen fand die Gründung des Advisory Council for Aeronautics Research in Europe (ACARE) mit der Kernaufgabe statt, eine strategische Forschungsagenda (Strategic Research Agenda - SRA) zu verfolgen. Diese SRA2020 gibt für ein im Jahr 2020 gebautes Flugzeug Relativwerte im Vergleich zu einem üblichen neuen Flugzeug aus dem Jahr 2000 (Y2000 ref. engine) an. Hierbei wird eine Reduktion der Emissionen um 50 % vorgeschrieben, wobei eine Reduktion der CO₂ Emissionen um 50 % pro Passagierkilometer, der NO_x Emissionen um 80 % und der Lärmemissionen um 10 EPNdB (Maß für menschliche Belästigung durch Fluglärm) erreicht werden soll (Report of the Group of Personalities 2001). Die europäische Kommission hat davon abgeleitet eine weitere Vision der Luftfahrt bis ins Jahr 2050 formuliert. Im Vergleich zu einem üblichen Flugzeug aus dem Jahr 2000 erweitert dieser „Flightpath 2050“ unter anderem die bereits vorhandenen Ziele um die Reduktion

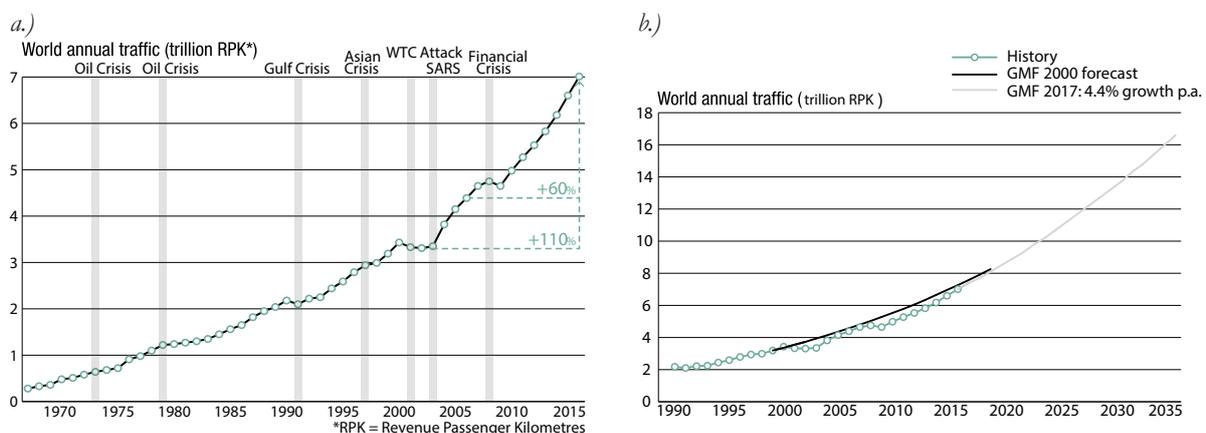


Abbildung 1.1: Weltweit geflogene Passagierkilometer a.) Rückblick und b.) Prognose (Airbus 2017)

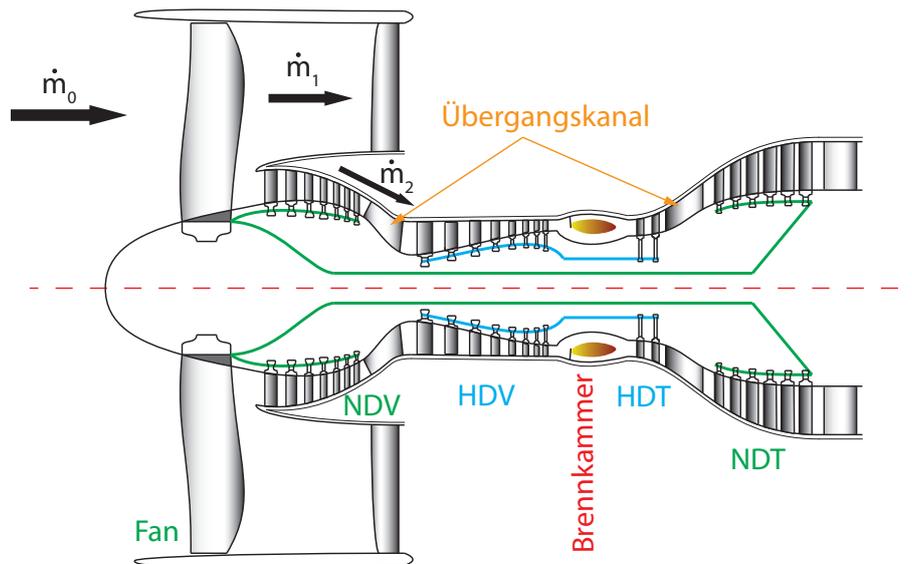


Abbildung 1.2: Skizze eines Turbofan-Triebwerkes mit einem Nebenstromverhältnis von ≈ 10 (eigene Abbildung)

der Emissionen auf 75 % CO_2 , 90 % NO_x und 65 % Lärm. In Hinblick auf diese ambitionierten Ziele wird die Forschung im Rahmen der europäischen Union speziell gefördert. Eines der Beispiele dafür ist das Technologieprogramm ENOVAL (ENgine mOdule VALidators), im Rahmen dessen auch diese Dissertation verfasst wurde (vgl. Kapitel 1.1).

Die Erreichung dieser Ziele erfordert neben neuen Konzepten für das Flugzeug selbst natürlich auch eine mittel- bis langfristige Entwicklung der Triebwerkstechnologie (European Union, 2011). Primär kann die Reduktion an Schadstoffen durch eine Einsparung an Kraftstoff bzw. durch die Erhöhung des Wirkungsgrades erreicht werden. Der Gesamtwirkungsgrad eines Turbofan-Triebwerkes ergibt sich als Produkt aus dem Vortriebwirkungsgrad und dem thermischen Wirkungsgrad, die im Folgenden getrennt voneinander betrachtet werden sollen.

Einleitend zeigt die Abbildung 1.2 eine Skizze des Querschnitts eines Zweistrom- bzw. Turbofan-Triebwerkes, das für ein besseres Verständnis der folgend diskutierten Optimierungspotenziale besprochen werden soll. Das Nebenstromverhältnis (Luftmenge des Mantelstroms \dot{m}_1 zu Luftmenge des Kernstroms \dot{m}_2) ist dabei für moderne Triebwerke typisch mit ≈ 10 gewählt worden. Das Triebwerkskonzept selbst beruht auf der heute üblichen „Zwei-Wellen-Architektur“, wie sie mit Ausnahme der Firma Rolls-Royce von den gängigen Firmen GE und Pratt & Whitney verwendet wird. Diese ist notwendig, um das Druckverhältnis zu maximieren und den dabei unterschiedlich erforderlichen Drehzahlen der Komponenten gerecht zu werden. Dementsprechend unterscheidet man zwischen einer Niederdruckwelle (ND-Welle), die die Komponenten Bläser (Abbildung 1.2 - **Fan**), Niederdruckverdichter (**NDV**) und Niederdruckturbinen (**NDT**) verbindet, und einer Hochdruckwelle (HD-Welle), die den Hochdruckverdichter (**HDV**) und die Hochdruckturbinen (**HDT**) verbindet.

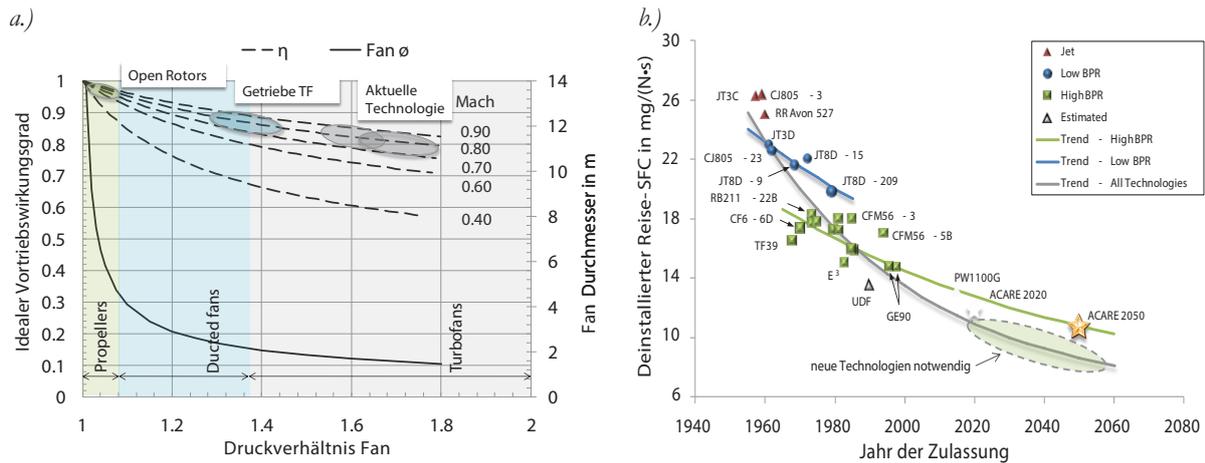


Abbildung 1.3: a.) Vortriebwirkungsgrad in Abhängigkeit des Fan Druckverhältnisses und der Machzahl in 35000 ft Höhe sowie der für ≈ 133 kN Schub erforderliche Fan Durchmesser (Avellán, 2011)
 b.) Einfluss des BPR auf den SFC bei unterschiedlichen Technologien und deren Jahr der Zertifizierung (Avellán, 2011)

OPTIMIERUNG DES VORTRIEBWIRKUNGSGRADES

Der Vortriebwirkungsgrad η_v ist definiert als Verhältnis von Schubleistung P_F zu Nutzleistung P_N (Formel 1.1) und erreicht sein Maximum, wenn die Strahlgeschwindigkeit des Turbofan Triebwerkes ident mit der Fluggeschwindigkeit wird. Die abnehmende Differenz der beiden Geschwindigkeiten folgert in einer Reduktion des für den Vortrieb des Flugzeuges benötigten Schub des Triebwerkes (Formel 1.2) und lässt somit einen Vortriebwirkungsgrad $\eta_v = 1$ nicht zu. Dennoch kann bei abnehmender Geschwindigkeitsdifferenz der Schub durch eine Erhöhung des Luftmassenstromes angepasst werden. Dabei kann eine niedrige Strahlgeschwindigkeit v_{Strahl} und ein erhöhter Luftmassenstrom durch eine Vergrößerung des Durchmessers des Fan ermöglicht werden.

$$\eta_v = \frac{P_F}{P_N} = \frac{v_{\text{Flug}} \cdot (v_{\text{Strahl}} - v_{\text{Flug}})}{0,5 \cdot (v_{\text{Strahl}}^2 - v_{\text{Flug}}^2)} \quad (1.1)$$

$$F_N = \dot{m} \cdot (v_{\text{Strahl}} - v_{\text{Flug}}) \quad (1.2)$$

Die Abhängigkeiten sind in Abbildung 1.3a dargestellt, wobei der ideale Vortriebwirkungsgrad als Funktion des Fan Druckverhältnisses aufgetragen ist. Fällt das Fan Druckverhältnis bzw. steigt der Fan Durchmesser, steigt auch der Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Flug - Machzahl an. Für die Korrelation wurde eine Reishöhe von 35000 ft und der Schub mit ≈ 133 kN konstant angenommen. Der Trend zum größer gebauten Fan kann ebenso bei der Entwicklung der gegenwärtig zugelassenen Triebwerke (Abbildung 1.3b) beobachtet werden. Es ist deutlich erkennbar, dass durch die Einführung eines zuerst niedrigen Nebenstromverhältnisses (**blau**) und später eines hohen Nebenstromverhältnisses (**grün**) eine stufenartige Performance-Verbesserung resultierte. Deswegen ist interessant, dass auch bereits das Getriebefan-Triebwerk PW1100G, das erst 2013 den Erstflug absolvierte, in Abbildung 1.3b eingezeichnet ist. Dieses nutzt ein Planetengetriebe an

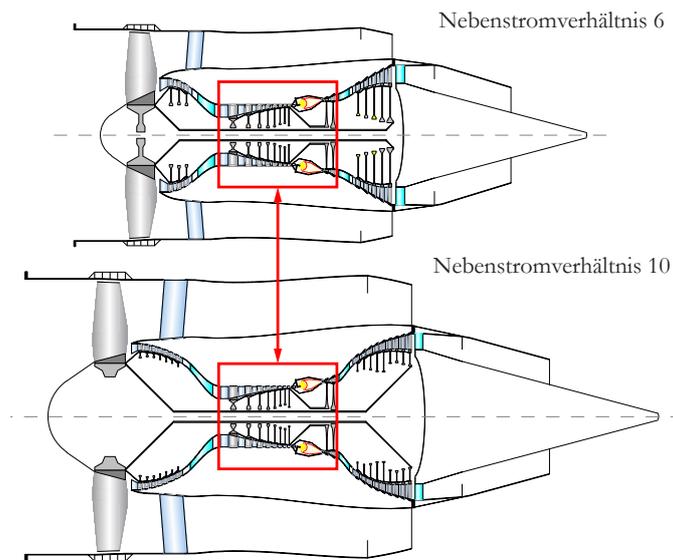


Abbildung 1.4: Vergleich zweier Triebwerke mit einem Nebenstromverhältnis von 6 bzw. 10, bei gleichem Kerntriebwerk (vgl. Kurzke, 2009)

der ND-Welle und ermöglicht so der NDT eine höhere Drehzahl bei einer gleichzeitig reduzierten Drehzahl des im Durchmesser größer gebauten Fans. Die Vorteile dieser Technologie im Verbrauch sind deutlich, obwohl dieses Getriebe zusätzliches Gewicht bedeutet.

Ein größer bauender Fan bedeutet gleichzeitig ein größer zu bauendes Triebwerk inklusive einer größer bauenden Triebwerksgondel, wodurch das Gesamtgewicht des Triebwerkes steigt. Des Weiteren erfordert ein größer Fan eine erhöhte Antriebsleistung und weist bei gleichbleibender Drehzahl eine höhere Blattspitzengeschwindigkeit auf. Diese korreliert mit dem durch den Fan verursachten Lärm, der entsprechend der ACARE Ziele reduziert werden soll. Zusätzlich verursacht der größere Durchmesser einen Anstieg der Zentrifugalkraft und damit eine höhere Spannung zwischen Schaufelblattfuß und Welle.

Entgegenwirkend kann die Antriebsleistung, die Blattspitzengeschwindigkeit sowie die Zentrifugalkraft durch ein Absenken der Drehzahl des Fan bzw. der dazugehörigen Niederdruckwelle reduziert werden. Damit ist durch die Veränderung des Fan Durchmessers auch die Architektur der auf der selben Welle liegenden Niederdruckkomponenten betroffen. Die Abbildung 1.4 stellt dazu zwei Turbofan - Triebwerke mit einem Nebenstromverhältnis von 6 und einem Nebenstromverhältnis von 10 gegenüber. Bei einem identen Kerntriebwerk (Abbildung 1.4 - rot eingerahmt) sind dabei ein größerer Durchmesser und eine erhöhte Anzahl an Stufen am Niederdruckverdichter sowie an der Niederdruckturbinen zu beobachten.

Der Zusammenhang für die Niederdruckturbinen kann anhand eines Diagramms nach Smith (Abbildung 1.5) verdeutlicht werden, das eine Linienschar konstanter isentroper Turbinenstufenwirkungsgrade in Abhängigkeit der Durchflusszahl Φ und der Druckziffer ψ darstellt. Dabei gibt die an der Abszisse aufgetragene Durchflusszahl Φ das Verhältnis der axialen Strömungsgeschwindigkeit c_{ax} zur Umfangsgeschwindigkeit u an und ist eine Ähnlichkeitsgröße für das Geschwindigkeits-

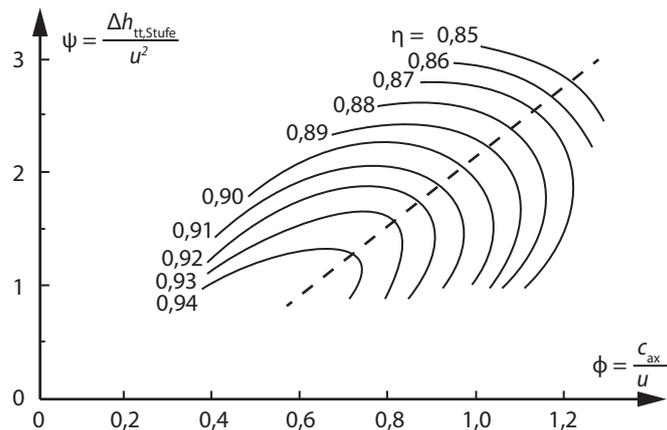


Abbildung 1.5: Kurvenschar konstanter isentroper Turbinenstufenwirkungsgrade nach Smith (vgl. Bräunling, 2009)

dreieck an der Turbinenschaufel. Die an der Ordinate aufgetragene Druckziffer ψ gibt die totale Enthalpiedifferenz über die Stufe $\Delta h_{tt,Stufe}$ (repräsentativ für die Stufenarbeit) im Verhältnis zum Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit u an.

Mit der Reduzierung der Drehzahl für den Fan fällt die mittlere Umfangsgeschwindigkeit u an der NDT und die Druckziffer ψ sowie die Durchflusszahl Φ wird erhöht, der Wirkungsgrad der ND-Turbine fällt. Um ein Ansteigen der Druckziffer ψ sowie die Durchflusszahl Φ entgegenzuwirken können zwei Maßnahmen getroffen werden. Erstens kann bei einer reduzierten Drehzahl die mittlere Umfangsgeschwindigkeit u durch einen größeren mittleren Durchmesser der NDT angehoben werden und zweitens kann die Enthalpiedifferenz der Stufe $\Delta h_{tt,Stufe}$ durch ein Erhöhen der Anzahl der Niederdruckstufen (Gewichtserhöhung) vermindert werden. Beide Optionen erhöhen den Wirkungsgrad der NDT und werden wie in Abbildung 1.4 ersichtlich umgesetzt. Die gleichzeitige Gewichtserhöhung bedeutet für das Zweiwellentriebwerk, dass es hinsichtlich des SFC ein Optimum gibt. Dieses ist eine Kombination aus einem erhöhten Vortriebwirkungsgrad, dem gewichtsbedingten zusätzlichen Leistungsbedarf sowie den erhöhten Wirkungsgradverlusten der Niederdruckturbinenstufe (Larsson et al., 2011).

OPTIMIERUNG DES THERMISCHEN WIRKUNGSGRADES

Der zu optimierende thermische Wirkungsgrad bezieht sich auf das Verhältnis von der abgegebenen nutzbaren Energie des gesamten Triebwerkes (spezifische Nutzarbeit) und der im Brennstoff enthaltenen chemischen zugeführten Energie (spezifisch zugeführte Energie). Der Wirkungsgrad verbessert sich, wenn die spezifische Nutzarbeit maximiert und die spezifisch zugeführte Energie minimiert wird. Generell kann festgehalten werden, dass der thermische Wirkungsgrad unter Berücksichtigung der Festigkeitsgrenzen und aerodynamischen Grenzen der einzelnen Komponenten bereits ausgereizt ist und eine daraus erzielbare potenzielle Treibstoffreduzierung gering ist. Gegenteilig kann ein bewusstes Reduzieren dieses Wirkungsgrades für eine Optimierung des Vortriebwirkungsgrades bzw. zugunsten einer speziellen Mission des Flugzeuges (kurze Startbahn, maximale Reichweite, etc.) vorgenommen werden. (Larsson, 2011)

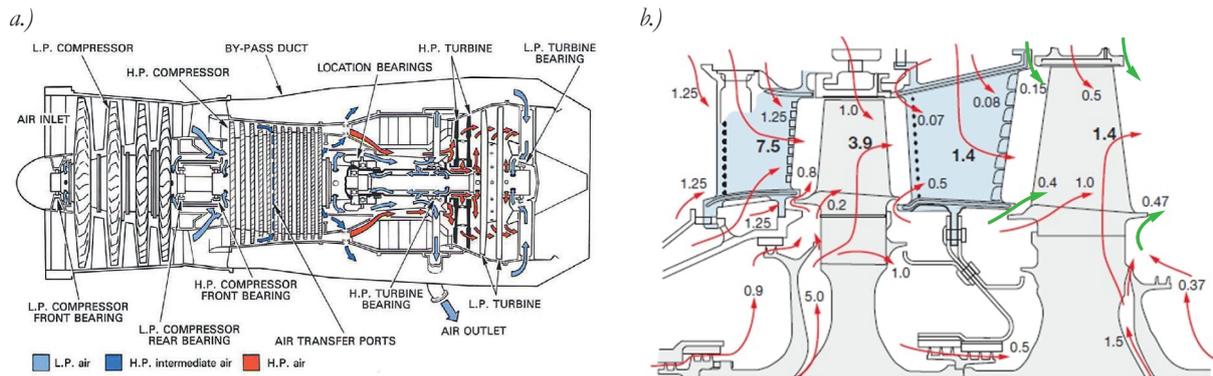


Abbildung 1.6: Sekundärluftsystem in einem Triebwerk a.) Pfad der Sekundärluft im gesamten Triebwerk (Rolls Royce plc, 1986)
b.) Einblasung der Sekundärluft im Bereich der Hochdruckturbinen (Brent und Moroz, 2013)

Ungeachtet dessen zielt die heutige Forschung zur Anhebung des thermischen Wirkungsgrades auf eine erhöhte maximale Turbineneintrittstemperatur, ein erhöhtes Gesamtdruckverhältnis (OPR) und eine weitere Minimierung der Verluste der einzelner Komponenten ab.

Eine höhere Turbineneintrittstemperatur kann erzielt werden, wenn einerseits an Werkstoffen geforscht wird, die den höheren Temperaturen unter den Strömungs- und Zentrifugalkräften standhalten, und andererseits an der Optimierung der Kühlmöglichkeiten gearbeitet wird. Zur Kühlung weist jedes Triebwerk ein sogenanntes Sekundärluftsystem auf, dessen Pfad schematisch in der Abbildung 1.6a dargestellt ist. Die Sekundärluft wird entsprechend dem benötigten Druck im Niederdruck (Abbildung 1.6a - **L.P. Compressor**)- bzw. Hochdruckverdichter (**H.P. Compressor**) abgezweigt und im Triebwerksinneren zu Kühlzwecken an den Lagern und der Brennkammer vorbei hin zur Hoch- und Niederdruckturbinen geleitet. Die Abbildung 1.6b zeigt dazu eine zwei-stufige Hochdruckturbinen und gibt die Kühlluftmassenströme in Prozent der totalen Kompressoransaugluft an. Dementsprechend werden in einem modernen Triebwerk 7,5 % bzw. 3,9 % für die Schaufelkühlung der ersten Hochdruckstatorreihe bzw. des ersten Hochdruckrotors aufgewendet. Weitere Teile der Kühlluftmassenströme werden verwendet, um die Radseitenräume der Rotoren vor einer Beschädigung durch das Eindringen des heißen Gases zu schützen. Nach den Angaben von Brent und Moroz (2013) sind es in Summe bereits bis zu 20 % des angesaugten Kompressorhauptmassenstromes, die für Kühlungs- bzw. Dichtungszwecke verwendet werden und damit die Turbineneintrittstemperatur bzw. das OPR eines heutigen Triebwerks ermöglichen. Die Tendenz zu hohen Kühlluftmassenströmen ist weiter steigend, da ein steigendes OPR eine höhere Verdichtertemperatur und somit eine höhere Temperatur der Kühlluft mit sich bringt. Zusätzlich entsteht durch das Anheben der Turbineneintrittstemperatur ein erhöhter Bedarf, die Wärme an den Materialoberflächen abzuführen. Damit muss der Kühlluftmassenstrom zur Kompensation des Wärmeübergangs aufgrund der höheren Turbineneintrittstemperatur und aufgrund des erhöhten OPR angehoben werden.

Durch die Kühlluft bzw. Sekundärluft entstehen neben den Vorteilen der höheren Turbineneintrittstemperatur auch Verluste. Primär ist es die vom Verdichter aufgebrauchte Arbeit, die durch das Abzweigen der Sekundärluft vom Hauptmassenstrom nicht mehr für den Vortrieb genutzt werden

kann. Sekundär interagiert die Kühlluft beim Austritt im Bereich der Hochdruckturbinen mit dem Hauptmassenstrom und verändert das aerodynamische Verhalten sowie den Wirkungsgrad der Turbinen und der stromabliegenden Komponenten negativ.

Der Trend zu Triebwerken mit höherem OPR und einer höheren Turbineneintrittstemperatur lässt den Einfluss der Kühlluft auf den Hauptmassenstrom weiter steigen und ist Gegenstand gegenwärtiger Forschung.

1.1. TECHNOLOGIEPROGRAMM ENOVAL

In Verbindung mit dem siebten Rahmenprogramm der europäischen Union liegen die Ziele des Technologieprogramms ENOVAL in einer Reduktion der CO₂ Emissionen von -5 % bei Langstreckentriebwerken (-26 % zum Y2000 ref. engine) und -3 % bei Kurz- und Mittelstreckentriebwerken und in der Reduktion von Lärm mit -1.3 EPNdB (-9.3 dB vs. Y2000 ref. engine).

Die Erreichung dieser Ziele soll durch die Optimierung von Getriebe- und getriebelosen Turbofantriebwerken erfolgen. Dabei soll eine 5 %ige Kraftstoff - Verbrauchsreduktion mithilfe eines 5 % höheren Vortriebwirkungsgrades erreicht werden. Eine Wirkungsgraderhöhung einzelner Komponenten soll dabei den zusätzlichen Kraftstoffverbrauch, der durch das zusätzliche Gewicht entsteht, kompensieren. Das Konzept schlägt hinsichtlich des Vortriebwirkungsgrades ein Nebenstromverhältnis (Mantelstrom zu Kernstrom, „ultra-high Bypass Ratio (UHBR)“) von 12:1 bis 20:1 vor. Die Komponentenwirkungsgrade sollen durch ein Vergrößern des Gesamtdruckverhältnisses (auch „Ultra high Overall pressure Ratio (UHOPR)“) von 50:1 bis 70:1 erzielt werden, während der Fokus auf der Niederdruckturbinen liegen sollte (ENOVAL, 2014).

Es sei an dieser Stelle angemerkt, dass diese Dissertation im Rahmen des ENOVAL Technologieprogrammes im Arbeitspaket WP 4.5 - Niederdruckwellentechnologie - schnelllaufende Niederdruckturbinen (low pressure spool technologies - high speed LPT) entstanden ist.

1.2. BEDEUTUNG DES HEUTIGEN ÜBERGANGSKANALS

Tatsächlich ist die Reduktion des SFC für ein modernes Turbofan - Triebwerk ein Optimierungsvorgang, der durch einen im Durchmesser größer gebauten Fan erreicht werden kann. Das Gewicht spielt dabei speziell für UHBR Triebwerke eine wichtige Rolle und soll soweit möglich eingespart werden. Dadurch werden unter anderem auch die beiden in Abbildung 1.2 markierten Übergangskanäle gewichts- und wirkungsgradrelevant.

Generell sind Übergangskanäle Strukturbauteile die für die Lagerung der Hochdruckwelle benötigt werden. Im Rahmen dieser Arbeit soll speziell auf den Übergangskanal zwischen Hochdruckturbinen und Niederdruckturbinen eingegangen werden, welcher im englischen **Turbine Center Frame**

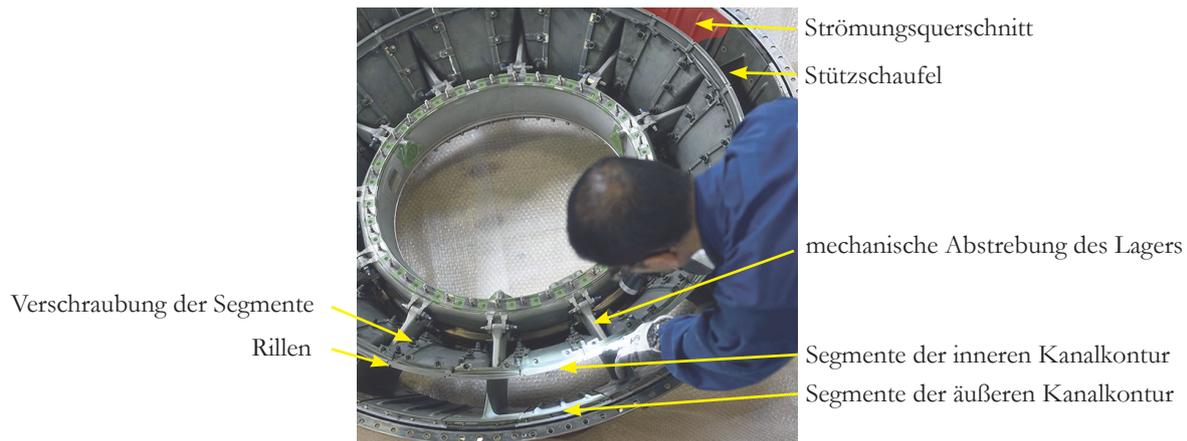


Abbildung 1.7: TCF eines GP7200 Triebwerkes bei der Montage („Turbine Center Frame Repairs“, 2018)

(TCF) genannt wird. Dieser ermöglicht die Aufnahme des Hecklagers der Hochdruckwelle und führt dessen Kräfte sternförmig nach außen an einen Befestigungspunkt am Flugzeug. Die sternförmige Aufhängung durchtritt dabei die Strömungskontur zwischen HDT und NDT und wird dort durch ein Blech mit profilmörmiger Ausbildung ummantelt (Abbildung 1.7). Die profilmörmige Ummantelung wird ferner als Stützschaufel bezeichnet und bildet mit Segmenten der inneren und äußeren Strömungskontur einen ineinander verschraubten Ringraum. In der Abbildung sind dazu an der strömungsführenden Oberfläche fertigungsbedingt kleine Rillen zwischen den Segmenten zu erkennen, sowie sind leichte Vertiefungen an den Positionen der Verschraubung deutlich. Die Größe der Stützschaufeln erlaubt es zusätzliche Leitungen wie jene für die Kühlluft- und hydraulische Ölversorgung für den inneren Triebwerksbereich durchzuführen (nicht in der Abbildung dargestellt).

Aus gewichtstechnischen Gründen wird in den für die Strukturmechanik notwendigen TCF die Funktion der Strömungsführung integriert. Dabei wird der TCF neben dem Schließen des Strömungspfad zwischen der HDT und der mit größeren Radius ausgeführten NDT dazu verwendet, die Strömungsgeschwindigkeit zu reduzieren und einen Druckrückgewinn zu erzeugen (Abbildung 1.2). Ein gut ausgelegter TCF erlaubt dabei durch die Konditionierung der Anströmung eine Wirkungsgradsteigerung der NDT von bis zu 2,5 % (nach etablierten empirischen Studien von Smith, 1965), während erhöhte Verluste durch den TCF selbst diesen Vorteil zunichte machen können. Dabei ist das Gewicht zu nennen, das durch eine möglichst kurze axiale Baulänge reduziert werden soll. Ferner soll durch die Anhebung des Nebenstromverhältnisses für UHBR-Triebwerke (wie Anhand der Abbildung 1.4 besprochen) der zu überwindende Radiusunterschied vergrößert werden. Es bildet sich dabei für die verzögerte Strömung im TCF ein stärker ausgeprägter Druckgradient entgegen der Strömungsrichtung aus, sowie entstehen betonte Wandkrümmungen und damit einhergehend das Risiko einer Strömungsablösung. Eine Strömungsablösung würde neben einer schwer vorherzusagenden Zuströmung für die Niederdruckturbine auch einen erheblichen Wirkungsgradverlust des TCF selbst bedeuten und es gilt daher diese zu vermeiden. Damit sind Übergangskanäle groß, schwer und teuer sowie deren Komplexität beachtlich (European Commission for Research and Innovation, 2012).

1.3. MOTIVATION UND AUFGABENSTELLUNG

Die Strömung in einem TCF stromab einer Hochdruckturbinenstufe unterscheidet sich signifikant von den vielseitig erforschten Strömungen in Übergangskanälen mit einfacher zweidimensionaler Zuströmung (wie z.B. Dominy und Kirkham, 1995 und 1996) ohne instationäre Nachläufe und Strömungseffekte. Es kommt dabei zu Wechselwirkungen zwischen der Hochdruckturbinenstufe, dem TCF und der Niederdruckturbinenstufe. Einerseits gibt das TCF den radialen statischen Druckverlauf vor und beeinflusst damit die HDT - Abströmung wie auch die NDT - Zuströmung (Göttlich, 2011). Andererseits ändert die Hochdruckturbinenstufe durch ihre Abströmung die Verlustmechanismen im TCF. In der Wechselwirkung mit der Niederdruckturbinenstufe ist ähnliches zu erwarten. Der TCF definiert die NDT-Zuströmung, wobei umgekehrt die Niederdruckturbinenstufe stromauf die TCF Strömung beeinflusst. Für eine optimale Auslegung des TCF folgert damit die Erfordernis der gemeinsamen Betrachtung von TCF, Hochdruckturbinenstufe und Niederdruckturbinenstufe.

In der Entwicklung und Auslegung sind von der technischen Seite alle drei Systeme (HDT, TCF und NDT) komplex und unterliegen unterschiedlichen Aspekten. Meist werden diese Module entweder auf unterschiedliche Arbeitsgruppen oder sogar unterschiedliche Firmen aufgeteilt, die jeweils hoch-spezialisiert sind und eine Reduzierung der Projektdurchlaufzeit durch eine parallele Entwicklung der drei Module ermöglichen. Die damit besonders wichtige Strömungsdefinition an den Schnittstellen erfolgt meist durch die Vorgabe von radialen Profilen, die z.B. durch zweidimensionale numerische Berechnungen an dem Gesamtsystem ermittelt wurden.

Speziell durch den rasanten Anstieg der verfügbaren Computerressourcen wie Arbeitsspeicher und Rechenleistung im letzten Jahrzehnt erlauben die numerischen Rechenverfahren, das Strömungsverhalten in allen drei Modulen instationär (zeitlich aufgelöst) abzubilden. Dennoch ist selbst mit heutigen Ressourcen die Rechnung zeitintensiv (oft mehrere Monate) und damit auch äußerst kostenintensiv. Ferner ist die Strömung in keiner der Komponenten trivial, sodass bei den auftretenden Strömungsphänomenen eine problemspezifische Validierung mit den messtechnisch gewonnenen Ergebnissen erforderlich ist. Bisherige Erfahrungen bestätigen, dass im Normalfall der numerisch ermittelte Totaldruckverlust des TCF im Vergleich zu dem gemessenen zu gering vorhergesagt und damit der Wirkungsgrad zu optimistisch abgeschätzt wird.

Für die Industrie stellt sich die Frage, wie die Auslegung, die Optimierung und die Vorhersage des TCF Wirkungsgrades (bzw. des Druckverlustes) wirtschaftlich erfolgen könnte, wenn die numerischen Vorhersagen zu optimistisch und eine messtechnische Optimierung von mehreren Varianten des Gesamtsystems mit einem zu hohen Aufwand verbunden sind. Um das zu klären, wurde zwischen dem Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik an der TU Graz und den Industriepartnern GE Aviation sowie MTU Aero Engines im Rahmen des Technologieprojektes ENOVAL ein Projekt zur Untersuchung des Einflusses der Zuströmung auf den TCF gestartet. Vier verschiedene Zuströmbedingungen sollen hierbei Aufschluss über ein mögliches unterschied-

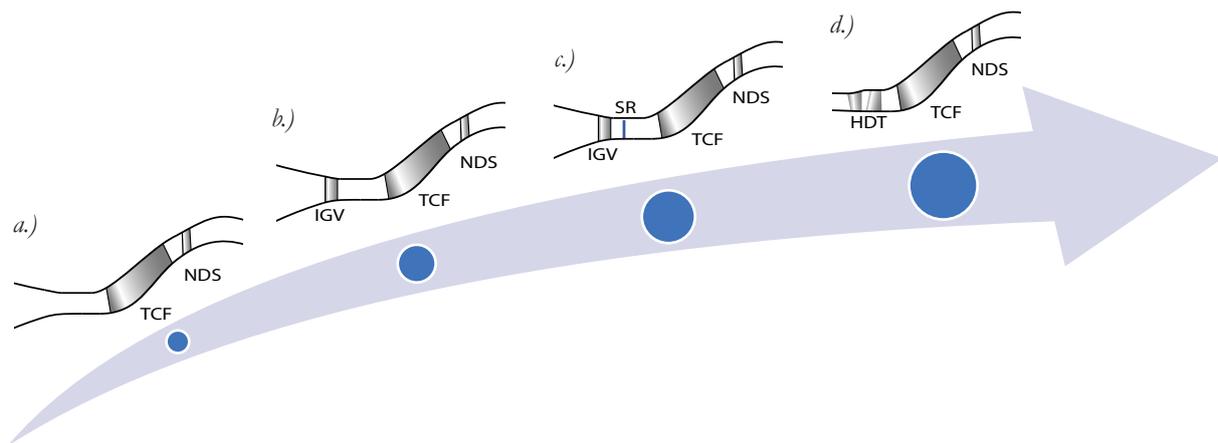


Abbildung 1.8: Abgeleitete Zuströmung zum TCF in aufsteigender Komplexität

- a.) ungestörte Zuströmung
 b.) stationäre Zuströmung mit Drallwinkelverteilung
 c.) instationäre Zuströmung infolge eines vorgelagerten Speichenrades
 d.) Zuströmung mit einer vorgelagerten Hochdruckturbinenstufe

liches aerodynamische Verhalten eines triebwerksrepräsentativen TCF mit Stützschaufeln geben. Diese vier Anströmbedingungen unter Verwendung des ein und denselben TCF sind:

- a.) Eine ungestörte Zuströmung als Referenzfall
- b.) Eine stationäre Zuströmung mit einer relevanten Drallwinkelverteilung
- c.) Eine instationäre Zuströmung infolge eines zusätzlichen vorgelagerten Speichenrades mit zylindrischen Stäbchen
- d.) Eine Zuströmung mit einer vorgelagerten Hochdruckturbinenstufe (aerodynamisch repräsentativ für die zweite HDT - Stufe eines Triebwerks)

Ein neuer Prüfstand war für die technische Umsetzung von drei Versuchsanordnungen (a-c) erforderlich. Dieser neuartige Prüfstand wird im weiteren Verlauf als Ringgitterprüfstand (zusammengesetzt aus den Begriffen Ringraum, Schaufel- bzw. Stabgitter und Windkanal bzw. Prüfstand) oder kurz „AnCa“ (Annular Cascade) bezeichnet.

Die Aufgabenstellung ist somit die Untersuchung eines für ein Triebwerk mit einem Nebenstromverhältnis von ≈ 10 repräsentatives TCF bei vier unterschiedlichen Zuströmbedingungen bzw. in zwei Prüfständen. Dabei ist ein und das selbe TCF inklusive der identen Messtechnik und der identen Messaufnehmer zu verwenden. Daraus abgeleitet ergeben sich für diese Arbeit folgende drei Bereiche, die sich in der Struktur dieser Arbeit widerspiegeln:

- Der erste Teil der Dissertation beschäftigt sich mit der Entwicklung, dem Aufbau und der Inbetriebnahme eines neuen Ringgitterprüfstandes. Der Autor war dabei neben der Projektablaufplanung für die mechanische Auslegung des Prüfstandes, die technischen Zeichnungen, den technischen Einkauf, den anschließenden Aufbau sowie die ordentliche Instrumentierung und die folgende termingerechte Inbetriebnahme der Versuchs-

anlage verantwortlich. Das Kapitel 5 führt dazu die Entwicklung und Auslegung im Detail aus.

- Der zweite Teil der Dissertation beschäftigt sich mit der Modifikation des Zweiwellen-Prüfstandes. Der Prüfstand soll dabei die Zuströmung zum TCF so triebwerksrelevant wie möglich nachbilden, wobei im Detail ein triebwerksrelevanter Rotorspalt sowie Effekte hervorgerufen durch die Einbringung von Kühlluft nachgebildet werden sollen. Dazu wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Spaltnesssystem am bestehenden Prüfstand installiert und in Betrieb genommen. Ferner wurde ein Sekundärluftsystem zur Einbläsung von Kühlluft im Bereich der Radseitenräume der HDT entwickelt und ebenso in Betrieb genommen. Die Funktion des Sekundärluftsystems wird anhand des Einflusses am Wirkungsgrad der HDT verdeutlicht. Die Dokumentation dieser Arbeiten findet sich im Kapitel 6.
- Im dritten Teil der Arbeit wurde durch den Autor eine experimentelle Messkampagne durchgeführt, die stationäre wie instationäre Messtechnik involvierte. Die stationären Ergebnisse der Versuchskampagne sollen verwendet werden, um die Aerodynamik des TCF mit Stützschaufeln für alle vier Versuchsanordnungen gegenüberzustellen. Der Einfluss der Zuströmung soll abschließend anhand des TCF Druckverlustes bewertet werden. Damit einhergehend sollen Risiken abgeschätzt werden, die entstehen, wenn die Auslegung des TCFs ohne Hochdruckturbine erfolgt. Zusätzlich soll im Rahmen der Messkampagne ein Messdatensatz aufgenommen werden, mithilfe dessen zukünftige numerische Rechnungen validiert und der Grund für die mathematische Fehleinschätzung des Verlustes besser verstanden werden kann.

2

LITERATURÜBERSICHT

Die Forschung widmet sich bereits seit über 20 Jahren dem verbesserte Verständnis der Strömung in Turbinenübergangskanälen bzw. dem TCF. Die Geschichte zeigt, dass die auf den ersten Blick einfach wirkende Komponente des Triebwerks aerodynamisch anspruchsvoll und dessen Verständnis relevant zum Erreichen eines optimierten spezifischen Kraftstoffverbrauches (SFC) sowie ein Schlüssel für ein modernen UHBR-Triebwerk ist. Die Komponenten stromauf wie auch stromab des Übergangskanals beeinflussen dessen Aerodynamik und spielen dabei eine wichtige Rolle. Für ein besseres Verständnis der Ergebnisse sollen ein paar Seiten dem Überblick über für die vorliegende Arbeit relevante Veröffentlichungen gewidmet werden.

Der erste Teil der Literaturübersicht setzt sich mit der Aerodynamik von Axialturbinen auseinander, während der zweite Teil diese um Veränderungen durch die Sekundärlufteinblasung erweitert. Der Fokus des zweiten Teiles liegt dabei verstärkt auf den Prüfständen, die in Zusammenhang mit dem Aufbau des Sekundärluftsystems im Rahmen dieser Arbeit stehen. Der dritte Teil geht auf die Simulationmöglichkeiten von typischen Turbinennachläufen ein und widmet sich neben der Aerodynamik auch den Prüfständen selbst. Der vierte Teil diskutiert die Grundlagen von Übergangskanälen, während der fünfte Teil einen Überblick über die institutseigene Forschung im Zusammenhang mit der vorliegenden Arbeit gibt.

2.1. AERODYNAMIK VON AXIALTURBINEN

Die Strömung in Axialturbinen ist höchst instationär, weist dreidimensionale Strukturen auf und ist räumlich ungleichförmig (Joslyn, 1983). Das ist soweit verständlich, da eine Relativbewegung von Rotorschaukeln und Statorschaukeln periodische Störungen im Strömungsfeld hervorruft, die sich stromauf wie auch stromab ausbreiten. Dabei unterscheiden sich die Mechanismen für die Stator - Rotor Interaktionen abhängig von der Streckung der Profile. Bei Profilen mit einer hohen Streckung (typische NDT - Beschaukelung) ist die Strömung über einen großen Bereich der Kanal-

höhe primär zweidimensional und wird von der Interaktion zwischen den Nachläufen einer Schaufelreihe auf die nächste stromabliegende Schaufelreihe bestimmt. In Turbinenstufen mit geringer Streckung (typische HDT - Beschauung) ist die Nachlaufinteraktion weniger ausgeprägt und es dominieren zusätzlich Sekundärströmungen, starke Potenzialfelder und im Falle von transonischen Hochdruckturbinen auch ein System von Verdichtungsstößen. Zu jeder dieser Interaktionsmechanismen gibt es eine beträchtliche Anzahl an Studien, die diese getrennt voneinander untersuchen (Miller et al., 2003a). Diese sind:

- Periodisches Auftreffen von Nachläufen auf die stromabliegende Schaufelreihe (Nachlauf - Schaufel Interaktion)
- Periodische Interaktionen zwischen dem Potenzialfeld des Stators und dem Strömungsfeld des Rotors (Potenzialfeld Interaktion)
- Sekundärströmungen und deren Konvektion durch die Rotorpassage
- Periodische Bewegungen der Verdichtungsstöße vom Stator

Zum verbesserten Verständnis der Strömung durch eine Hochdruckturbinenstufe und den Simulationmöglichkeiten mit Stäbchen soll entsprechend den vier Punkten von Miller et al. (2003a) überblicksmäßig auf die Interaktionsmechanismen eingegangen werden. Abschließend wird eine typische Abströmung einer Hochdruckturbinenstufe diskutiert.

2.1.1. NACHLAUF - SCHAUFEL INTERAKTION

Ein Nachlauf tritt an allen Körpern auf, die einer Strömung ausgesetzt sind. Im Falle von Profilen entsteht der Nachlauf an der Hinterkante und wird entsprechend der Hauptströmungsrichtung stromab transportiert. Das Geschwindigkeitsdefizit im Nachlauf klingt dabei durch die Interaktion mit der freien Strömung ab. Ray und Lakshminarayana (1973) beschreiben das Verhalten des Nachlaufes anhand zweier Bereiche: Erstens den Bereich unmittelbar nach der Hinterkante (engl.: *Near Wake*) in dem der Nachlauf sich stark aufweitet, und zweitens der Bereich entfernt von der Hinterkante (engl.: *Far Wake*), in dem die Geschwindigkeitsdelle beinahe abgeklungen ist und die Nachlaufbreite konstant wird bzw. nur mehr gering anwächst. Üblicherweise ist die Länge für das Abklingen des Nachlaufes deutlich größer als der übliche Abstand zwischen Schaufelreihen in Turbomaschinen. Dementsprechend werden die Nachläufe durch den sich drehenden Rotor zerhackt und durch die Rotorpassage transportiert. Die Kinematik des Nachlaufes bei der Bewegung durch die Schaufelreihe geht unter anderem auf Smith (1966) zurück. Dieser beschreibt ein Verbiegen, eine Neuausrichtung, eine Längenänderung und ein Strecken des Nachlaufes in der Schaufelpassage. Die der Arbeit von Stieger und Hodson (2005) entnommene Abbildung 2.1 zeigt dazu die Turbulente Kinetische Energie von 2D LDA Messungen durch die Rotorschaukel - Passage (Kaskade mit T106 Profilen), in der ein Transport des Nachlaufes (in diesem Fall von einem bewegten Stäbchen stammend) deutlich ersichtlich ist. Die Autoren bestätigen die Theorie von Smith (1966) und können die noch ältere Theorie von Meyer (1958) über das „Negative Jet Modell“ bekräftigen. Dabei wird das „negative Jet Modell“ für das Anlegen des Nachlaufes auf der Saugseite

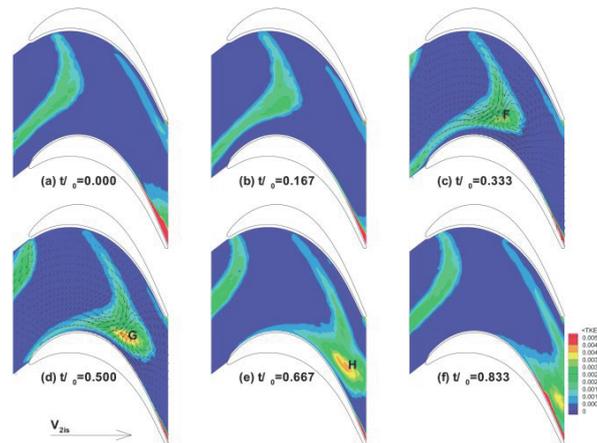


Abbildung 2.1: Turbulente Kinetische Energie (TKE) von 2D LDA Messungen zu sechs äquidistanten Zeitschritten beim Passieren eines Nachlaufes in einem Zyklus (Stieger & Hodson, 2005)

verantwortlich gemacht. Die Autoren schlussfolgern bezüglich der Freistromturbulenz, dass diese durch den Transport des Nachlaufes ansteigen könnte. Hodson und Howell (2005) geben in Ihrem Review-Artikel ferner einen sehr guten Überblick über die Literatur, die sich mit der Interaktion des Nachlaufes und der Rotorschaukel beschäftigt. Im Detail gehen die Autoren auf die Interaktion zwischen dem Nachlauf und der Grenzschicht ein, die eine Transition hervorrufen kann. Damit wird eine mögliche Ablösung an der Saugseite periodisch verhindert.

Für die vorliegende Arbeit befindet sich der TCF mit Stützschaufeln stromab der Hochdruckturbinen. Interessant sind in diesem Zusammenhang die Untersuchungen von Halstead et al. (1997), die stromab des Rotors die Anströmung für einen weiteren Stator (in Analogie für die Stützschaufeln des TCF) anhand des Turbulenzgrades angeben. Die in Abbildung 2.2 dargestellte Skizze von Halstead et al. (1997, zitiert von Hodson & Howell, 2005) zeigt die Bewegung des Nachlaufes

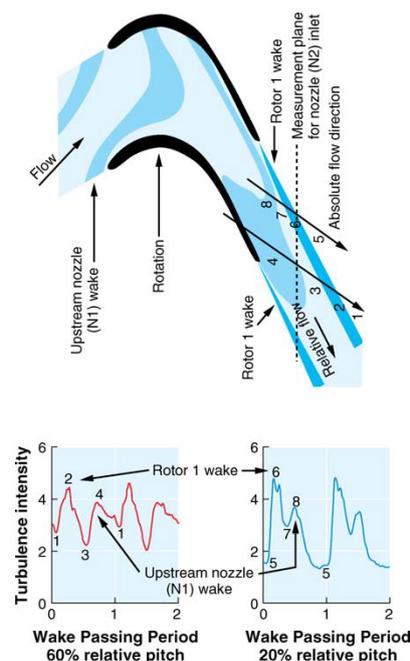
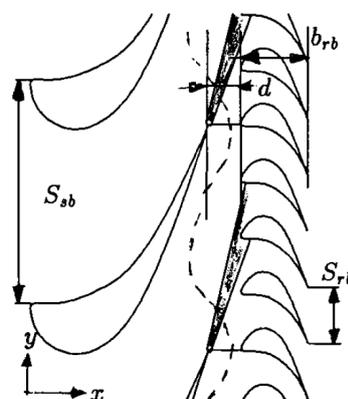


Abbildung 2.2: Skizze der Nachlaufbewegung durch eine Rotorpassage (oben), mit der Variation des Turbulenzgrades für zwei Umfängspositionen am Eintritt des sich stromab befindlichen Stators (unten). (Hodson & Howell, 2005; Original von Halstead et al., 1997)

durch eine Rotorpassage. Für zwei unterschiedliche Messpositionen am Umfang, nämlich bei 20 % und 60 % relativer Teilung zu Stator 1 (engl.: *Clocking Positions*), wird der Vektor der absoluten Strömungsrichtung eingezeichnet und jeweils ein gemessener Verlauf des Turbulenzgrades gezeigt. Dabei ist im zeitlichen Verlauf zu erkennen, dass abhängig von der Clocking Position der Turbulenzgrad deutlich unterschiedlich ausfällt. Demnach erfährt der gedanklich stromab des Rotors angeordnete Stator 2 in Abhängigkeit seiner Relativposition zum Stator 1 einen sich stark ändernden Turbulenzgrad in der Zuströmung, der einen Einfluss auf die weitere Grenzschichtentwicklung hat. In zahlreicher weiterführender Literatur (z.B.: Behr et al., 2005; Haldeman et al., 2004; Schennach et al., 2008) wird versucht, die Clocking Position zwischen Stator 1 und Stator 2 zu optimieren, um den bestmöglichen Wirkungsgrad zu erreichen. Gleiches gilt in der vorliegenden Arbeit für die Versuchsanordnung mit HDT, in der die Relativposition von Stator 1 und TCF Stützschaufel (repräsentativ für Stator 2) von Bedeutung ist. Dabei kann davon ausgegangen werden, dass die Relativposition genauso einen Einfluss auf die Grenzschichtentwicklung der TCF Stützschaufel hat.

2.1.2. POTENZIALFELD INTERAKTION

In der Strömungslehre ist die Potenzialströmung ein Sonderfall der rotationsfreien, reibungsfreien und inkompressiblen Strömung, mit deren Hilfe eine statische Druckverteilung (Potentialfeld) um einen Körper beschrieben werden kann. Diese Störung in der statischen Druckverteilung wirkt stromauf wie stromab des Körpers und bewirkt im Falle einer Turbinenstufe durch die Relativbewegung von Stator und Rotor eine periodische Interaktion. Korakianitis (1993) untersucht dabei die Stator - Rotor Interaktion für den reibungsfreien Fall in Form des Potentialfeldes und für den reibungsbehafteten (viskosen) Fall mit Nachläufen getrennt voneinander. Dies ist natürlich nur numerisch möglich, wobei Korakianitis' Setup eine typische Rotor - Kaskade nachbildet, die an einer Statorschaufel vorbeibewegt wird. Die Abbildung 2.3 zeigt dazu das numerische Setup, in dem die Potenzialfeld - Interaktion als sinusförmige gestrichelte Linie und die Nachläufe des Stators



(a) $R = S_{sb}/S_{rb} = 4.0$

Abbildung 2.3: Numerisches Modell mit statischem Druckfeld und Nachläufen des Stators (Korakianitis, 1993)

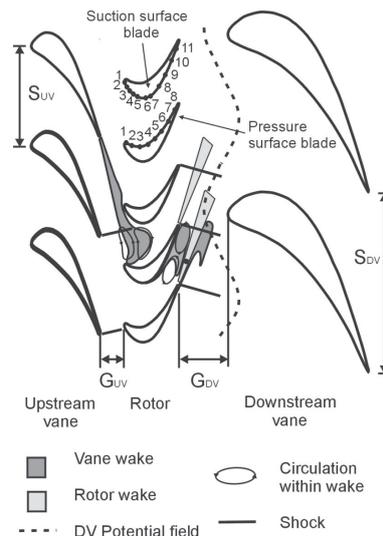


Abbildung 2.4: Skizze des instationären Strömungsfeldes - Stator, Rotor, Stator Interaktion (Miller et al., 2003b)

skizziert sind. Der Autor erklärt die Potenzialfeld - Interaktion als ein Zerschneiden des Statorpotenzialfeldes durch die Vorderkante des Rotors. Die Störung des statischen Druckfeldes pflanzt sich im Relativsystem der Rotorpassage fort und verändert dort periodisch den statischen Druck.

Ferner beobachtete Korakianitis (1993), dass die Potenzialfeld - Interaktion von der Stator- zur Rotorteilung abhängt. Bei einem Verhältnis von eins ist die Interaktion gering und es dominieren Nachlauf - Schaufel - Interaktionen wie im Kapitel 2.1.1 besprochen. Dies ist insofern für die gegenwärtige Arbeit relevant, da die verwendete Hochdruckturbinenstufe eine Stator- zu Rotorteilung größer eins aufweist und damit die Potenzialfeld - Interaktionen nicht zu vernachlässigen sind.

Miller et al. (2003 a,b) kann dabei als eine Studie erwähnt werden, die im Zusammenhang mit der Potenzialfeld - Interaktion für die gegenwärtige Arbeit von Interesse ist. Die Autoren untersuchten experimentell das zeitaufgelöste Strömungsfeld in einer 1½ stufigen transonischen Hochdruckturbinenstufe. Sie verwendeten dazu zeitauflösende statische Drucksensoren an einer Hochdruckturbinenstufe. Das Test-Setup ähnelt durch den stromab der Hochdruckturbinenstufe befindlichen Übergangskanal mit Stützschaufel jenem der vorliegenden Arbeit. Im Gegensatz dazu sind in der vorliegenden Arbeit die Stützschaufeln nicht umlenkend ausgeführt und vom Hochdruckrotor keine Stöße zu erwarten. Miller et al. (2003 a,b) beobachteten, dass die Saugseite des Rotorprofils durch das Potenzialfeld und der Verdichtungsstöße des sich stromauf befindlichen Stators dominiert wird. Die sich stromab des Rotors befindliche Stützschaufel bewirkt eine Veränderung des Druckfeldes stromauf bis in die geometrische Engfläche des Rotors. Die Schlussfolgerung von Miller et al. (2003 a,b) ist eine quasi-stationäre Veränderung des Betriebspunktes in jeder einzelnen Rotorpassage.

Die vorgestellte Literatur verdeutlicht, dass in der Versuchsanordnung mit Hochdruckturbinenstufe die Potenzialfeldinteraktion ebenso präsent ist, auch wenn diese im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht speziell herausgearbeitet wurde. Bei der Versuchsanordnung mit zylindrischen Stäbchen wird

ebenso ein Potenzialfeld durch die Stäbchen induziert. Dieses wird aufgrund der unterschiedlichen Geometrie zwischen den Stäbchen und einer HDT-Schaufel verändert ausfallen.

2.1.3. SEKUNDÄRSTRÖMUNGEN UND DEREN INTERAKTION

Sekundärströmungen werden durch viskose Effekte verursacht, die die Hauptströmung in Wandnähe entsprechend umlenken und Wirbel hervorbringen. Für die vorliegende Arbeit von besonderem Interesse sind die Sekundärströmungen, die durch Stator- und Rotorschaukeln innerhalb einer Turbinenstufe hervorgerufen werden. Diese Sekundärwirbel können für ein Turbinengitter mit geringer Streckung Totaldruckverluste in der Höhe von 30 % - 50 % bewirken, weshalb diese bereits seit den 1950er Jahren Gegenstand der Forschung sind (Sharma & Butler, 1987). In diesem Zusammenhang sind die Werke von Langston (1980), Sieverding (1985), Langston (2001) und jüngst von Ligrani et al. (2017) zu nennen.

Sieverding (1985) erklärt im Detail die Entstehung des Kanalwirbels, des Hufeisenwirbels und des Eckenwirbels und geht auf die durch diese Wirbel resultierenden Verluste ein. Dabei geht das Verständnis über die Sekundärströmungen zur damaligen Zeit auf die umfassenden experimentellen Untersuchungen von Langston (1980) zurück, dessen Modellbildung in der Abbildung 2.5a dargestellt ist. Wang et al. (1997) erweiterte das Modell von Langston (1980), in dem die Autoren Visualisierungen von Strömungen durchführten und einzelne Wirbelstrukturen verfolgten (Abbildung 2.5b). Die wichtigsten Ergebnisse von Wang et al. (1997) und Langston (1980) können in Anlehnung an Ligrani (2017) folgend zusammengefasst werden:

- Der Hufeisenwirbel wird an der Vorderkante in einen Saugseiten - und Druckseitenanteil aufgesplittet. Der druckseitige Anteil des Hufeisenwirbels (Abbildung 2.5b - V_{PH}) bewegt sich zur Saugseite des benachbarten Profils hin und geht dort in den Kanalwirbel (V_p) über. Der saugseitige Anteil des Hufeisenwirbels (V_{SH}) interagiert bei ungefähr 25 % axialer Sehnenlänge mit seiner entgegengesetzten Drehrichtung mit dem Kanalwirbel (V_p), indem er sich um diesen wickelt.

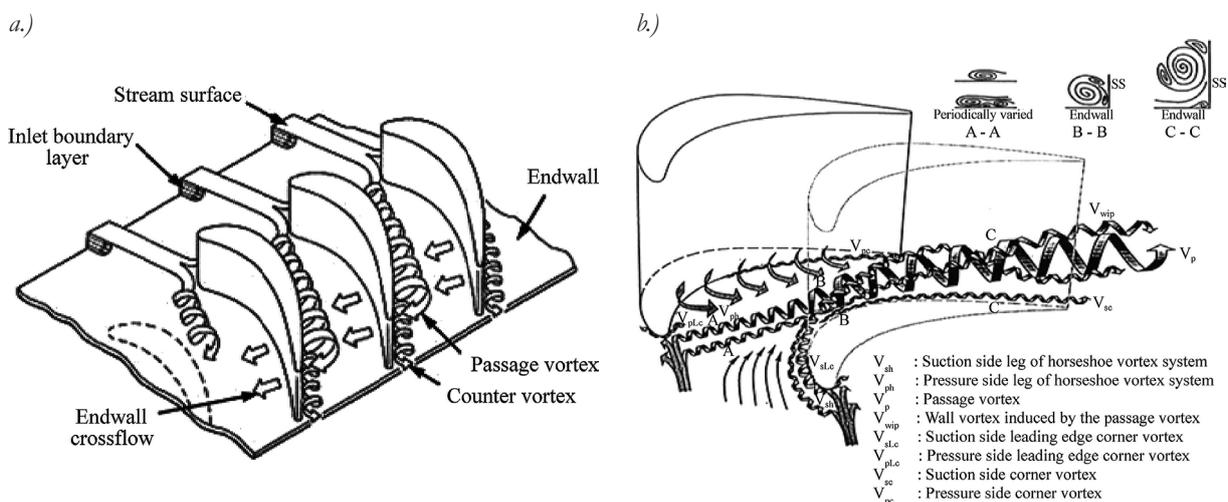


Abbildung 2.5: a.) Modell der Sekundärströmungen nach Langston (1980)

b.) Modell der Sekundärströmungen nach Wang et al. (1997)

- Der Kanalwirbel (\mathbf{V}_p) verursacht zusätzlich die Bildung eines Eckenwirbels, der in der Abbildung 2.5b (\mathbf{V}_{sc}) ersichtlich ist.

Der Einfluss des Stators auf die Sekundärströmungen des HD-Rotors wurde zum Beispiel durch Binder et al. (1985) untersucht. Dabei verwendeten die Autoren eine Laser-2-Focus Geschwindigkeitsmessung (L2F) in einer Hochdruckturbine unter triebwerksrepräsentativen Bedingungen. Sie beobachteten ein Zerschneiden sämtlicher Sekundärwirbel des Stators und ein sprunghaftes Ansteigen des Turbulenzgrades. Mutmaßlich wird Energie durch das Aufbrechen der Wirbelbewegung freigesetzt und der Turbulenzgrad erhöht. Moss et al. (1997) untersuchten das instationäre Druckfeld an einer HD-Rotorschaukel und verzeichneten starke zeitabhängige Schwankungen nahe der inneren Kanalwand. Diese können mit dem Kumulieren der Verluste des Statornachlaufes an der inneren Kanalkontur bereits stromauf der Vorderkante der Rotorschaukel in Zusammenhang gebracht werden.

Sharma et al. (1992) beobachteten den Totaldruckverlust in der Rotoraustrittsebene einer langsam drehenden einstufigen Hochdruckturbine. Dabei ist der Verlust, der den inneren Sekundärwirbeln zugeschrieben werden kann, stark von der Position der Statornachläufe beeinflusst. Miller et al. (2003c) beobachteten diese Fluktuationen im Totaldruck ebenso. Im Kontrast zu Sharma et al. (1992) schlussfolgern die Autoren, dass die Wirbelstärke der Sekundärwirbel nicht von der Stator - Rotor Position abhängig ist, jedoch im niedrig energetischen Fluid nahe der Saugseite des Rotorprofils periodische Totaldruckfluktuationen entstehen. Ungeachtet dessen beobachteten beide Studien, dass der Spaltwirbel wie auch der obere Kanalwirbel von der Stator-Rotor Position unbeeinflusst sind.

2.1.4. VERDICHUNGSSTOSS - INTERAKTION

Die Interaktion von Verdichtungsstößen betrifft vor allem transsonische wie supersonische Hochdruckturbinen. Die für diese Arbeit verwendete HDT-Stufe ist subsonisch ausgelegt, sodass die Interaktion von Verdichtungsstößen für die Interpretation der Ergebnisse dieser Arbeit nicht von Bedeutung sind. Dennoch soll das Kapitel für ein ganzheitliches Bild kurz ausgeführt werden.

In transsonischen wie supersonischen Hochdruckturbinen bilden sich üblicherweise nahe der Hinterkante des Stators zwei Verdichtungsstöße aus, wobei einer an der Druckseite der benachbarten Statorschaukel reflektiert wird. Damit sind es üblicherweise zwei Stöße pro Schaukelteilung, die mit dem Hochdruckrotor stromab interagieren. Göttlich et al. (2005) beschreiben dabei die Interaktion der Stoßwellen in einer transsonischen Hochdruckturbine anhand von Laser Doppler Anemometrie (LDA) und Particle Image Velocimetry (PIV) Messungen wobei die Schlussfolgerungen von Ergebnissen einer instationären numerischen Simulation unterstützt werden. Die Autoren beobachteten, dass die Stoßwelle von der Saugseite des Stators periodisch an den sich vorbeibewegenden Rotorschaukeln reflektiert wird. Die reflektierten Stöße wandern als Druckwellen wieder stromauf und erzwingen beim Auftreffen an der Statorhinterkante eine Wirbelablösung. Erneut wird die sich

stromauf bewegende Stoßwelle an der Saugseite des Statorprofils reflektiert und wandert durch die Rotorpassage hindurch wieder stromab. Dort interagiert die Stoßwelle mit der Grenzschicht und erzeugt eine weitere Wirbelablösung an der Rotorhinterkante.

2.1.5. TYPISCHE ABSTRÖMUNG EINER HOCHDRUCKTURBINE

Im Rahmen dieser Arbeit ist ferner das zeitlich gemittelte Strömungsfeld am Austritt der Hochdruckturbinen von Interesse, das gleichzeitig als Zuströmung für das TCF gilt.

Miller et al. (2003c) beschreiben anhand der Skizze in Abbildung 2.6 drei die Abströmung der transsonischen Hochdruckturbinen dominierende Strömungseffekte:

- Vier dominierende Verluste: die Rotorspaltströmung (engl.: *Tip-leakage flow*), die inneren Rotorsekundärströmungen (engl.: *Hub passage vortex*), der Rotornachlauf (engl.: *Rotor Wake*) und die Verdichtungsstöße an der Rotorhinterkante (engl.: *Trailing edge shocks*).
- Die radiale Bewegung des Rotornachlaufes bewirkt, dass 25 % axialer Sehnenlänge stromab der Rotorhinterkante keine Nachlaufstrukturen nahe der inneren Kanalwand gemessen werden können.
- Die Verdichtungsstöße an der Rotorhinterkante verstärkten sich linear von der inneren hin zur äußeren Kanalwand.

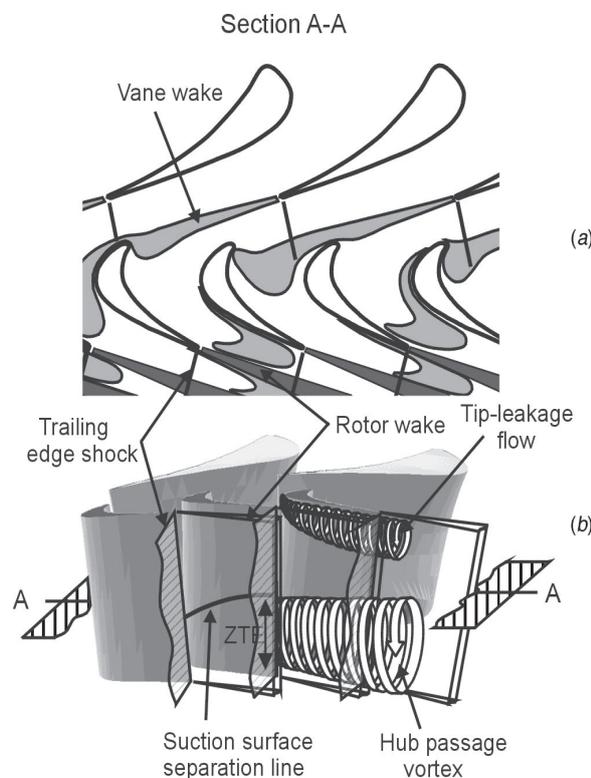


Abbildung 2.6: Schematische Darstellung der dominanten Rotor Austrittsphänomene (Miller et al., 2003c)

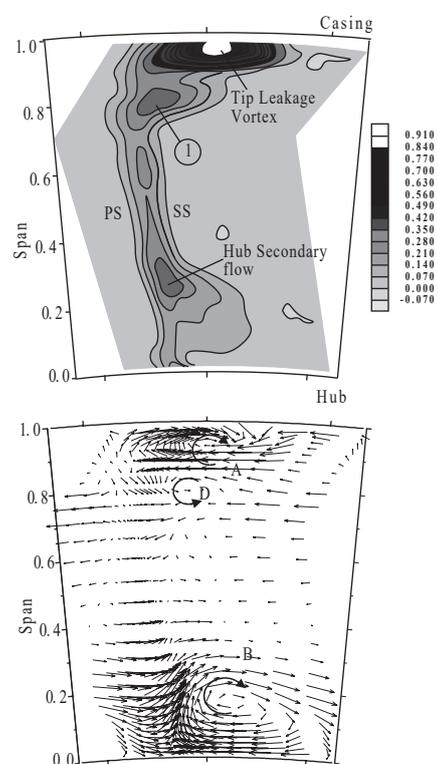


Abbildung 2.7: Zeitlich gemitteltes Ergebnis des Druckverlustbeiwertes und der Sekundärströmungsvektoren in der Rotor - Austrittsebene (Chaluwadi et al., 2001)

Chaluvadi et al. (2001) studierten die Stator - Rotor Interaktion umfassend mit Fünflochsonden - und Hitzdrahtsondenmessungen in der Rotoraustrittsebene in einer langsam drehenden einstufigen Hochdruckturbinen. Außerdem wurden Strömungsvisualisierungen mit Rauch und eine stationäre wie instationäre numerische Simulation durchgeführt. Das mit der Fünflochsonde gemessene, zeitlich gemittelte Strömungsfeld wird in Abbildung 2.7 in Form des Druckverlustbeiwertes (oben) und der Sekundärströmungsvektoren (unten) dargestellt. Chaluvadi et al. (2001) identifizierten den Verlustbereich in der Kanalmitte als den Nachlauf. Nahe der inneren Kanalkontur sind die Verluste mit den Sekundärströmungen assoziiert, wobei im speziellen der innere Kanalwirbel des Rotors die unteren 25 % der Kanalhöhe dominiert (Wirbel **B** in Abbildung 2.7). Weitere Verluste sind im Zusammenhang mit der Spaltströmung bei 95 % Kanalhöhe auszumachen, während der zugehörige Spaltwirbel als Wirbel **A** in Abbildung 2.7 markiert ist. Der Wirbel **D** ist den Autoren zufolge eine Erscheinung der zeitlichen Mittelung von instationären Interaktionen zwischen den äußeren Sekundärströmungen von Stator und Rotor.

Für die Abströmung einer schnelllaufenden Hochdruckturbinen bei realistischen Betriebsbedingungen (wie in der vorliegenden Arbeit) ist im Gegensatz einer langsam drehenden einstufigen Hochdruckturbinen davon auszugehen, dass die Stator-Rotor Interaktionen weitaus ausgeprägter ausfallen werden. (Miller et al., 2003).

2.2. FORSCHUNG AN AXIALTURBINEN MIT SEKUNDÄRLUFTEINBLASUNG

Die zusätzliche Einbringung von Sekundärluft im Rahmen der vorliegenden Arbeit macht es erforderlich, den Einfluss von Kühlluft auf die Abströmung einer Axialturbinen zu diskutieren. Dazu wird nach der Position der Kühlluft einbringung folgend unterschieden.

KÜHLLUFTEINBLASUNG IM RADSEITENRAUM STROMAUFGESAMMELT EINES ROTORS

Stellvertretend sollen McLean et al. (2001), Ong et al. (2012) sowie Regina et al. (2014) erwähnt werden, die Untersuchungen von Kühlluft einblasungen im Bereich des vorderen Radseitenraums durchführten. Die zwei letzteren Autoren führten diese am Axialturbinenprüfstand „LISA“ durch, der an der ETH Zürich installiert ist und in Abbildung 2.8 gezeigt wird. Der Prüfstand wurde bei einem Gesamtdruckverhältnis von 1,65 und einem Massenstrom von ≈ 12 kg/s betrieben. Die Kühlluft wurde aus dem Hauptmassenstrom abgezweigt und über ein Plenum an zehn Umfangspositionen in die Kavität eingeblasen. Die Abbildung 2.8b zeigt dazu ein Detail des Stator 1 (**S1**) und des Rotor 1 (**R1**) mit der Kavität und dem im Hauptmassenstrom eingebrachten Kühlluftmassenstrom (**P**). Die erforderliche Massenstrombestimmung erfolgte mithilfe einer Normblende und berücksichtigte einen gemessenen Leckagemassenstrom (in Abbildung 2.8 als **S** eingezeichnet). Der Prüfstand ist damit ähnlich jenem Aufbau, der im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführt wird (vgl. Kapitel 6.4).

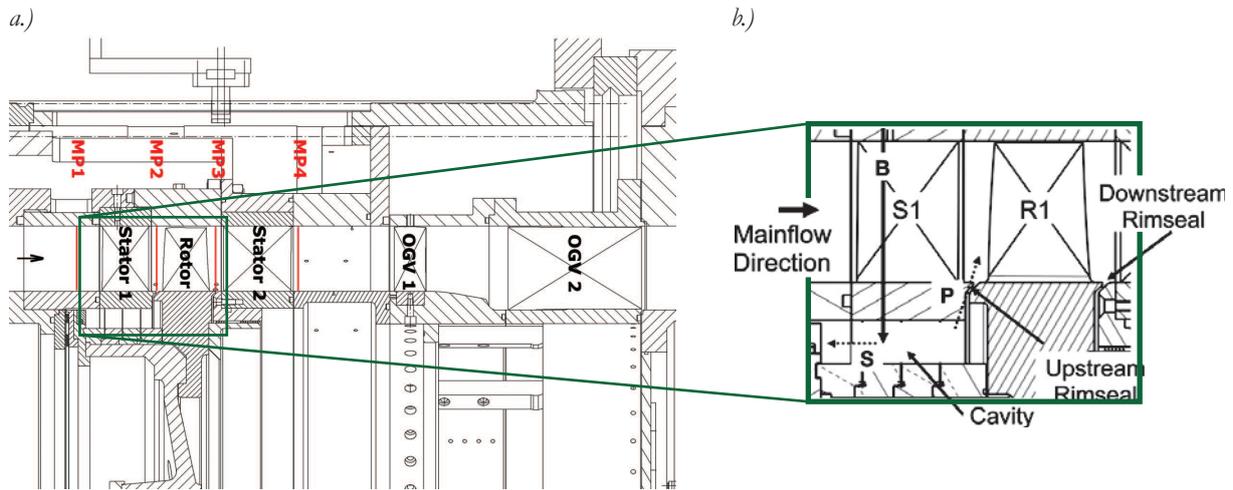


Abbildung 2.8: 1 1/2-stufiger Axialturbinenprüfstand „LISA“
 a.) Querschnitt (vgl. Behr et al., 2007)
 b.) Detailsicht Stator 1 und Rotor 1 (vgl. Regina et al., 2014)

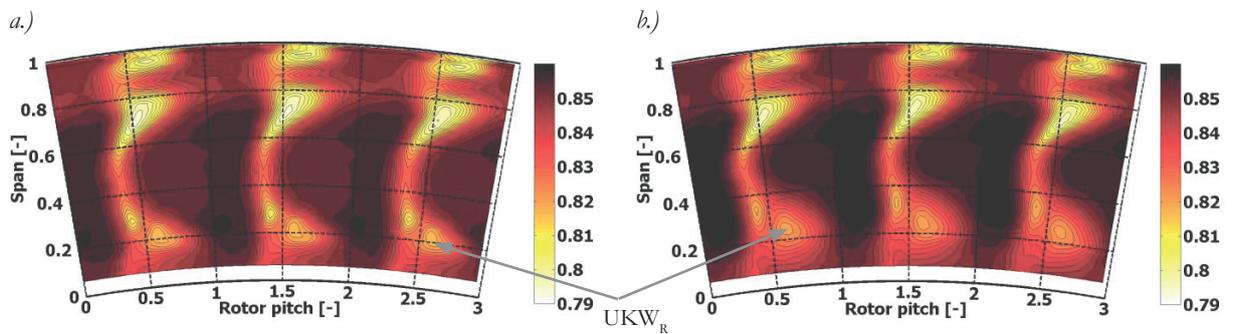


Abbildung 2.9: Zeitlich gemittelter, normalisierter Totaldruck stromab des Rotors, a.) ohne Kühlluft einblasung und b.) mit Kühlluft einblasung (Regina et al., 2014)

Die Autoren beobachteten bei der Einblasung von bereits geringen Mengen an Kühlluft einen relevanten aerodynamischen Einfluss in der folgenden Hochdruckturbinenstufe (Abbildung 2.8 - **Stator 2**). Eine Energetisierung der Grenzschicht wie auch die Verstärkung und Verschiebung des unteren Kanalwirbels des Rotors in Richtung Kanalmitte konnte nachgewiesen werden. Dabei ist die Verschiebung des unteren Kanalwirbels des Rotors (UKW_R) durch den Einfluss der Kühlluft im zeitlich gemittelten Konturplot des Totaldruckes deutlich ersichtlic (Abbildung 2.9). Dieser verschiebt sich um 4 % in Richtung Kanalmitte sowie wird der Bereich verringerten Totaldruckes größer. Ferner beobachten die Autoren am Rotorausstritt eine Veränderung der Parameter wie der Druckkoeffizient, die Nachlaufdellenbreite, die Strömungsgeschwindigkeit und der Abströmwinkel.

KÜHLLUFT EINBLASUNG AN DER ÄUSSEREN KANALWAND STROMAUF DER HOCHDRUCKTURBINE

Zlatinov et al. (2012) untersuchten die Einblasung von Kühlluft in der ersten Stufe einer Hochdruckturbinen ohne Deckband, die in Abbildung 2.10 dargestellt ist. Dabei wird Kühlluft stromauf des Rotors im Bereich der äußeren Kanalkontur wie auch an der inneren Kanalkontur einblasen. Die Autoren quantifizierten im Zusammenhang mit der Kühlluft vier verlustbehaftete Effekte, die in einer analytischen Studie in Zusammenhang mit einer numerischen Lösung diskutiert werden:

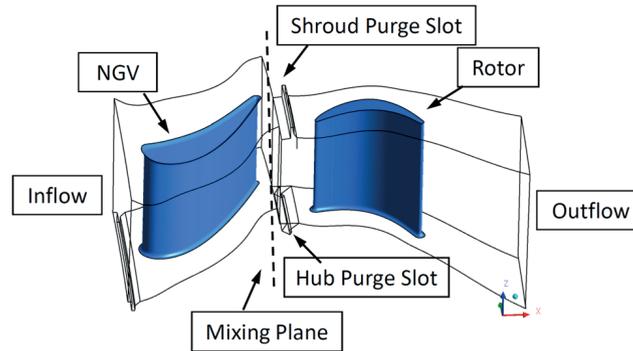


Abbildung 2.10: Modell der ersten Stufe einer Hochdruckturbinen (Zlatinov et al., 2012)

- Die viskose Scherschicht nahe der Kanalwand
- Interaktion der Kühlluftausblasung mit dem Kanalwirbel
- Änderung des Reaktionsgrades der Turbine
- Interaktion der Kühlluftausblasung mit dem Spaltwirbel

An der inneren Kanalkontur werden durch die Kühlluft einblasung speziell die ersten beiden Punkte für zusätzliche Verluste verantwortlich gemacht. Die Kühlluft einblasung an der äußeren Kanalkontur verändert primär den Spaltwirbel und die damit verbundenen Verluste in der Turbine reduzieren sich.

KÜHLLUFT EINBLASUNG AN DER ÄUSSEREN KANALWAND STROMAB EINES ROTORS

Untersuchungen von Kühlluft einblasungen stromab eines deckbandlosen Hochdruckrotors finden bis dato in der Literatur nur ein geringes Interesse. Dennoch können an dieser Stelle Untersuchungen von Rosic et al. (2008) angeführt werden, die sich mit einer Kavität oberhalb eines Rotors mit einem Deckband am langsam drehenden dreistufigen Axialturbinenprüfstand von Cambridge auseinandersetzen. Ein Ausschnitt des Prüfstandes ist in Abbildung 2.11 dargestellt. Die Stufen bilden dabei die ersten drei Hochdruckturbinenstufen einer Dampfturbine nach. Die Kavität ist mit

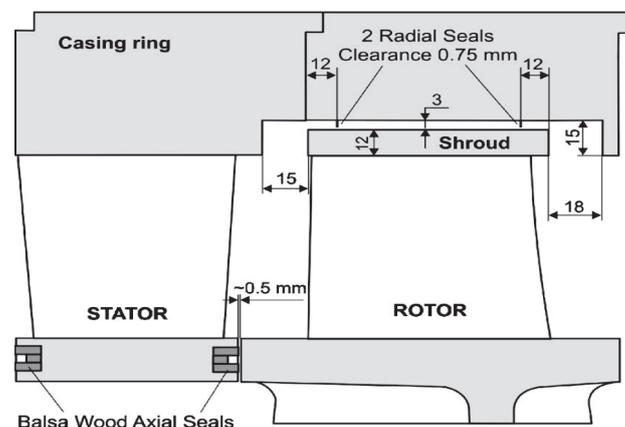


Abbildung 2.11: Skizze einer Turbinenstufe mit Deckband aus dem dreistufigen Axialturbinenprüfstand in Cambridge (Rosic et al., 2008)

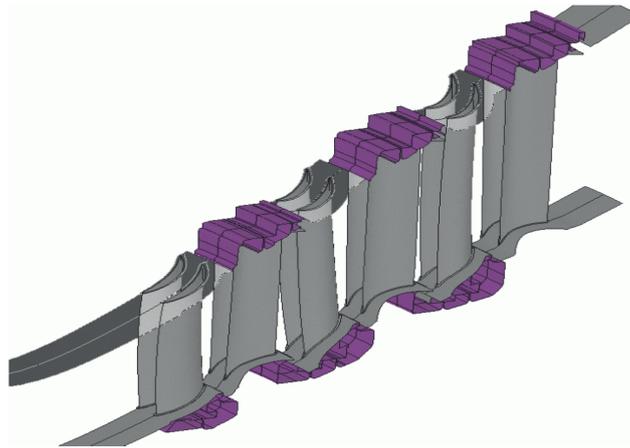


Abbildung 2.12: Modell einer dreistufigen Niederdruckturbinen mit Kavitäten an der inneren und äußeren Kanalkontur (Gier J. et al., 2005)

einer Labyrinthdichtung mit zwei Dichtlippen (engl.: 2 *Radial Seals*) abgetrennt. Das Fluid strömt im Bereich der Vorderkante des Schaufelprofils in die Kavität ein und mischt sich nach der Hinterkante des Schaufelprofils wieder mit dem Hauptmassenstrom. Die Autoren beschreiben den Ausmischvorgang der unterschiedlichen Drallwinkel zwischen der Leckageströmung und der Hauptströmung als den primären zusätzlichen Verlust. Eine zusätzliche Geometriestudie der Kavität zeigt den Einfluss der Ausströmung der Kavität auf die Hauptströmung. Abhängig von der Geometrie wird der obere Kanalwirbel in seiner Stärke reduziert und damit die Zuströmung der nächsten Turbinenstufe verbessert.

Gier et al. (2005) kombinierten in einer numerischen Studie die Kavität an der Nabe und im Bereich des Deckbandes in einer dreistufigen Niederdruckturbinen und validierten diese anhand von Messungen an einem Versuchsträger. Die Verluste, die durch den Ausmischvorgang der Leckageströmung mit der Hauptströmung entstehen, werden von den Autoren mit 50 % der gesamten den Kavitäten zugeschriebenen Verluste beziffert. Zusätzlich wurde beobachtet, dass die Grenzschichtdicke durch das Austreten von Leckageströmung zunimmt. Der obere Kanalwirbel wird dadurch in Richtung der Kanalmitte verschoben und verstärkt. Die Autoren schlussfolgerten, dass der deutlich ausgeprägtere Kanalwirbel die Zuströmung der folgenden Turbinenstufe verschlechtert.

2.3. SIMULATION VON TYPISCHEN TURBINENNACHLÄUFEN IN KASKADENPRÜFSTÄNDEN

Wie bereits zu ersehen, ist die Aerodynamik der Axialturbinen komplex und die Interaktionen zwischen einzelnen Schaufelreihen vielfältiger Natur. Die direkte Forschung von einzelnen Effekten und deren Einfluss gestaltet sich daher in schnelllaufenden Maschinen als äußerst schwierig. Daher ist es eine etablierte Herangehensweise, ein stillstehendes Schaufelgitter zu untersuchen, das unter Machzahl bzw. Reynoldszahl-Ähnlichkeit betrieben wird und für die Messtechnik leicht zugänglich ist. Als Beispiel der stationären Betrachtung sind die bedeutsamen Erkenntnisgewinne über die

Ausbildung von Sekundärströmungen in einem Schaufelgitter zu erwähnen, die zu den heutigen gültigen Modellen führten (Langston, 1980; Wang et al., 1997).

Neben den Sekundärströmungen sind es die Profilverluste und der damit verbundene Wirkungsgradverlust, der von Interesse ist. In Niederdruckturbinen (große Profilstreckung) überwiegen die Profilverluste, die mit etwa 90 % der gesamten Schaufelverluste beziffert werden können (Coull & Hodson, 2011). Die primär für die Profilverluste verantwortliche Grenzschicht, ist in Turbomaschinen aber weder vollständig turbulent noch stationär (Hodson, 1984; Walker, 1974) und unterliegt, hervorgerufen durch das Auftreffen der Nachläufe (Halstead et al., 1997; Pfeil et al., 1982; Schulte & Hodson, 1998), einem sich verändernden Transitionsprozess. Parameter wie die Intensität des Nachlaufes und die Blattfolgefrequenz (engl.: *Blade Passing Frequency*) spielen dabei eine bedeutende Rolle (Hodson, 1984).

Die Idee der Simulation der Nachlauf-Schaukel-Interaktion geht unter anderem auf Pfeil et al. (1982) zurück. Die Autoren verwendeten Stäbchen stromauf einer ebenen Platte und ließen die Relativbewegung von den Stäbchen ausführen, während die ebene Platte still stand. Der Vorteil, der sich aus der Simulation der Nachläufe ergibt, ist das einfache Optimieren von Profilverlusten für unterschiedliche Nachlaufdellenbreiten, unterschiedliche Nachlaufintensitäten und eine variierende Häufigkeit der Nachläufe.

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Ringgitterprüfstand entwickelt, der als „Zwischenstufe“ zwischen einer linearen Kaskade und einer realen Maschine gesehen wird. Die Idee der Untersuchung der TCF Aerodynamik bei stationärer (stillstehendes Schaufelgitter) und instationärer Zuströmung (Simulation der Nachlauf-Schaukel-Interaktion) knüpft dabei an die vorgestellte Literatur an. Obwohl aufgrund der Aufgabenstellung die Bauform des Prüfstandes als 3D Ringraum gegeben ist, soll dennoch ein Vergleich zu einer 1D bzw. 2D linearen Kaskade gezogen werden. Darüber hinaus werden bei der Konfiguration der instationären Zuströmung zylindrische Stäbchen verwendet (vgl. Abbildung 1.6c), wodurch an dieser Stelle das erwartete Strömungsfeld stromab eines zylindrischen Stäbchens endlicher Länge diskutiert wird.

2.3.1. ETABLIERTE PRÜFSTÄNDE ZUR UNTERSUCHUNG VON NACHLAUFEFFEKTEN AN TURBINENSTRUKTUREN

Im Folgenden soll ein Überblick über drei gängige Bauformen von Kaskaden gegeben werden. Zu jeder Bauform kann zusätzlich ein Nachlaufdellengenerator angefügt werden, von denen ebenso drei Bauformen hervorgehoben werden sollen.

2.3.1.1. 1D LINEARE KASKADE

Die eindimensionale lineare Kaskade (Abbildung 2.13a) stellt dabei die einfachste Bauform dar und ist ähnlich zu der von Pfeil et al. (1982) verwendeten. Eine ebene Platte bildet dabei das Schaufelprofil nach. Die konturierten Kanalbegrenzungen beaufschlagen dabei die ebene Platte mit einem

für die Saugseite von Turbinenschaufeln üblichen Druckgradienten. Umlaufend der Meßstrecke ist in dieser Kaskade ein Nachlaufdellengenerator angebracht, der mithilfe von Kunststoff- oder Stahl- Stäbchen die Nachläufe simuliert. Diese Bauart eignet sich hervorragend für die Forschung am Grenzschichtverhalten des Schaufelprofils. Der Druckverlust kann in Abhängigkeit der Geschwindigkeitsverteilung an der Saugseite angegeben werden. Coull et al. (2010) sowie Coull und Hodson (2012) parametrisierten in ihrer Arbeit die Geschwindigkeitsverteilung an der Saugseite und geben in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl und einer variierenden Häufigkeit der Nachläufe (reduzierte Frequenz bzw. Strouhal-Zahl) zu erwartende Profilverluste an.

2.3.1.2. 2D LINEARE KASKADE

Die Abbildung 2.13b zeigt eine zweidimensionale lineare Kaskade, die wahrscheinlich eine der am weitesten vertretenen Bauform für die Untersuchung von Schaufelprofilen darstellt. Die Seitenwände sind parallel ausgebildet und im Messbereich befindet sich eine Schaufelpassage mit konstanter Fläche über die Kanalhöhe. Zur Erhaltung der Periodizität der Strömung werden üblicherweise vier bis sechs weitere Schaufelprofile um die zu vermessenden Schaufelpassage angeordnet. Dabei befinden sich alle Schaufeln in einer linearen Anordnung (daher lineare Kaskade). Das Schaufelprofil am Mittelschnitt wird abweichend von der realen Geometrie so abgeändert, dass die Stromlinien bei paralleler Wandführung ähnlich ausfallen wie bei zylindrischer oder konischer Führung der Wand. Zusätzlich kann das Schaufelgitter meist im Winkel verstellt werden, sodass der Einfluss von unterschiedlichen Anströmwinkel ebenso untersucht werden kann. Zur Simulation von instationären Nachläufen wird die Messstrecke erneut von einem Riemen mit Kunststoff- oder Stahl- Stäbchen umspannt, wobei dieser von einem drehzahlgesteuerten Elektromotor angetrieben wird. Diese Bauform ist prädestiniert für Untersuchungen von Sekundärströmungen (vgl. Kapitel 2.1.3) sowie für Untersuchungen an der Kinematik des Nachlaufes durch ein Schaufelgitter (vgl. Kapitel 2.1.1).

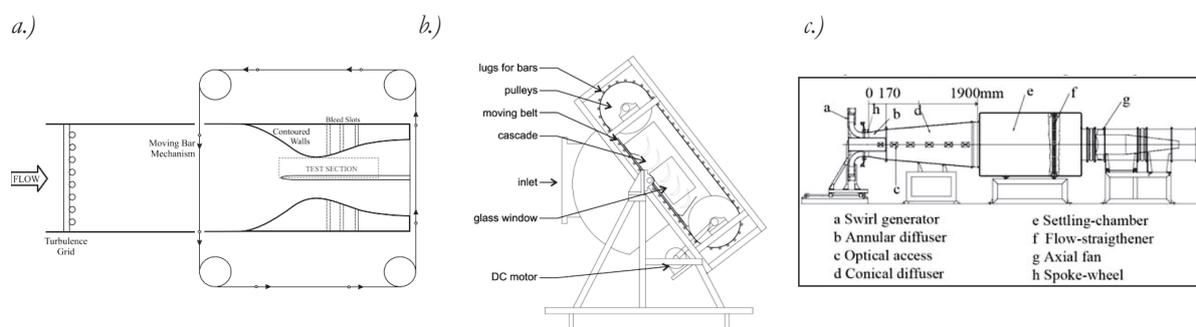


Abbildung 2.13: Bauweisen von Kaskaden mit instationären Nachläufen
 a.) Rechteckige 1D lineare Kaskade (Coull & Hodson, 2012)
 b.) Rechteckige 2D lineare Kaskade (Schulte & Hodson, 1998)
 c.) 3D Ringgitterwindkanal (Sieker & Seume, 2008)

2.3.1.3. 3D RINGGITTERWINDKANAL

In Abbildung 2.13c wird die dritte mögliche Bauform, eine drei-dimensionale Ringraum - Kaskade bzw. ein Ringgitterwindkanal, gezeigt (zirkulare Anordnung der 3D Schaufeln). Der Einfluss der gekrümmten inneren und äußeren Kanalwand kann hierbei mit berücksichtigt werden und der Messbereich kann sich über den gesamten Ringraum erstrecken. Die mechanische Komplexität ist jedoch wesentlich größer als bei linearen Kaskaden, die Komponenten sind meist teurer und der Einsatz von Messtechnik ist unter Umständen erschwert. Der Vorteil an dieser Bauform ist jedoch, dass die Komponenten wie im realen Triebwerk angeordnet und vermessen werden können. Sieker und Seume (2008), Kluß et al. (2009), Kuschel und Seume (2009) sowie in letzter Zeit Mimic et al. (2018a) und Mimic et al. (2018b) untersuchten an dem in Abbildung 2.13c gezeigten Prüfstand einen Ringraumdiffusor unter Einfluss von instationären Nachläufen. Einerseits finden die Autoren eine optimale Frequenz der sich vorbeibewegenden Nachläufe für das Grenzschichtverhalten im Diffusor und andererseits werden die Spitzenüberströmung sowie die Sekundärwirbel an der äußeren Kanalwand dafür verantwortlich gemacht, die Grenzschicht periodisch zu energetisieren.

2.3.1.4. NACHLAUFDELLENGENERATOR MIT RIEMENANTRIEB

Der in Abbildung 2.14a gezeigte Nachlaufdellengenerator besteht aus zwei Riemen, die über Rollen geführt werden (grün dargestellt). Zwischen den beiden Riemen werden Stäbchen eingespannt, die parallel zur Vorderkante der Schaufel geführt werden. Die Frequenz der vorbeibewegten Stäbchen kann entweder durch einen drehzahlgesteuerten Elektromotor eingestellt oder über die Anzahl der Stäbchen verändert werden. Die maximale Umfangsgeschwindigkeit der Stäbchen wird durch die Fliehkraft begrenzt, die bei der Umlenkung an der Rolle entsteht und zu einer Verformung der Stäbchen führt. Unter erhöhtem technischen Aufwand kann die maximale Umfangsgeschwindigkeit der Stäbchen weiter erhöht werden. Dabei wird ein spezielles Umlenkrollensystem mit einem Band (Abbildung 2.14a rot dargestellt) um die beiden Stäbchenumlenkrollen (Abbildung 2.14a grün dargestellt) geführt und so die maximale Verformung der Stäbchen begrenzt. Die Umfangs-

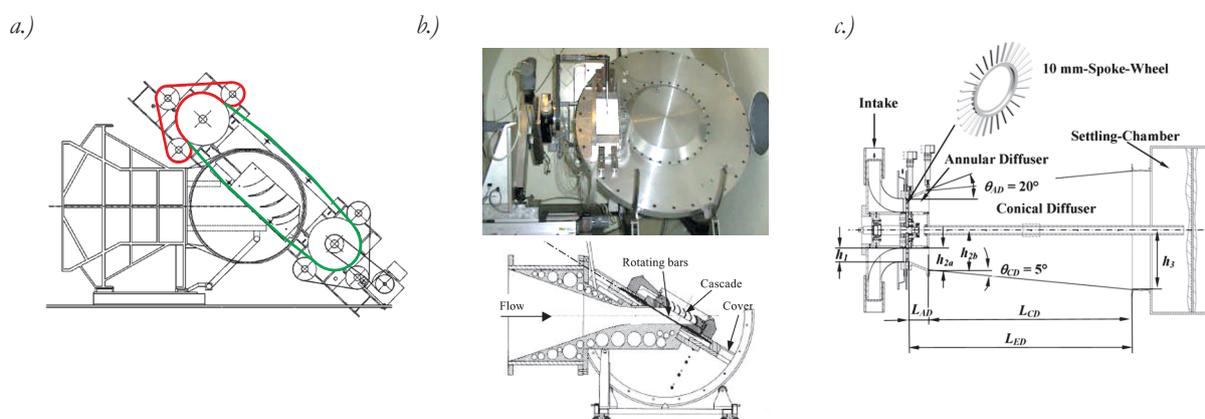


Abbildung 2.14: Bauweisen des Nachlaufgenerators

a.) Stäbchen an einem bewegten Riemen (Hilgenfeld & Pfitzner, 2004)

b.) Stäbchen an einer rotierenden Scheibe (Vera & Hodson, 2002)

c.) Speichenrad / Rotor mit Stäbchen (Kluß et al., 2008)

geschwindigkeit der Stäbchen u steht ferner über die Durchflusszahl Φ in Zusammenhang mit der axialen Strömungsgeschwindigkeit c_{ax} (Formel 2.1, ausführlicher in Kapitel 5.2). Für eine definierte Reynoldszahl und Durchflusszahl kann die erforderliche Umfangsgeschwindigkeit über die axiale Sehnenlänge des Schaufelprofiles L_{ax} heruntergesetzt werden (Vera & Hodson, 2002). Das führt zu einem großen Schaufelprofil bei niedriger axialer Strömungsgeschwindigkeit (vgl. Formel 2.2), weswegen diese Kaskaden üblicherweise auch „Low Speed“ Kaskaden genannt werden. Abschließend kann ein Nachteil der Bauform angeführt werden, der sich aufgrund der schwierig gestaltende Abdichtung ergibt. Dabei müssen Leckageströme im Bereich der bewegten Stäbchen in Kauf genommen werden.

$$\Phi = \frac{c_{ax}}{u} \quad (2.1)$$

$$Re = \frac{c_{ax} \cdot L_{ax}}{\nu} \Rightarrow L_{ax} = \frac{1}{u} \cdot \frac{Re \cdot \nu}{\Phi} \quad (2.2)$$

2.3.1.5. NACHLAUFDELLENGENERATOR AN EINER SCHEIBE

Wenn neben der Reynolds-Zahl und der Durchflusszahl auch die Abströmmachzahl bzw. axiale Strömungsgeschwindigkeit (c_{ax}) triebwerksähnlich gewählt werden soll, wird von einer „High Speed“ Kaskade gesprochen. Dabei ist nach Formel 2.2 unter der Voraussetzung einer ähnlichen kinematischen Viskosität ebenso die axiale Sehnenlänge der Schaufel triebwerksähnlich und damit deutlich kleiner als jene bei „Low Speed“ Kaskaden. Abgesehen davon ist zur Einhaltung der Durchflusszahl Φ eine ähnliche Umfangsgeschwindigkeit u zu wählen. Dieser Umstand kann eine geänderte Bauform des Nachlauferzeugers erfordern. Die Abbildung 2.14b zeigt dazu die Möglichkeit der Anordnung der Stäbchen an einer Scheibe mit großem Durchmesser. Die Scheibe ist von einem drehzahlgesteuerten Elektromotor angetrieben und läuft in einer Schutzabdeckung in einer Ebene parallel zur Vorderkante der Schaufelprofile. Durch die Schutzabdeckung können die Stäbchen gegenüber der Umgebung abgedichtet werden und es treten keine Leckageströmungen auf. Die Schaufelkaskade mit dem Messvolumen selbst befindet sich im Radius möglichst weit entfernt von der Drehachse und ermöglicht eine angenäherte 2D Strömung im Messbereich. Die Stäbchen sind neben der Zentrifugalkraft durch die erhöhte Anströmgeschwindigkeit auch einer aerodynamischen Last ausgesetzt, die bei der Auslegung berücksichtigt werden muss. Die aerodynamische Last sowie die Einspannung der Stäbchen an nur einem Ende macht es zusätzlich erforderlich, die Eigenfrequenzen der Stäbchen bei der Auslegung zu berücksichtigen und mit den möglichen Erregerfrequenzen abzustimmen (Vera & Hodson, 2002).

2.3.1.6. NACHLAUFDELLENGENERATOR ALS SPEICHENRAD

Abschließend soll die Möglichkeit zur Erzeugung von Nachläufen unter der Verwendung eines Speichenrads, das wie ein Rotor in einem Ringraum angeordnet ist, erwähnt werden (Abbildung

2.14c). Die erzielbaren Umfangsgeschwindigkeiten sind dabei ähnlich zur Scheibe mit eingesetzten Stäbchen (Abbildung 2.14b). In der Auslegung sind die Zentrifugalkraft, die aerodynamische Last und die Schwingungen zu berücksichtigen. Der Tausch der Stäbchen gestaltet sich technisch wie finanziell aufwendiger als für den klassischen Riemenantrieb, doch überwiegen die Vorteile der Verwendung eines Ringraumes für das Test-Setup. Die Aufgabenstellung der vorliegenden Arbeit erforderte die Wahl des Nachläuferzeugers als Speichenrad, aufgrund der Ringraumausführung der TCF-Geometrie.

2.3.2. STRÖMUNGSFELD EINES ZYLINDRISCHEN STÄBCHENS MIT ENDLICHER LÄNGE

In Hinblick auf das in dieser Arbeit verwendete Laufrad soll das Strömungsfeld eines zylindrischen Stäbchens mit endlicher Länge an dieser Stelle gesondert besprochen werden. Dabei entsteht aufgrund viskoser Effekte an einem glatten Zylinder der in eine ungestörte Strömung eingetaucht wird ein Nachlauf, der sich in einer Delle im Geschwindigkeitsverlauf hinter dem Zylinder äußert. Befinden sich mehrere Zylinder in konstantem Abstand in der Strömung (wie es beim Speichenrad der Fall ist), äußert sich dies in einem Geschwindigkeitsprofil wie in Abbildung 2.15a skizziert.

Generell gilt die Abbildung 2.15 nur für unendlich lange zylindrische Stäbchen, die eine rein axiale Anströmgeschwindigkeit erfahren. Werden die Stäbchen in eine Bewegung normal zur Anströmrichtung versetzt, muss zusätzlich die Umfangsgeschwindigkeit mit berücksichtigt werden.

In Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit u und der Anströmgeschwindigkeit c_{ax} erfährt das Stäbchen in seinem Relativsystem eine Relativgeschwindigkeit w_{zu} . Damit ist die Zuströmung im Relativsystem nicht mehr axial sondern erfolgt unter einem definierten Winkel β , der sich anhand des Geschwindigkeitsdreieckes gemäß Abbildung 2.15b einstellt und in Zusammenhang mit der in der Literatur verwendeten Durchflusszahl Φ (Formel 2.1) steht. Die Abströmgeschwindigkeit w_{ab} ist parallel zur Relativgeschwindigkeit w_{zu} und im Nachlauf in seinem Betrag reduziert. Wenn die Relativgeschwindigkeit w_{ab} mit der Umfangsgeschwindigkeit u wieder zurücktransformiert wird, ergibt sich für die Absolutgeschwindigkeit aufgrund der Tatsache, dass $w_{ab} < w_{zu}$ ist, ein Winkel δ im Nachlauf des Stäbchens. Das sich stromab befindliche TCF erfährt dadurch eine sich um den Winkel δ periodisch verändernde Anströmrichtung.

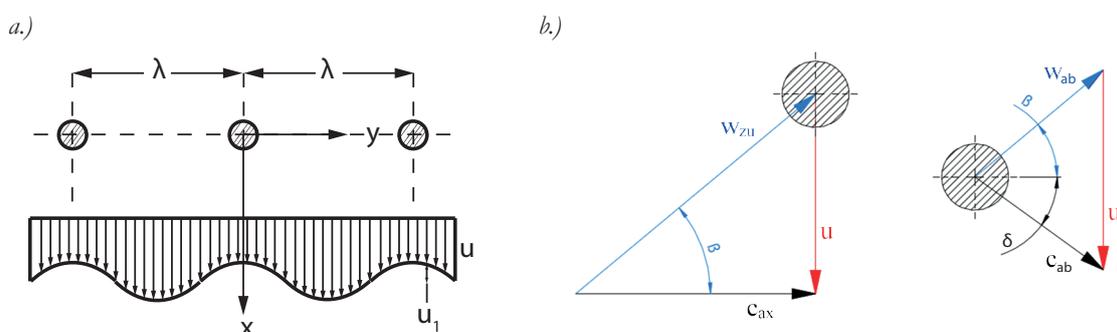


Abbildung 2.15: a.) Nachlauf mehrerer Stäbchen (Schlichting, 1964)
b.) Geschwindigkeitsdreieck bei einem bewegten Stab (Moschik, 2012)

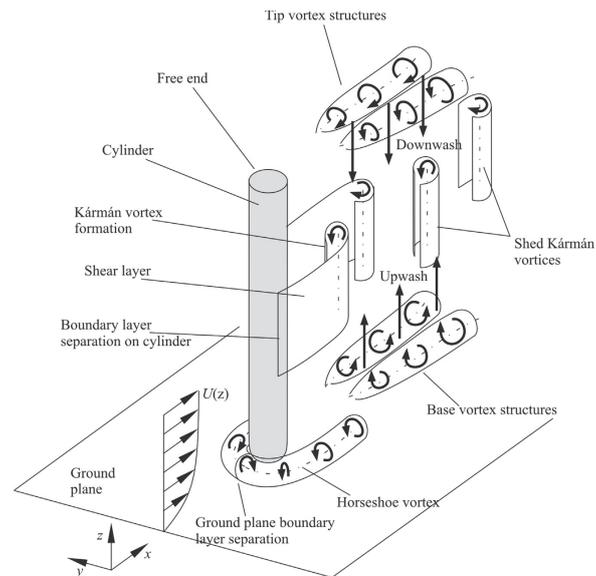


Abbildung 2.16: Schematische Darstellung der Wirbelstrukturen an einem Zylinder mit freiem Ende ($Re = 6 \times 10^4$; Streckung größer 7) nach Sumner et al. (2004), in Anlehnung an Einian et al. (2010)

Das in der vorliegenden Arbeit verwendete Stäbchenrad weist eine endliche Länge der Stäbchen auf. Dementsprechend sind in der Abströmung über die Nachläufe hinaus auch Sekundärströmungen zu erwarten, die sich einerseits vom freien Ende sowie andererseits an der Verbindung zwischen Stäbchen und innerer Kanalkontur ausbilden. Sumner (2013) gibt einen umfassenden Überblick über die in den letzten Jahrzehnten veröffentlichten Arbeiten in Hinblick auf Sekundärströmungen von Zylindern. Die dreidimensionale Abströmung ist dabei abgesehen von der Reynolds-Zahl abhängig von der Streckung des Zylinders (Höhe/Durchmesser), dem wandnahen Geschwindigkeitsprofil und der relativen Grenzschichtdicke im Verhältnis zum Durchmesser bzw. zur Höhe des Stäbchens.

Für eine Reynolds-Zahl und eine Streckung des Zylinders, die jenen des im Rahmen der Arbeit untersuchten Stäbchenrades ähneln, zeigten Sumner et al. (2004) und Einian et al. (2010) ein schematisches Strömungsfeld, das in Abbildung 2.16 dargestellt ist. Die Autoren beobachteten für die Reynolds-Zahl von $Re = 6 \cdot 10^4$ und eine Streckung größer 7 folgende dominierende Wirbelstrukturen:

- Die Karmansche Wirbelablösung (engl.: *Shed Kármán Vortices*), die auf mittlerer Kanalhöhe dominierend ist.
- Einen Hufeisenwirbel (engl.: *Horseshoe vortex*), der sich am Übergang zwischen der inneren Kanalwand und dem Stäbchen ausbildet.
- Ein Wirbelpaar nahe dem freien Ende des Stäbchens, das sich in Strömungsrichtung gesehen im zeitlichen Mittel entgegengesetzt dreht und als Spaltwirbel bezeichnet wird (engl.: *Tip vortex structures*). Stromab der Hinterkante des Zylinders wird das Wirbelpaar mit einer Abwärtsbewegung (engl.: *Downwash*) überlagert, die nach Kawamura et al. (1984a), Johnston & Wilson (1996) und Adaramola et al. (2006) beobachtet wurde.

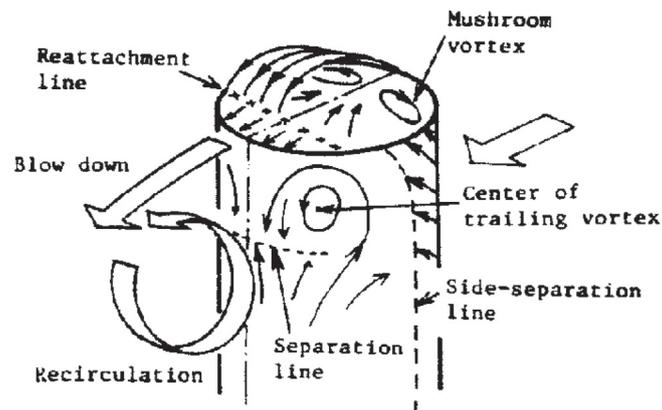


Abbildung 2.17: Schematische Darstellung der Wirbelstrukturen am freiem Ende des Zylinders ($Re = 3,2 \times 10^4$; Streckung größer 7) nach Kawamura et al. (1984b)

- Ein Wirbelpaar nahe der Grundplatte, das sich in Strömungsrichtung gesehen im zeitlichen Mittel entgegengesetzt dreht und als Fußwirbel bezeichnet wird (engl.: *Base vortex structures*) (Tanaka & Murata, 1999; Sumner et al., 2004).

Details zur Strömung am freien Ende des Zylinders wurden unter anderem durch Kawamura et al. (1984b) veranschaulicht (Abbildung 2.17). Die Reynolds-Zahl und Streckung ist ähnlich zu den Untersuchungen von Sumner et al. (2004) und Einian et al. (2010). Die schematische Abbildung 2.17 zeigt zusammen mit der Wiederanlegelinie in der hinteren Hälfte eine dominierende Rezirkulationszone am freien Ende. In der Rezirkulationszone kommt es zur Ausbildung von je einem Wirbel (engl.: *Mushroom vortex*) je Zylinderhälfte. Die Wirbelachse biegt sich stromab in Strömungsrichtung und es entsteht für die Querströmung in der Rezirkulationszone ein dominierendes Wirbelpaar. Zusätzlich beobachteten Kawamura et al. (1984b) die Bildung der beiden Spitzenwirbeln (engl.: *Trailing vortex*) an der stromab liegenden Seitenfläche des Zylinders. Kawamura et al. (1984a) beschrieben, dass sich die beiden Wirbel (Mushroom vortex und trailing vortex) stromab des Zylinders vereinen und als ein Paar von Spaltwirbelstrukturen (engl.: *tip vortex structures*) zusammengefasst werden (vgl. Abbildung 2.16).

2.4. AERODYNAMIK DES TURBINENÜBERGANGSKANALS

Der in dieser Arbeit besprochene TCF kann wie einleitend erwähnt (Kapitel 1.2) als ein S-förmiger Übergangskanal beschrieben werden, der als Ringraumdiffusor die Strömung von der Hochdruckturbine (mit kleinem Radius) zur Niederdruckturbine (mit größerem Radius) verzögert. Die Strömung im Übergangskanal wird nach Göttlich (2011) beeinflusst durch das Flächenverhältnis (Fläche am Austritt zu Fläche am Eintritt), der dimensionslosen Länge (axiale Länge zu Kanalhöhe am Eintritt), der Krümmung der Seitenwände, den Drall und der Nachlaufstrukturen am Eintritt. Zur Klassifizierung von Übergangskanälen wird nach der fundamentalen Arbeit von Sovran und Klomp (1967) das Flächenverhältnis und die dimensionslose Länge herangezogen und entsprechend in aggressive bzw. konservative Designs unterschieden.

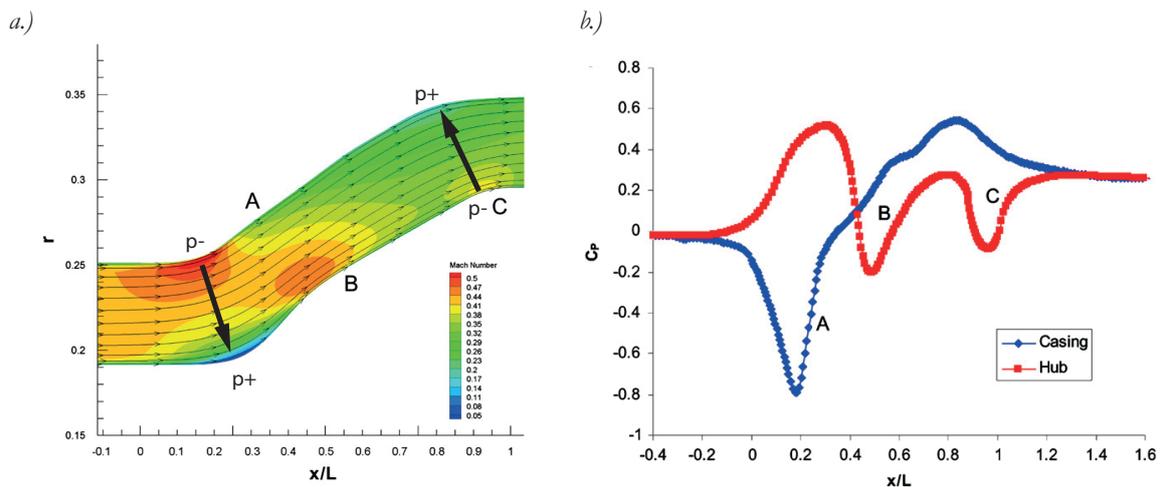


Abbildung 2.18: Veranschaulichung der Strömung durch einen Übergangskanal
 a.) anhand der Machzahlverteilung (Göttlich, 2011)
 b.) anhand der statischen Druckverteilung an der Außen- und Innenkontur (Göttlich, 2011)

Um die Strömungssituation in einem TCF zu erläutern, ist in Abbildung 2.18 die Machzahlverteilung sowie der entsprechende statische Druckverlauf nach Göttlich (2011) gegeben. Die zweimalige Umlenkung der Strömung ist dabei deutlich zu erkennen.

In der ersten Krümmung wird die Strömung in eine radiale Richtung umgelenkt, wodurch entsprechend dem radialen Gleichgewicht ein radialer Druckgradient entsteht (vgl. Abbildung 2.18a). Dieser senkt den statischen Druck an der äußeren Kanalwand, während die Machzahl stark ansteigt (A). An der inneren Kanalwand bewirkt der radiale Druckgradient ein Ansteigen des statischen Druckes und die Machzahl wird verringert.

Nach der ersten Umlenkung kommt es zur Flächenerweiterung und dementsprechend zu einer Überlagerung mit dem axialen Druckgradienten, der den statischen Druck speziell an der äußeren Kanalwand stark ansteigen lässt. Der stark ausgebildete Druckgradient ist in Hinblick auf eine

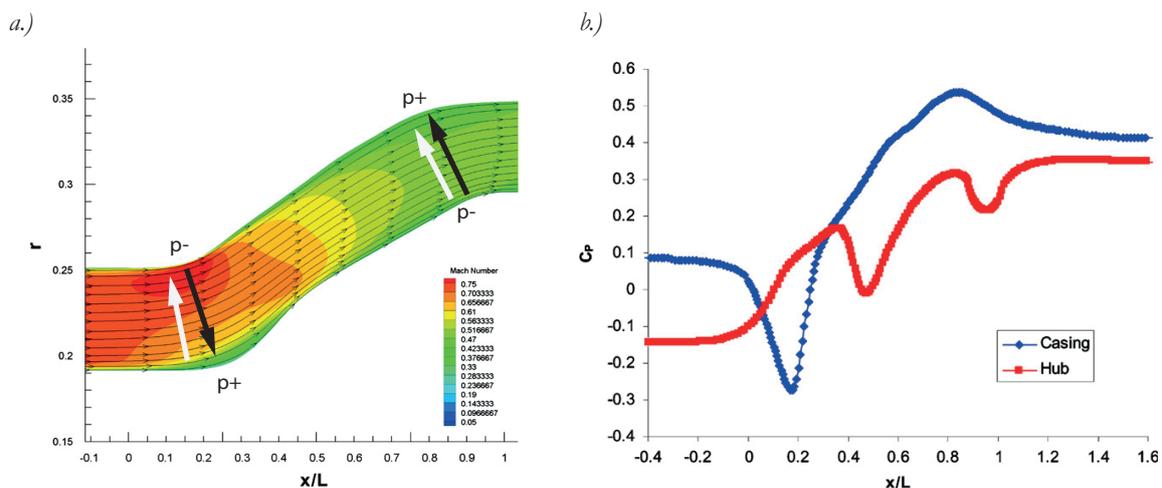


Abbildung 2.19: Veranschaulichung der Strömung durch einen Übergangskanal mit Drall in der Zuströmung
 a.) anhand der Machzahlverteilung (Göttlich, 2011)
 b.) anhand der statischen Druckverteilung an der Außen- und Innenkontur (Göttlich, 2011)

$$\frac{\delta p}{\delta r} = \frac{c_m^2 \cdot \rho}{r_c} \quad (2.3)$$

Strömungsablösung kritisch und soll durch eine spezielle Ausbildung der inneren Kanalkontur in (Abbildung 2.18a - **B**) reduziert werden.

In der zweiten Umlenkung werden die Stromlinien wieder in axiale Richtung ausgerichtet und es kommt erneut zu einem radialen Druckgradienten. Dieser wirkt in entgegengesetzter Richtung und überlagert sich ebenso mit dem axialen Druckgradienten. Dabei kommt es an der äußeren Kanalkontur einhergehend mit einer geringen Machzahl zu einem maximalen statischen Druck. An der inneren Kanalkontur bewirkt der radiale Druckgradient ein weiteres lokales Minimum im statischen Druck und dementsprechend eine erhöhte Machzahl (Abbildung 2.18a - **C**).

Am Austritt des Übergangskanals bleibt ein erhöhter mittlerer statischer Druck, hervorgerufen durch die Flächenerweiterung, bestehen.

Dominy und Kirkham (1995) sowie Göttlich (2011) beschreiben zusätzlich den Einfluss von Drall, der durch eine Überlagerung mit einem zusätzlichen radialen Druckgradienten beschrieben werden kann. Dabei überlagert sich der zusätzliche radiale Druckgradient in der ersten Umlenkung entgegengerichtet und in der zweiten Umlenkung gleichgerichtet, wie in Abbildung 2.19 mit Pfeilen in weiß dargestellt. Zusätzlich wird durch den Drall der Pfad eines Fluidpartikels entlang der Kanalwand verlängert, wodurch es zu einer Veränderung der effektiven Stromlinienkontur kommt. Die Veränderung der effektiven Stromlinienkontur sowie die Überlagerung des radialen Druckgradienten ist in der statischen Druckspitze an der äußeren Kanalwand zu erkennen, die reduziert erscheint (Abbildung 2.19 Position $x/l = 0,2$). Damit stabilisiert der Drall die Grenzschicht an der äußeren Kanalwand, während die Grenzschicht an der inneren Kanalwand destabilisiert wird. In Summe kann am Austritt des Übergangskanals ein deutlich verbesserter Druckrückgewinn an der inneren wie auch an der äußeren Kanalkontur ausgemacht werden.

Dominy und Kirkham (1996) untersuchen ferner den durch flache Platten in der Zuströmung hervorgerufenen Einfluss von stationären Nachläufen. Wie durch Göttlich (2011) in Abbildung 2.20a skizziert, beobachten die Autoren eine radiale Fluidbewegung über die Nachläufe hinweg, die durch den radialen Druckgradienten im Übergangskanal hervorgerufen wird. Der Grund für die radiale Fluidbewegung ist in Zusammenhang mit den radialen Druckgradienten bzw. der Krümmung der Stromlinie zu erklären. Der Druckgradient $\delta p / \delta r$ (Formel 2.3) ergibt sich aus der dem Strömungsquerschnitt dominierenden Hauptströmung, die mit der meridionalen Geschwindigkeit c_m und dem Radius der Stromlinie r_c durch die erste Umlenkung im Übergangskanal strömt. Im Nachlauf ist die meridionale Geschwindigkeit c_m reduziert, wodurch sich ein Gleichgewicht mit dem vorherrschenden Druckgradienten $\delta p / \delta r$ nur durch einen reduzierten Radius der Stromlinie r_c ergeben kann. Die Stromlinie im Nachlauf biegt somit in der ersten Umlenkung relativ zur Hauptströmung nach oben weg. Fluid wird somit von der inneren zur äußeren Kanalwand transportiert und die

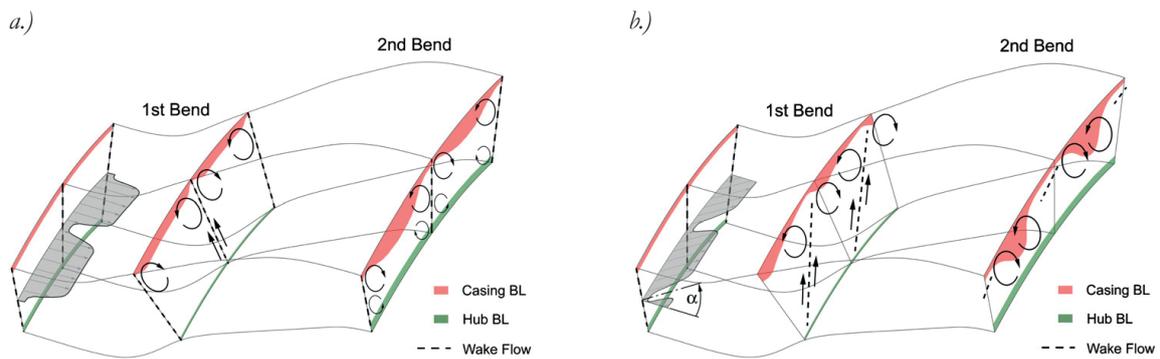


Abbildung 2.20: Druckgetriebene Sekundärströmungen hervorgerufen durch die S-Form sowie
 a.) durch stationäre Nachläufe (Göttlich, 2011)
 b.) durch stationäre Nachläufe und einem Drallwinkel in der Zuströmung (Göttlich, 2011)

Grenzschicht an der äußeren Kanalwand energetisiert. Zusätzlich bilden sich durch die radiale Fluidbewegung zwei Sekundärwirbel aus, die mit der Grenzschicht interagieren. Der Einfluss der radialen Fluidbewegung sowie der Sekundärwirbel bewirken allerdings nach Dominy und Kirkham (1996) keine zusätzlichen Verluste sondern nur dessen Umverteilung.

Werden Nachläufe mit einem Eintrittsdrallwinkel kombiniert, beobachteten Dominy und Kirkham (1995) sowie Dominy et al. (1998) ein zusätzliches Verkippen der Nachläufe in Umfangsrichtung. In der Skizze von Göttlich (2011) in Abbildung 2.20b wird gezeigt, dass die Interaktion der Nachläufe mit der äußeren Grenzschicht an nahezu dem gesamten Umfang zu beobachten ist und die ablösekritische Grenzschicht in der ersten Umlenkung (engl.: *1st Bend*) energetisiert und stabilisiert wird. In der zweiten Umlenkung (engl.: *2nd Bend*) verkippen die Nachläufe weiter in Richtung der äußeren Kanalwand. Die kleinen Wirbel, die in der Abbildung 2.20a nahe der inneren Kanalwand zu beobachten sind, nähern sich durch das Verkippen der Nachläufe den äußeren Sekundärwirbeln an und können sich entsprechend ihrer Drehrichtung vereinigen. Die Sekundärwirbel bewirken eine lokale Aufdickung der Grenzschicht und die Verluste akkumulieren sich nahe der äußeren Kanalwand. Dominy und Kirkham (1995) sowie Dominy et al. (1998) konnten jedoch erneut nur eine Umverteilung der Verluste durch die beschriebenen Effekte beobachten.

Werden in den Übergangskanal zusätzlich Stützschaufeln mit niedriger Streckung eingesetzt, entsteht einerseits eine zusätzliche Versperrung der freien Fläche sowie andererseits eine durch das Schaufelprofil bedingte Verzögerung der Strömung. Die Stützschaufeln vergrößern dadurch die Verluste, obwohl durch eine entsprechende Berücksichtigung der zusätzlichen Versperrung in der Auslegung des Strömungspfades die Verluste minimiert werden können (Noris et al., 1998).

2.5. ANALOGIE DER TCF- UND KOMPRESSORKASKADEN-AERODYNAMIK

Die im Rahmen dieser Arbeit untersuchte Versuchsanordnung mit ungestörter Zuströmung erlaubt es die Strömung in einem triebwerksrelevanten TCF ohne einer Interaktion mit sich stromauf bildenden Strukturen zu untersuchen. Für diese spezielle Versuchsanordnung kann aufgrund der Zuströmung und der Kanalgeometrie eine Ähnlichkeit zwischen der TCF- und der Kompressor-kaskaden-Strömung bzw. einer Strömung durch einen umlenkenden Rechteckskanal gesehen werden. Diese Ähnlichkeit bringt die Möglichkeit mit sich auf ein erweitertes Literaturgebiet zugreifen zu können, die wie z.B. Beselt et al. (2014) ausführliche Studien über Sekundärströmungen aufweisen.

Hinsichtlich der geometrischen Ähnlichkeit der TCF Geometrie kann die Definition der inneren TCF Kanalwand als Kompressorschaukel - Druckseite sowie der äußeren TCF Kanalwand als Kompressorschaukel - Saugseite erfolgen (vgl. Abbildung 2.21). Die Seitenflächen der TCF Stützschaufel wären in dieser Modellbildung als die Seitenwand der Kompressorkaskade zu definieren. Der Druckgradient stimmt dabei bis $\approx 50\%$ axialer Sehnenlänge überein. Stromab kehrt sich der Druckgradient wie zuvor im Kapitel 2.4 beschrieben um. Damit muss auch in der Modellvorstellung ein Wechsel der Druck - und Saugseite durchgeführt werden, wodurch das Modell genau genommen ein s-förmiger Rechteckskanal wäre, der zwei entgegengesetzte Bögen aufweist.

Bei der Gegenüberstellung des Ölanstriches an der Seitenwand der Kompressorkaskade von Beselt et al. (2014) (Abbildung 2.22a) und dem Ölanstrich auf der Stützschaufeloberfläche (aufgenommen bei ungestörter Zuströmung im Rahmen dieser Arbeit) ist eine Ähnlichkeit in den Wandschubspannungstrajektorien zu vernehmen. Beselt et al. (2014) identifizieren erstens die druckgetriebene Querkanalströmung (engl.: *passage cross flow*) die eine Strömung von der Druckseite zur Saugseite des Profils verursacht. Zweitens identifizieren die Autoren die Spaltströmung (engl.: *clearance flow*) bzw. den Spaltwirbel als die den Kanal dominierende Struktur. Aufgrund des an der Saugseite des Profils auftretenden minimalen Druckes bei etwa halber Sehnenlänge, bestimmen die Autoren zusammen mit dem Strömungsabbild im Ölanstrich dort den Ort der Wirbelbildung

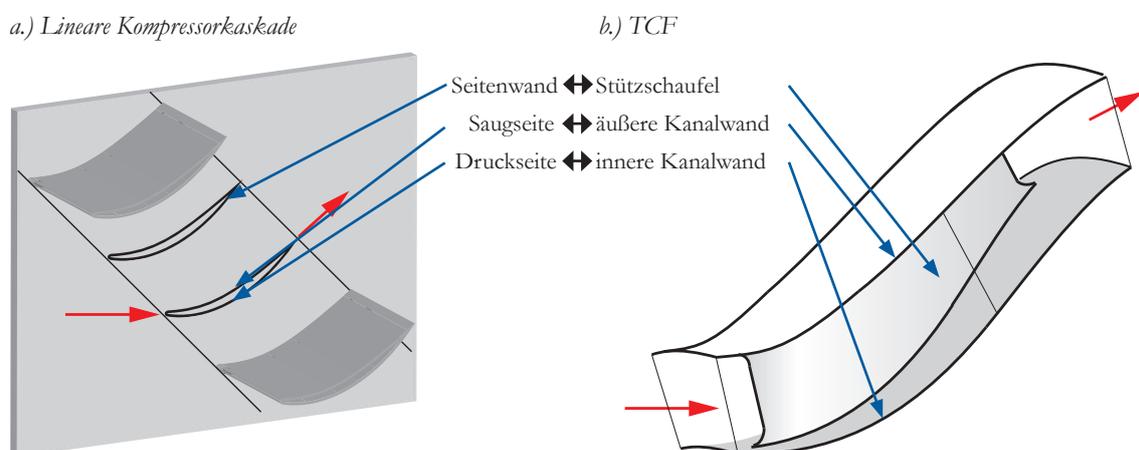


Abbildung 2.21: Vergleich einer linearen Kompressorkaskade mit der TCF-Geometrie

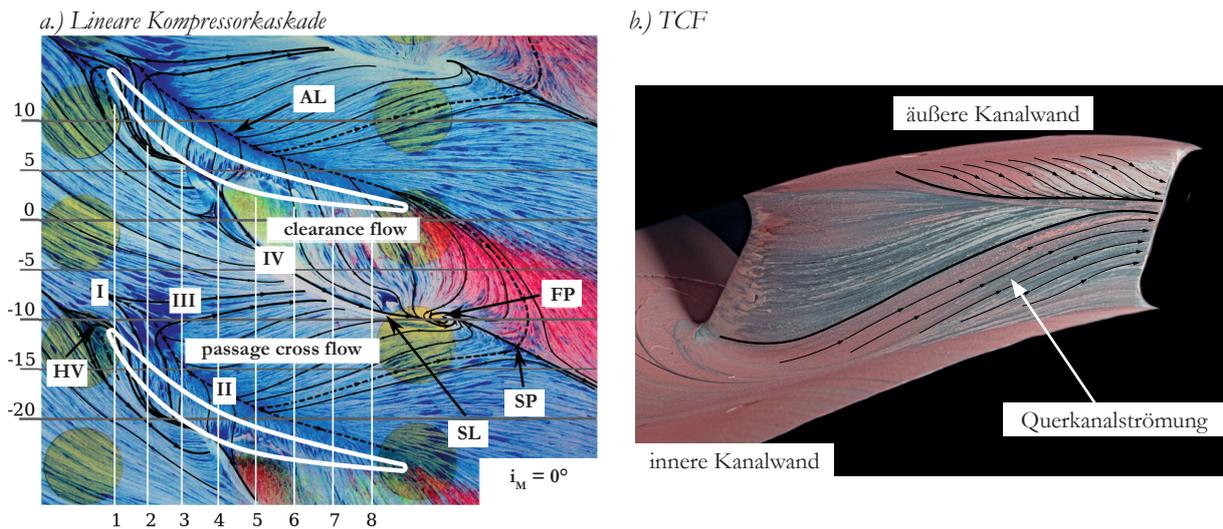


Abbildung 2.22: Visualisierung der wandnahen Schubspannungstrajektorien an a.) der Seitenwand der linearen Kaskade (Beselt et al., 2014) bzw. b.) der TCF Stützschaufel

(Abbildung 2.22a - Position 4). Im Ölstrich kann der Wirbel durch eine S-förmige Ausbildung der dort zu sehenden wandnahen Schubspannungstrajektorien erkannt werden, die zwischen der eingezeichneten Ablöselinie IV und der Saugseite des Profils zu erkennen sind.

Anhand der Analyse des Strömungsabbildes im Ölstrich sowie durch die Auswertung von Hitzdrahtsondenmessungen in acht Messebenen, können Beselt et al. weiters eine sehr detaillierte schematische Darstellung der Wirbel und der Wirbelbildung in der Schaufelpassage skizzieren (Abbildung 2.23a). Der Spaltwirbel (engl.: *clearance vortex*) ist dabei der dominierende Wirbel und bildet sich sofort aus, während dem Kanalwirbel die Querkanalströmung vorausgeht. In Abhängigkeit von einer leichten Winkelvariation in der Anströmung werden zwei unterschiedliche Effekte beobachtet die für die Ausbildung des Kanalwirbels verantwortlich sind. Erstens kann ein typischer Aufrollmechanismus von zwei Strömungen mit unterschiedlicher Richtung und Energie beobachtet werden (Abbildung 2.23a) sowie kann zweitens in der Passage ein Spiralknoten bzw. Fokuspunkt (engl.: *spiral node*) zusammen mit einem sich stromab befindlichen Sattelpunkt (engl.: *saddle point*) ausbilden (Abbildung 2.23b). Im diesem zweiten Fall ist der Spiralknoten das Abbild eines sich in der Strömung bildenden Wirbels der sich von der Kanalwand abhebt und stromab trans-

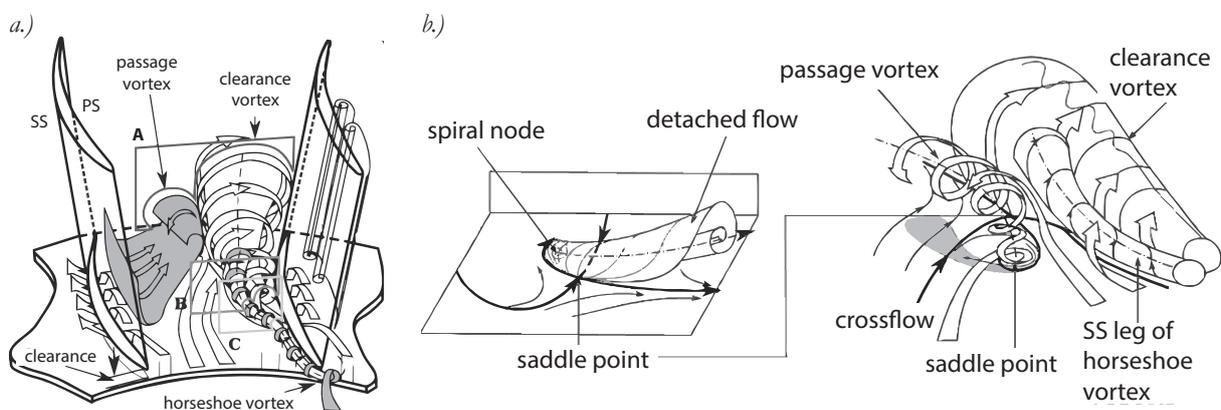


Abbildung 2.23: a.) Schematische Darstellung der Sekundärströmungen (Beselt et al., 2014) b.) Wirbelbildung in einem Spiralknoten mit anschließender Wirbelabhebung von der Wand (Beselt et al., 2014)

portiert wird, wo dieser verstärkt durch die Querkanalströmung zum Kanalwirbel übergeht. In Kapitel 7.1.2 wird genau dieser zweite Fall der Wirbelbildung an der äußeren Kanalkontur beobachtet.

2.6. VORSTUDIEN AN DER TECHNISCHEN UNIVERSITÄT GRAZ

Das Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik beschäftigt sich bereits seit 2004 mit Turbinenübergangskanälen und ist international renommiert für die Erkenntnisse in deren Aerodynamik. Einige der für diese Arbeit relevanten Aspekte sollen daher durch Ergebnisse der institutseigenen Forschung diskutiert werden.

2.6.1. UNTERSUCHUNGEN AN TURBINENÜBERGANGSKANÄLEN

Erstens ist in diesem Zusammenhang die Beeinflussung der Aerodynamik des Turbinenübergangskanals durch die sich stromauf befindliche Hochdruckturbine erwähnt. Die in Kapitel 2.1.5 erwähnten Sekundärwirbel, Rotorschaufel-nachläufe, Effekte der Rotor-Stator Interaktion und die Spaltströmung interagieren dabei mit dem Übergangskanal. Bei einer transonischen Hochdruckturbine, wie sie an der TU Graz vielfach untersucht wurde, sind es zusätzlich Verdichtungsstöße, die stromab wie stromauf Interaktionen hervorrufen. Die Abströmung solch einer transonischen Hochdruckturbine ist unter anderem in Göttlich et al. (2004) erläutert.

Lengani et al. (2015) analysiert die Strömung in einem am Institut vielfach untersuchten Übergangskanal mit umlenkenden Stützschaufeln, die zusätzlich die Funktion des ersten Stators der Niederdruckturbine übernehmen. Aus Messdaten aufgenommen mit einer instationären Drucksonde (FRAPP), instationären Druckaufnehmern an der Stützschaufeloberfläche sowie einer instationären Reynolds gemittelten 3D Navier-Stokes Berechnung wird eine schematische Darstellung der Nachlaufbewegung in Abbildung 2.24a und b abgeleitet. Die Abbildung 2.24a zeigt die Rotorschaufel-nachläufe, die beim Eintritt in die Passage der Stützschaufeln in Analogie zur Nachlauf-Schaufel Interaktion ein Verbiegen und ein Strecken erfahren. Die Strukturen des Rotors wer-

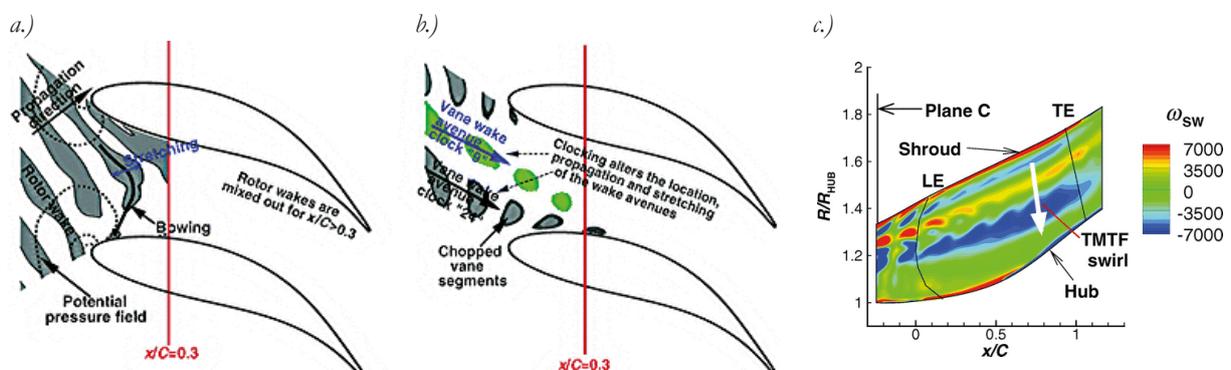


Abbildung 2.24: Schematische Darstellung der Durchströmung eines TMTF (Lengani et al., 2015)

a.) Strukturen des Rotors bei 50 % Kanalhöhe

b.) Strukturen des Stators bei 30 % Kanalhöhe

c.) Wirbelstärke durch das TMTF bei 50 % der Stützschaufelteilung

den allerdings nur ab einer Kanalhöhe von 50 % und aufwärts beobachtet. Darunter dominieren die in Abbildung 2.24b gezeigten Strukturen des Hochdruckstators, die durch den Rotor zerhackt wurden. Nach einer axialen Lauflänge von $x/C=0,3$ mischen sich die Strukturen vom Stator wie auch jene vom Rotor aus und es kann nur mehr eine Interaktion von Verdichtungsstößen zwischen dem Übergangskanal und der Hochdruckturbinenstufe beobachtet werden. Die Abbildung 2.24c stellt die Wirbelstärke in Hauptströmungsrichtung in der Passage dar und lässt dabei die in der Hochdruckstufe entstandenen Wirbel im gesamten Übergangskanal deutlich werden. Den Autoren nach können blaue Strukturen dem Spaltwirbel und dem unteren Kanalwirbel zugeordnet werden. Weitere Details über die Strömung durch den Übergangskanal sind unter anderem den Arbeiten von Spataro et al. (2012) und Paradiso et al. (2011) zu entnehmen.

Einen weiteren Einflussfaktor auf das aerodynamische Verhalten von Turbinenübergangskanälen stellt der Rotorspalt dar. Göttlich et al. (2007), Marn et al. (2007) sowie Sanz et al. (2009) untersuchten dazu den Einfluss von unterschiedlichen Rotorspalten (0 mm, 0,8 mm und 1,3 mm) auf einen Turbinenübergangskanal. Die Autoren beobachteten bei einem vorhandenen bzw. vergrößerten HDT - Rotorspalt einen positiven Effekt bei der Grenzschichtausbildung an der äußeren Kanalwand. Die Grenzschicht wird durch die Spaltüberströmung sowie den Spaltwirbeln stabilisiert und die Grenzschichtdicke verringert. Die effektive Strömungsfläche im Übergangskanal wird dabei vergrößert und ein erhöhter Druckrückgewinn kann verzeichnet werden.

Im Zusammenhang mit der vorliegenden Arbeit soll ferner erwähnt werden, dass durch Göttlich et al. (2009) ein Übergangskanal untersucht wurde, der eine Strömungsablösung an der äußeren Kanalwand aufwies. Die Autoren diskutieren dabei die Strömungsablösung anhand eines Ölanstrichs (Abbildung 2.25 links) sowie anhand einer numerischen Strömungssimulation (Abbildung 2.25 rechts), die direkt nach der ersten Umlenkung an der äußeren Kanalwand als Bereich niedriger Wandschubspannung (blau) zu sehen ist. Im Ölanstrich wie auch in der Strömungssimulation ist dabei eine Ablöselinie (rot eingezeichnet) zu vernehmen, dessen Position anhand der zusammenlaufenden und in Umfangsrichtung abgelenkten Wandschubspannungstrajektorien be-

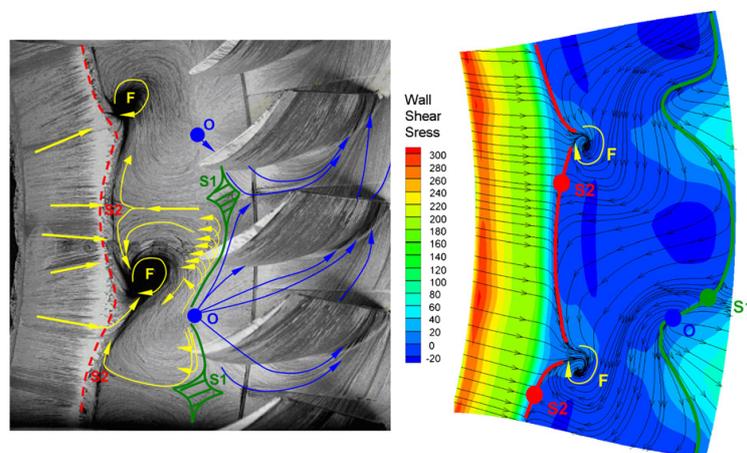


Abbildung 2.25: Strömungsabbild im Ölanstrich (links) und numerische Strömungssimulation (rechts) an der äußeren Kanalwand des Übergangskanals bei einer Strömungsablösung (Göttlich, 2011)

stimmt werden kann. Im Bereich der Strömungsablösung verdeutlichen die eingezeichneten Pfeile das Rezirkulationsgebiet, die ferner durch die Wiederanlegelinie begrenzt wird (grün eingezeichnet). Umgekehrt zur Ablöselinie laufen bei der Wiederanlegelinie die im Ölanstrich ersichtlichen Linien auseinander, ein Teil stromab sowie ein Teil stromauf in das Rezirkulationsgebiet. Zusätzlich sind in der Abbildung 2.25 an der Wiederanlegelinie periodisch auftretende Quellpunkte (**O**) und Sattelpunkte (**S1**) zu erkennen. Während aus dem Quellpunkt heraus Wandschubspannungstrajektorien in allen Richtungen zu vernehmen sind, teilt der Sattelpunkt die entlang der Wiederanlegelinie aufeinander zuströmende Strömung zwischen zwei Quellpunkten auf. Innerhalb des Rezirkulationsgebietes beobachten die Autoren ebenso eine nahe der Ablöselinie periodische (im Abstand von einer Hochdruckstatorteilung) Ausbildung eines Sattelpunktes (**S2**) sowie eines Fokuspunktes (**F**). Dabei zeigt der Fokuspunkt einen beginnenden Wirbel, der sich von der Kanaloberfläche abhebt und dabei wie ein Zyklon das Öl des Ölanstriches von der Kanaloberfläche abtransportiert.

3

TEST-SETUP UND VERSUCHSEINRICHTUNGEN

Dieses Kapitel beschreibt das verwendete Test-Setup mit dem eigentlichen Untersuchungsgegenstand dem TCF und die beiden verwendeten Versuchseinrichtungen, die durch Druckluft aus der 3 MW Verdichterstation versorgt werden. Diese Versuchseinrichtungen sind die bestehende Zweiwellen -Versuchsturbine (auch **T**ransonic **T**est **T**urbine **F**acility - **T**TTF genannt) und der neu für diese Untersuchungen erbaute Hochgeschwindigkeits-Ringgitterprüfstand (auch **H**igh **S**peed **A**nnular **C**ascade - **A**nCa genannt). Die durchgeführten Aufbauten an den beiden Versuchseinrichtungen sind Teil dieser Arbeit und werden in den folgenden Kapiteln 5 bzw. 6 näher beschrieben. Dem Leser soll unabhängig davon in diesem Kapitel ein für das Interpretieren der Ergebnisse in Kapitel 7 erforderlicher Überblick gegeben werden.

3.1. TEST-SETUP

Für diese Arbeit wurde ein triebwerksrelevantes 1 ½ stufiges Test-Setup verwendet, das aus einer Hochdruckturbinenstufe ohne Deckband (**HDT**, aerodynamisch repräsentativ für die zweite Hochdruckturbinenstufe), einem Turbinenübergangskanal (engl.: *Turbine Center Frame* - **TCF**) mit Stützschaufeln sowie aus der ersten Niederdruckstatorreihe (**NDS**) besteht (Abbildung 3.1).

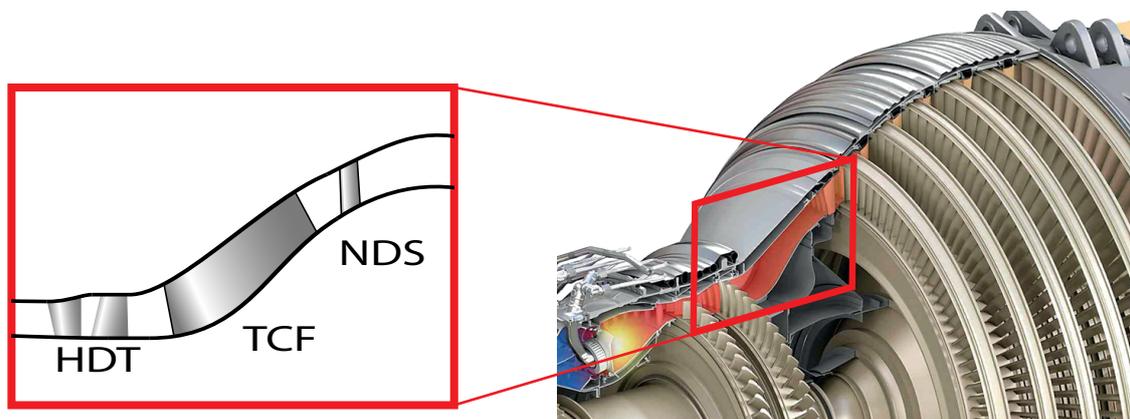


Abbildung 3.1: Test-Setup abgeleitet aus einem Mantelstromtriebwerk (vgl. Alcock, 2014)

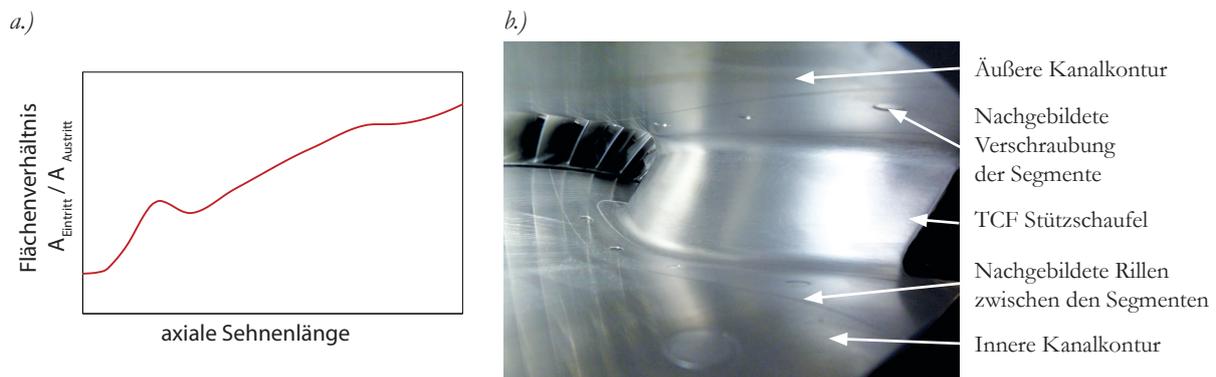


Abbildung 3.2: a.) Flächenverhältnis des verwendeten TCF über die axiale Sehnenlänge
 b.) Ansicht einer TCF Passage mit TCF Stützschaufel, Blickrichtung A.L.F.

Dabei stellt der TCF den eigentlichen Forschungsgegenstand für diese Arbeit dar. Dieser verzögert die Strömung für die nachstehende Niederdruckturbine auf einen größeren Durchmesser respektive einer größeren Fläche entsprechend Abbildung 3.2a. Im TCF selbst befinden sich skalierte Stützschaufeln, die bei einem Turbofan - Triebwerk groß genug ausgeführt sind, um wie in der Einleitung (Kapitel 1.2) beschrieben die Abstützung des hinteren Wellenlagers zu gewährleisten und Versorgungsleitungen ins Innere zu führen. Um eine triebwerksrelevante Replikation zu erhalten wurden zusätzlich die Rillen die zwischen den Stützschaufelsegmenten und den Segmenten der Kanalwand entstehen sowie die leichte Vertiefungen an den dazugehörigen Schraubenpositionen nachgebildet. Die Abbildung 3.2b veranschaulicht die innere und äußere Kanalwand des verwendeten TCF nahe einer TCF Stützschaufel und verdeutlicht die Nachbildung der Rillen und Vertiefungen der Schrauben. Die Niederdruckturbinenstufe in dieser Arbeit wurde nur durch eine Leitschaufelreihe simuliert. Diese Vorgehensweise erlaubt das Aufprägen des Druck- und Potenzialfeldes für eine Messung der TCF-Abströmung unter triebwerksähnlichen Bedingungen. Der Drallwinkel, der aufgrund der fehlenden Niederdruckturbine in der Abströmung verbleibt, wird vor dem Verlassen des Test-Setups mithilfe eines Tandem-Umlenkgiters (engl.: *Deswirler*) über zwei Stufen hinweg aus der Strömung genommen. Das Schaufeldesign kommt dabei jenem von Leitschaufeln in Verdichtern nahe und wurde mit einem speziellen Augenmerk auf ein Verhindern einer möglichen Ablösung ausgelegt. Damit soll gewährleistet sein, dass trotz der starken Umlenkung bei geringem Druckverlust keine Ablösung auftritt.

Um den Einfluss der Zuströmung auf den TCF zu untersuchen, wird - wie in der Aufgabenstellung definiert - der vorliegende Forschungsgegenstand mit seinen stromab befindlichen Komponenten (NDS und Deswirler) bei vier unterschiedlichen Zuströmbedingungen getestet, die entsprechend Abbildung 3.3 nach ihrer Komplexität aufsteigend gegliedert sind:

- a.) Eine ungestörte Zuströmung als Referenzfall
- b.) Eine stationäre Zuströmung mit einer Drallwinkelverteilung (mit Vorleitgitter bzw. ferner IGVs genannt)

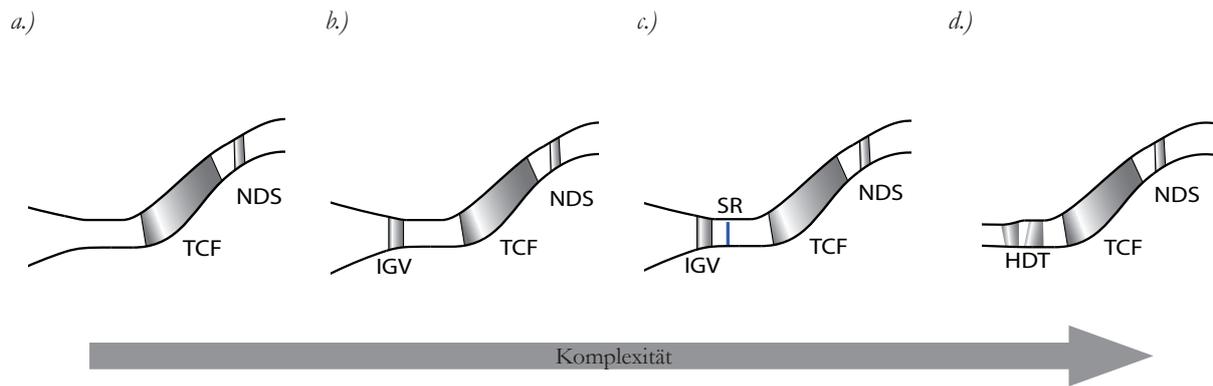


Abbildung 3.3: Zuströmung zum TCF in aufsteigender Komplexität

a.) ungestörte Zuströmung

b.) Zuströmung mit IGVs

c.) Zuströmung mit IGVs und Speichenrad

d.) Zuströmung mit einer Hochdruckturbinenstufe

c.) Eine instationäre Zuströmung infolge eines vorgelagerten Speichenrades mit zylindrischen Stäbchen (ferner IGVs und Speichenrad genannt)

d.) Eine Zuströmung mit einer vorgelagerten Hochdruckturbinenstufe

Für die Konfiguration der ungestörten Zuströmung (Abbildung 3.3a) wurde die Hochdruckturbinenstufe entfernt und der TCF ohne Störungen oder Drall am Eintritt vermessen. Üblicherweise weist die Abströmung der Hochdruckturbinenstufe jedoch eine gewisse Drallvariation entlang der Kanalhöhe auf, die entsprechend der Literatur einen beachtlichen Einfluss auf das Strömungsverhalten in einem TCF aufweisen kann. Dadurch wurde in der zweiten Konfiguration (Abbildung 3.3b) ein Vorleitgitter (engl.: *Inlet Guide Vanes - IGVs*) in der Zuströmung platziert, das eine für Hochdruckturbinen übliche Drallvariation entlang der Kanalhöhe simuliert. Um den Einfluss von periodischen Nachläufen sowie einer Rotorspaltströmung auf den TCF speziell evaluieren zu können, wurde zusätzlich zu den IGVs ein rotierendes Speichenrad mit zylindrischen Stäbchen in der Zuströmung verwendet (Abbildung 3.3c). In der vierten dargestellten Konfiguration (Abbildung 3.3d) wird die eingangs erwähnte Hochdruckturbinenstufe ohne Deckband (aerodynamisch repräsentativ für die zweite Hochdruckturbinenstufe) in der Zuströmung verwendet. Um diese Konfiguration möglichst realistisch auszubilden, wurden wie in der Aufgabenstellung definiert der Rotorspalt sowie die vier individuellen Kühlluftmassenströme um den Hochdruckrotor triebwerksnahe ausgewählt.

Die Realisierung der unterschiedlichen Zuströmvarianten erfolgt durch die beiden genannten Versuchseinrichtungen. Dazu werden die ersten drei Konfigurationen (Abbildung 3.3 a-c) im Ringgitterprüfstand (AnCa) getestet und die Konfiguration (d) in der Zweiwellen-Versuchsturbinen (TTF) untersucht.

Das Test-Setup (HDT, TCF, NDS, Deswirler) wurde vom Industriepartner ausgelegt und zur Verfügung gestellt. Für den Vergleich mit dem Turbofan-Triebwerk wurde am TCF-Eintritt dabei Wert auf Ähnlichkeiten hinsichtlich folgender Punkte gelegt, die sofern sinnvoll in allen vier Konfigurationen umgesetzt wurden:

- Reduzierte Drehzahl der Hochdruckturbinen (vgl. Kapitel 4.2)
- Machzahl $\approx 0,5$
- Drallwinkel auf mittlerer Kanalhöhe $\approx 0^\circ$
- Reynoldszahl-Ähnlichkeit basierend auf axialer Sehnenlänge des TCF von $Re > 1 \cdot 10^6$

3.2. VERDICHTERANLAGE

Die beiden erwähnten Versuchseinrichtungen des Instituts für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik werden mit komprimierter Luft aus einer Verdichteranlage mit einer maximalen elektrischen Summenleistung von 3 MW betrieben. Diese besteht aus zwei Turboverdichtern (SC14 mit verstellbaren Vorleitschaufeln und Atlas Copco SC20 mit verstellbarem Nachleitapparat) sowie aus zwei Schraubenverdichtern (E1 und E2). Die beiden Schraubenverdichter befinden sich in einem Gehäuse und werden von einem Elektromotor angetrieben. Das Schaltbild der Anlage kann der Abbildung 3.4a entnommen werden, während die einzelnen Eckdaten in der Tabelle 3.1 angeführt sind. Die Daten in der Tabelle 3.1 sind dabei auf den Zustand bei $p_{\text{Umgebung}} = 0,99 \text{ bar}$ und $T_{\text{Umgebung}} = 303 \text{ K}$ bezogen. Für eine maximale Flexibilität können die Verdichter in insgesamt 13 verschiedenen Parallel- und Seriell-Schaltungen (Fahrweisen) betrieben werden. Der Massenstrom der gesamten Verdichteranlage kann dadurch zwischen 2,6 kg/s und 16,7 kg/s variiert werden. Ferner erlauben die Fahrweisen ein maximales Druckverhältnis von ca. 2,9 bis 10. Ein Einstellen der Lufttemperatur bzw. der Zwischenkühlung in der seriellen Schaltung der Verdichter erfolgt über zwei Luftkühler (K1 und K2) (vgl. Pirker et al., 1995).

Für die in dieser Arbeit verwendete Zweiwellen-Versuchsturbinen wurde seitens der Verdichteranlage die Fahrweise 8 (Abbildung 3.4b) gewählt, die beide Turboverdichter (SC14 und SC20) seriell schaltet. Die Versuche im Ringgitterprüfstand erforderten aufgrund der Anlagenkennlinie einen erhöhten Massendurchsatz, der zur Verwendung der Fahrweise 6 (Abbildung 3.4c) führte. Diese Fahrweise ist eine Parallelschaltung aller vier zur Verfügung stehenden Verdichter und erreicht damit den maximalen Massenstrom der Anlage.

Je nach Anforderung kann die Verdichteranlage über ein Hoch – bzw. Niederdruckleitungssystem (Abbildung 3.5 **HP** und **LP**) mit den Versuchseinrichtungen verbunden werden. Abbildung 3.5 zeigt dazu den Schaltplan der Versuchseinrichtungen mit der Zweiwellen-Versuchsturbinen (**TTF**),

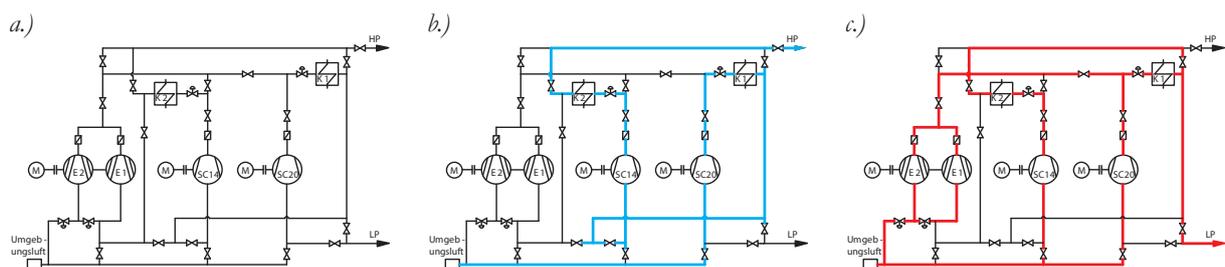


Abbildung 3.4: a.) Schaltplan der Verdichteranlage mit b.) Fahrweise 8 in blau und c.) Fahrweise 6 in rot dargestellt

Tabelle 3.1: Eckdaten der Verdichteranlage

Verdichter	Ansaugvolumenstrom in m ³ /h	Massenstrom in kg/s	Druckverhältnis	Verdichterdrehzahl in U/min	Motordrehzahl in U/min	Motorleistung in kW
SC20	27500	9,0	2,9	15780	2978	1450
SC14	15500	5,1	2,9	20930	996-1482	900
E1+E2	8000	2,6	3,1	3730	1485	400

dem Subsonic Test Turbine Facility (**STTF**) und dem Ringgitterprüfstand (**AnCa**). Während die Luftzufuhr zum TTTF sowohl aus der Hochdruckschiene als auch aus der Niederdruckschiene erfolgen kann, sind die Versuchseinrichtungen STTF und AnCa nur an der Niederdruckschiene der Verdichterstation angeschlossen. Die Versuchseinrichtungen werden im sogenannten „Open-Loop“ betrieben, in dem der konstant zur Verfügung stehende Luftmassenstrom über einen Abluftturm (nicht dargestellt) mit Schalldämpfern an die Umgebung abgegeben wird.

3.3. ZWEIWELLEN-VERSUCHSTURBINE

Die Zweiwellen-Versuchsturbine am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik ist ein Prüfstand zur Untersuchung von Übergangskanälen mit einer stromaufliegenden HDT und optional mit einer stromabliegenden NDT. Die Abbildung 3.6a zeigt den Prüfstand im Meridianschnitt zusammen mit dem aus Kapitel 3.1 beschriebenen Test-Setup. Dabei ist in der

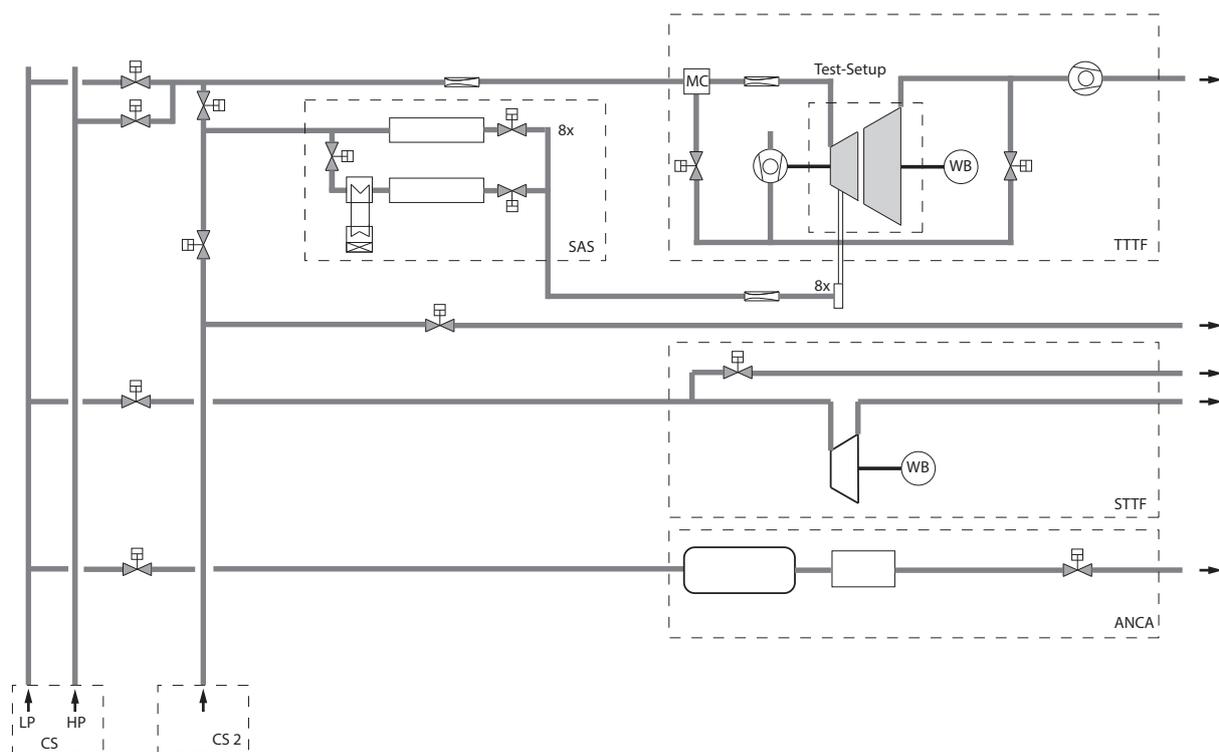


Abbildung 3.5: Schaltplan der Versuchseinrichtungen am Institut für Therm. Turbomaschinen und Maschinendynamik der TU Graz

Zuströmung zum TCF die im Rahmen dieser Arbeit verwendete HDT-Stufe ersichtlich. Stromab des TCF befindet sich eine Schaufelreihe des zuvor erwähnten ND-Stator ohne ND-Turbine und das Tandem-Umlenkgerüst, das den Drall der Strömung vor dem Lagerschild und der Abluftleitung reduziert.

Im Bereich der Zuströmung zur HDT-Stufe befindet sich eine Mischkammer, die seit der ersten Inbetriebnahme des Prüfstandes im Jahr 1999 unverändert ist. Die Prüfstandsarchitektur sieht ein Bremsen der Hochdruckturbine durch einen dreistufigen Radialverdichter vor. Wie bei einem Triebwerk kann die dabei verdichtete Luft anschließend der Hochdruckturbine zugeführt werden und der Massenstrom damit auf max. 22 kg/s bei einem maximalen Absolutdruck von 4,5 bar erhöht werden. Um eine homogene Zuströmung der Versuchsturbine zu erreichen, werden die beiden Massenströme in einer der Hochdruckturbine vorgelagerten Mischkammer gemischt. Die Temperatur der Zuströmung wird dabei über die Mischung von dem kühlbaren Massenstrom aus der Verdichterstation und dem ungekühlten Massenstrom aus dem Bremsverdichter bis zu einem Maximum von 185 °C eingestellt. Das Verhältnis der beiden Massenströme kann nur begrenzt beeinflusst werden, da eine zu erzielende reduzierte Drehzahl der Hochdruckturbine und ein reduzierter Massenstrom dies limitiert und außerdem das Leistungsgleichgewicht auf der Welle erhalten bleiben muss. Weiterführende und detaillierte Beschreibungen zur Anlage können den Arbeiten von Erhard (2000) und Erhard und Gehrler (2000) sowie bezüglich des Einstellens des Betriebspunktes den Arbeiten von Neumayer et al. (2001) entnommen werden.

Im Jahre 2009 wurde die Versuchsanlage um eine zweite Welle bzw. einen Niederdruckrotor erweitert, der über eine Wasserbremse mit einer maximalen Leistung von 700 kW gebremst wird.

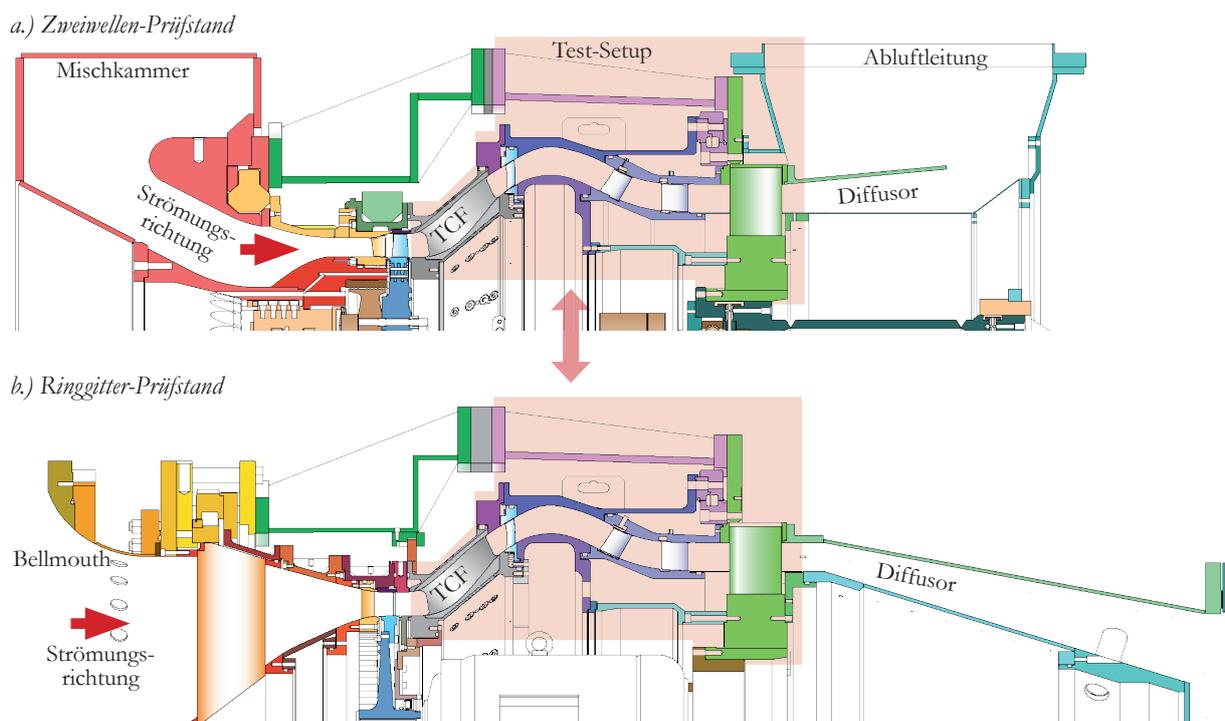


Abbildung 3.6: Meridionalschnitt des Test-Setup mit Strömungsrichtung von links nach rechts, im a.) Zweiwellen-Prüfstand und b.) im Ringgitter-Prüfstand (dargestellt mit IGVs und Speichenrad)

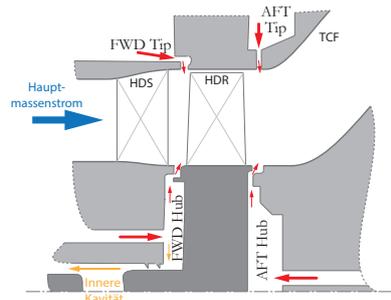


Abbildung 3.7: Kühlblüfeinblasung aus vier Kavitäten im Bereich des Hochdruckturbinenrotors

Die maximale Drehzahl der Hochdruckturbinen beläuft sich auf 11550 U/min, während die der Niederdruckturbinen mit 4044 U/min limitiert ist. Weitere Details zur Zweiwellen-Versuchsturbinen sowie ihrem Betriebsverhalten sind in den Arbeiten von Hubinka et al. (2009) und Hubinka (2012) angeführt.

Im Jahre 2015 wurde die Anlage im Rahmen dieser Arbeit um ein Sekundärluftsystem (engl.: *Secondary Air System* - **SAS**) erweitert. Eine schematische Darstellung ist hierzu in Abbildung 3.5 gegeben. Die Luft für das Sekundärluftsystem kann entweder aus der Turbinenhauptleitung oder wie für diese Studie von einer separaten Kompressorstation mit 1,1 MW entnommen werden (Abbildung 3.5 **CS2**). Der zusätzliche Massenstrom der separaten Kompressorstation beläuft sich auf maximal 2,5 kg/s bei einem maximalen zulässigen Absolutdruck für das Sekundärluftsystem von 4 bar.

Die komprimierte Luft, entweder aus der Turbinenhauptleitung oder der separaten Kompressorstation, wird in der Folge auf zwei Leitungen aufgeteilt, wobei eine Leitung direkt in einen heißen Tank geleitet wird und eine zweite Leitung über einen Luft-Wasser Wärmetauscher verbunden mit einem 105 kW Kühler rückgekühlt in einen zweiten, kalten Tank geleitet wird. Die Entnahme der Luft für die jeweilige Kavität erfolgt über eine Entnahmeleitung mit je einem Nadelventil pro Tank. Damit kann der Massenstrom wie auch die Mischungstemperatur in jede Entnahmeleitung über die beiden unabhängig voneinander verstellbaren Nadelventile eingestellt werden. Die anschließende Massenstrommessung erfolgt mithilfe eines V-Cones und einer separat in der Leitung installierten Druck- und Temperaturmessstelle. Für eine anschließende umfangssymmetrische Einblasung der Sekundärluft in die Kavität am Prüfstand wird die Entnahmeleitung auf sechs Leitungen identischer Länge aufgeteilt. Die für diese Studie verwendeten vier Kavitäten (stromauf und stromab sowie an der inneren und äußeren Kanalkontur der Hochdruckturbinen) sind in Abbildung 3.7 dargestellt.

3.4. RINGGITTERPRÜFSTAND

Der neu entwickelte Ringgitterprüfstand ist eine Versuchseinrichtung zur Untersuchung von Übergangskanälen (ICFs) ohne den Einfluss einer Hochdruckturbinen. Zum Zwecke der Vergleichbarkeit zielte die Auslegung jedoch darauf ab, das ein und das selbe Test-Setup mit der identen Messtechnik entweder in der Zweiwellen-Versuchsturbinen oder im Ringgitterprüfstand zu untersuchen.

Die Abbildung 3.6b zeigt dazu den Ringgitterprüfstand im Meridionalschnitt mit eingebautem Test-Setup und markiert rot unterlegt die identen Komponenten.

Der Prüfstand wird wie oben erwähnt im „open-loop“ betrieben und entsprechend der Abbildung 3.5 über die Niederdruckschiene an der Verdichterstation angebunden. Der maximale Massenstrom beläuft sich somit auf 16,7 kg/s bei einer Temperatur zwischen 40 °C und 120 °C sowie einem maximalen Druckverhältnis von 2,9. In die vom Verdichter kommende DN 500 Rohrleitung wurde zur Verbesserung der Zuströmqualität ein Rohrbündelgleichrichter mit anschließendem Beruhigungsbehälter und Lochblech eingesetzt. Während der Gleichrichter primär den Drall in der Rohrleitung reduziert, verzögert der Beruhigungsbehälter die Strömung und vergleichmäßigt das Strömungsprofil. Die konditionierte Luft wird aus dem Beruhigungsbehälter heraus über eine gut gerundete Ansaugmündung (engl.: *Bellmouth*) in den Prüfstand hinein beschleunigt (Abbildung 3.6b, links). Am Prüfstandseintritt selbst befinden sich vier Stück NACA 0010 Profile (angeordnet unter 90°), welche eine kegelförmige Innenkontur in Position halten. In dem dabei entstehenden Ringraum wird die Strömung bis zum Eintritt in das Test-Setup weiter beschleunigt und auf den entsprechenden Eintrittsradius der TCF Geometrie gebracht.

Für die Versuchsanordnung der ungestörten Zuströmung kann abweichend zur Abbildung 3.6b das Speichenrad und die IGVs entfernt und durch eine glatte Strömungskontur ersetzt werden. Für die Versuchsanordnung mit IGVs wird abweichend zur Abbildung 3.6b nur das Speichenrad durch eine glatte Kanalkontur ersetzt. Die IGVs werden dabei über die innere Kanalkontur befestigt und ortsfest zu den TCF Stützschaufeln ausgerichtet. Dabei werden sieben IGV Leitschaufeln pro TCF Stützschaufelteilung mit einer Streckung von ≈ 3 und ein kleinstmöglicher Hinterkantenradius verwendet. Die Hinterkante der IGVs befindet sich 4 mal derer axialen Sehnenlänge stromauf der TCF Stützschaufel Vorderkante (entspricht 81 % axialer Sehnenlänge der TCF Stützschaufel). Für eine detailliertere Beschreibung der Auswahl der IGVs sei auf das Kapitel 5.3 verwiesen.

Für die Versuchsanordnung mit IGVs und Speichenrad (wie in Abbildung 3.6b dargestellt) befindet sich ein Rotor mit zylindrischen Stäbchen stromab des Vorleitgitters. Der Antrieb des Rotors erfolgt über einen zentral im Ringgitterprüfstand verbauten 19 kW Elektromotor, dessen Drehzahl über einen Frequenzumrichter variabel von 0 U/min bis 5500 U/min eingestellt werden kann. Die Drehzahl des Rotors ergibt eine von der axialen Strömungsgeschwindigkeit und Umfangsgeschwindigkeit abhängige Durchflusszahl Φ (Kapitel 5.2 - Formel 5.6). In Kombination mit der Anzahl der Stäbchen ergibt sich eine Blattfolgefrequenz bzw. in diesem Fall eine Stäbchenfolgefrequenz die in Zusammenhang mit der axialen Strömungsgeschwindigkeit und der TCF Geometrie eine reduzierte Frequenz \bar{f} ergibt (Kapitel 5.2 - Formel 5.8). Die reduzierte Frequenz wie auch die Durchflusszahl fallen wie in der Auslegung in Kapitel 5.2 näher beschrieben abweichend zu jener der Hochdruckturbinen aus (siehe Tabelle 4.3). Der Durchmesser der verwendeten Stäbchen wurde mit 75 % der Hochdruckturbinenschaufeldicke gewählt und das Verhältnis zwischen Rotorspalt und Schaufel - bzw. Stäbchenhöhe ist mit nur 0,4 % Abweichung ähnlich eingestellt.

Stromab des Test-Setups wird die Strömung über einen konischen Ringraumdiffusor wieder in das 8,3 m lange Abluftrohr geführt. Der Diffusor erlaubt analog zur Zweiwellen-Versuchsturbine ein erhöhtes Druckverhältnis für das Test-Setup selbst.

4

INSTRUMENTIERUNG, MESSTECHNIK UND METHODIK

Dieses Kapitel beschreibt die im Rahmen dieser Arbeit verwendete Messtechnik sowie deren Einsatzort in den beiden Prüfständen, des Ringgitterprüfstandes und des Zweiwellen-Prüfstandes. Die zum Teil idente Messtechnik in den beiden Prüfständen lässt eine stellenweise Zusammenfassung zu. Generell kann nach der Prüfstandsmesstechnik und der im Test-Setup eingesetzten Messtechnik unterschieden werden, die beide separat behandelt werden. Zusätzlich werden im vorliegenden Kapitel die eingesetzten Methoden zur Auswertung beschrieben und die zur Interpretation der Ergebnisse herangezogene numerische Berechnung erläutert.

4.1. PRÜFSTANDSMESSTECHNIK

Die Prüfstandsmesstechnik ist jene Messtechnik, die unabhängig vom verwendeten Test-Setup dem Prüfstand zugeordnet wird. Dies sind im speziellen Druck - und Temperaturmessmodule, die neben diverser weiterer Messtechnik zum Einstellen und zur Überwachung des Betriebspunktes permanent Messdaten aufnehmen. Dementsprechend wird an dieser Stelle zwischen dem Ringgitterprüfstand und dem Zweiwellen-Prüfstand unterschieden. Es sei angemerkt, dass die selben Messmodule auch dazu verwendet werden, die Messdaten im Test-Setup aufzunehmen.

4.1.1. MESSTECHNIK DES RINGGITTERPRÜFSTANDES

Ein Überblick über die Prüfstandsmesstechnik und Anlagenschaltung ist für den Ringgitterprüfstand in Abbildung 4.1 gegeben. Die Bestimmung des Betriebspunktes erfolgt dabei in drei Bereichen des Prüfstandes: im Einlauf - bzw. Beruhigungskessel, in der Abströmung kurz vor dem Abluftturm und im mittleren Bereich, dem Messbereich selbst.

Der Strömungszustand am Eintritt wird anhand des Totaldruckes sowie der Totaltemperatur mithilfe eines digitalen Drucktransmitters PAA33X-3-5Bi und einem PT100 Temperaturfühler in 4-Leiter-Ausführung bestimmt (Abbildung 4.1 - Messstellen: PT39XX, TT39XX).

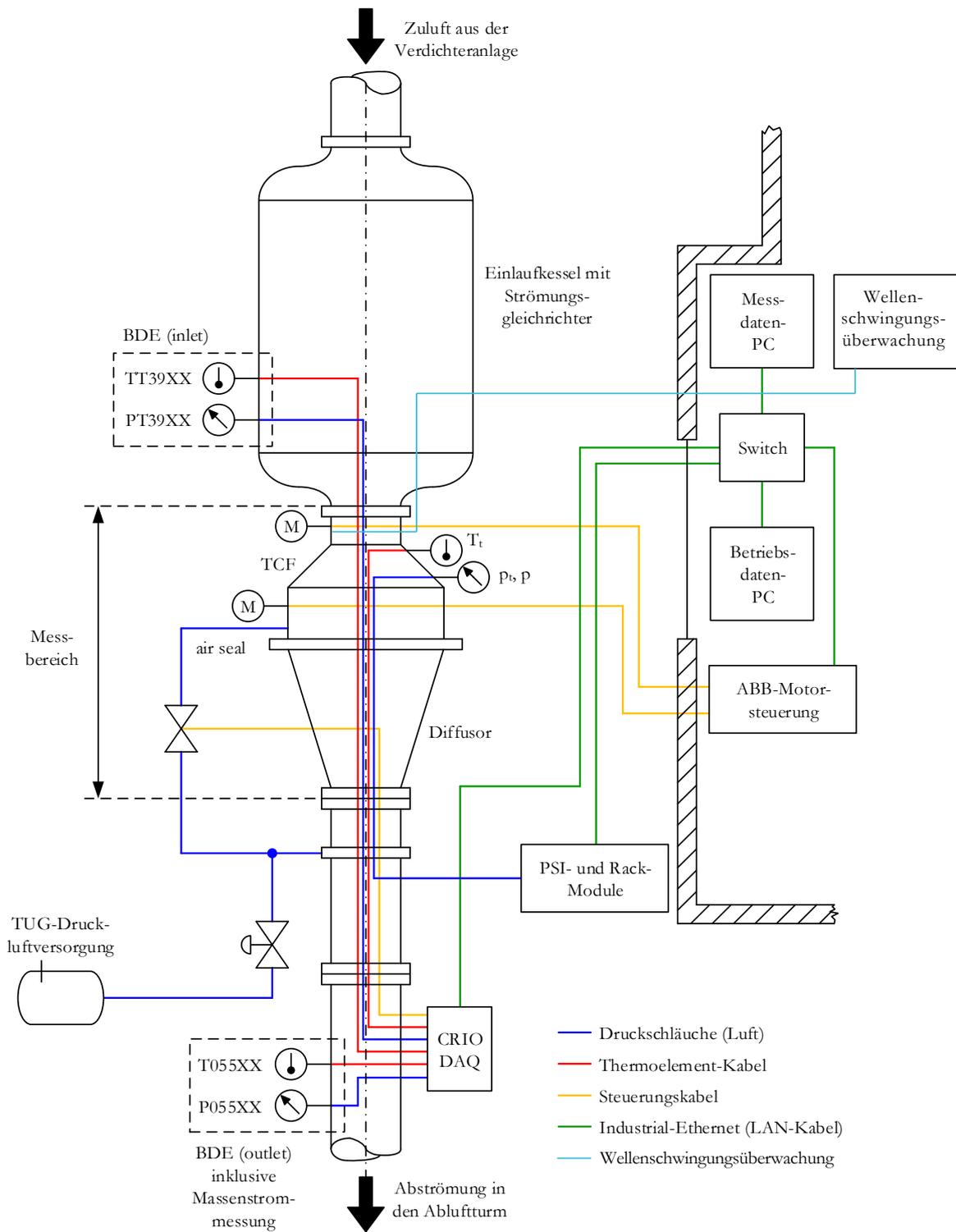


Abbildung 4.1: Anlagenschema des Ringgitterprüfstandes (vgl. Tramsek, 2018)

In der Abströmung befindet sich ≈ 10 mal dem Rohrdurchmesser stromab des Diffusors eine Delta-Flow DF44-GF Staudrucksonde zur Bestimmung des Massenstromes. In Zusammenspiel mit einer aus einem PT100 Temperaturfühler bestehenden Temperaturmessstelle sowie einem FlowCom Gaskompensationsrechner der Firma Systec werden neben dem Massenstrom zusätzlich die Dichte, der Druck sowie die Temperatur bestimmt (Abbildung 4.1 - Messstellen: P055XX, T055XX).

Der Strömungszustand im Messbereich selbst wird durch Kammsonden (engl.: *Rakes*) für Totaldruck und Totaltemperatur sowie durch statische Wanddruckbohrungen bestimmt und separat im Kapitel 4.4 angeführt.

Ein Wellenschwingsüberwachungssystem der Firma Bently-Nevada (ADRE-208) erlaubt für die Konfiguration mit Speichenrad eine permanente Überwachung der Schwingungen und der Drehzahl des Speichenrades. Dazu wurden zwei Approximationssensoren unter 90° und ein Triggersignalgeber (bzw. Drehzahlsensor) (engl.: *Keyphasor*) am Wellenansatz des Laufrades angeordnet.

4.1.2. MESSTECHNIK DES ZWEIWELLEN-PRÜFSTANDES

Am Zweiwellen-Prüfstand können in Analogie zum Ringgitterprüfstand ebenso drei Bereiche definiert werden, die für den Betrieb und die Reproduzierbarkeit des Betriebspunktes erforderlich sind: der Einlauf bzw. die Mischkammer, der Bereich der Abströmung nach dem Test-Setup sowie der Messbereich selbst.

Die Mischkammer hat, wie in Kapitel 3.3 beschrieben, die Aufgabe zwei Massenströme (einen vom Bremsverdichter und einen von der Verdichterstation) zu mischen. Die beiden Massenströme werden unabhängig voneinander durch jeweils eine kalibrierte Venturi Düse bestimmt und in der Prüfstandssoftware zu einem Gesamtmassenstrom addiert. Ferner wird der Druck sowie die Temperatur nach dem Vermischen der beiden Massenströme an der Oberseite der Mischkammer gemessen und damit der Strömungszustand für die Zuströmung definiert. Die Austrittsbedingungen werden stromab des Test-Setups durch zwei statische Wanddruckbohrungen im Abluftrohr sowie durch eine am selben Ort angebrachte Temperaturmessstelle definiert. Die eingesetzte Messtechnik zur Bestimmung des Strömungszustandes im Messbereich wird gesondert in Kapitel 4.4 behandelt.

Ein permanent installiertes Wellenschwingsüberwachungssystem der Firma Bently-Nevada (3300 Serie Monitoring - System) erlaubt die Überwachung der Hochdruckturbinenwelle hinsichtlich der Schwingungen in den Lagerstellen, der Drehzahl, dem Drehmoment, der Leistung sowie den Lagertemperaturen. Das System ist an ein Notaussystem gekoppelt und löst eine sofortige Abschaltung der Anlage bei Überschreiten von Grenzwerten aus.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde die Prüfstandsüberwachung um ein Spaltmesssystem der Firma MTU Aero Engines erweitert, das speziell bei kleinen Spaltwerten für die Betriebssicherheit von Bedeutung ist. Vier kapazitive Spaltmesssonden detektieren am Umfang den Abstand zur Rotor-

blattspitze und Errechnen über eine Kalibrierung den Abstand zum Anstreifbelag. Die vier Einzelspaltwerte sowie der errechnete mittlere Rotorspalt kann damit permanent überwacht werden und wird mit den Betriebsdaten mit aufgezeichnet.

4.1.3. DRUCK - UND TEMPERATURMESSTECHNIK

Für eine weitere Überwachung des Strömungszustandes im Prüfstand werden bis auf die gesondert angeführten Ausnahmen Druckmessmodule der Fa. Pressure Systems Inc. bzw. Temperaturmessmodule der Firma National Instruments verwendet. Vor Beginn der Messkampagne wurden die Messmodule durch die Fa. DMT Druckmesstechnik GmbH entsprechend kalibriert. Die Tabelle 4.1 und Tabelle 4.2 fassen anhand der geforderten Messstellen die verwendeten Messmodule für den jeweiligen Prüfstand zusammen. Darüber hinaus werden für untergeordnete Zwecke Strom - und Spannungseingangsmodule der Firma National Instruments verwendet, die an dieser Stelle nicht angeführt sind.

Tabelle 4.1: Messstellen im Ringgitterprüfstand

Ringgitterprüfstand	Anzahl der Messstellen	Messbereich	Messunsicherheit	Anzahl der Module	Modulbezeichnung
Druckmessung	16	± 1 psi	0,05 % FS	1	PSI 9116
	139	± 5 psi	0,05 % FS	6	PSI 9816
				1	PSI 9116
	144	± 30 psi	0,05 % FS	5	PSI 9016
4				PSI 9116	
Temperaturm. mit Typ K Thermocouple	42	3 - 1500 K	0,37 K	3	NI 9214
Temperaturm. mit Widerstandstherm.	1	73 - 1123 K	0,4 K	1	NI 9216

Tabelle 4.2: Messstellen im Zweiwellen-Prüfstand

Zweiwellen-Prüfstand	Anzahl der Messstellen	Messbereich	Messabweichung	Anzahl der Module	Modulbezeichnung
Druckmessung	14	± 1 psi	0,05 % FS	1	PSI 9116
	108	± 5 psi	0,05 % FS	6	PSI 9016
				5	PSI 9016
	129	± 30 psi	0,05 % FS	3	PSI 9116
1				PSI 9016	
Temperaturm. mit Typ K Thermoelement	27	3 - 1500 K	0,37 K	3	NI 9214
	19	3 - 1645 K	0,5 K	4	NI FP-TC-120
Temperaturm. mit Widerstandstherm.	16	73 - 1123 K	0,3 K	2	NI FP-RTD-122

4.2. BETRIEBSPUNKTE

Beide Prüfstände werden in einer „Open Loop“ Konfiguration betrieben, wodurch der Gegen- druck am jeweiligen Austritt des Prüfstandes vom Umgebungsdruck abhängt. Um sicherzustellen, dass unabhängig vom täglich leicht veränderten thermodynamischen Umgebungszustand der Luft (Luftdruck, Temperatur, relative Feuchte) ein vergleichbarer Betriebspunkt erreicht wird, ist dieser wie üblich bei Windkanaltests mithilfe von Vergleichsgrößen einzustellen. Im Falle von Turbinen- prüfständen ergibt sich ein reduzierter Massenstrom \dot{m}_{red} , ein Druckverhältnis Π und eine reduzier- te Drehzahl n_{red} , die eingestellt werden, um eine Ähnlichkeit hinsichtlich der Machzahl Ma sowie der Strömungswinkel in den Turbineneintritts- und Turbinenaustritts-Geschwindigkeitsdreiecken an zwei unterschiedlichen Betriebstagen zu gewährleisten. Dabei gelten diese Parameter nur unter der Voraussetzung, dass der Strömungsquerschnitt wie auch die Turbine bzw. die mechanischen Schaufelwinkel konstant bleiben.

Die Einstellung eines vergleichbaren Betriebspunktes für die unterschiedlichen Zuströmbedingun- gen, die im Rahmen dieser Arbeit untersucht werden sollen, zeigten sich als eine Herausforderung. Der Strömungsquerschnitt sowie der Drallwinkel in der Zuströmung wird durch z.B. den Einbau eines Schaufelgitters verändert. Zusätzlich erhöhen sich die Strömungsverluste, die Einfluss auf die Anlagenkennlinie haben. Um dennoch die Ähnlichkeit der Machzahl bei den unterschiedlichen Zuströmbedingungen für das TCF zu gewährleisten, wurde ein Vergleich der absoluten Machzahl in der TCF Eintrittsebene angestrebt. Zu diesem Zweck wurde mithilfe einer Fünflochsonde die Machzahl auf 50 % Kanalhöhe, zwischen zwei TCF Stützschaufeln und außerhalb eines Nachlau- fes eines sich stromauf befindenden Stators bestimmt und verglichen.

Darüber hinaus wurde für einen Vergleich des Druckverlustes des TCF eine Ähnlichkeit der Rey- nolds-Zahl (basierend auf der axialen Länge des TCF) in der TCF-Eintrittsebene angestrebt und durch ein konstantes Halten der Totaltemperatur am TCF Eintritt über alle Versuchsanordnungen hinweg realisiert.

Generell ist die Machzahl ($Ma \approx 0,5$) wie auch die Reynolds-Zahl ($Re > 10^6$) in der TCF Eintritts- ebene triebwerksrelevant ausgewählt, die zu folgenden Betriebspunkten in den zwei Prüfständen führten.

4.2.1. BETRIEBSPUNKTEINSTELLUNG IN DER RINGGITTERPRÜFSTAND

Entsprechend der Vorgaben der Machzahl sowie der Totaltemperatur am Eintritt ergaben sich für den Auslegungspunkt (ADP) des Test-Setups folgende in der Tabelle 4.3 zusammengefassten Be- triebsbedingungen. Diese führten für jede Konfiguration (ungestörte Zuströmung, Zuströmung mit IGVs, Zuströmung mit IGVs und Speichenrad) zu einem reduzierten Massenstrom sowie zu einem Gesamtdruckverhältnis Π , die zum Einstellen des Betriebspunktes an unterschiedlichen Tagen verwendet und über die gesamte Versuchsdauer konstant gehalten wurden. Die Ermittlung

$$\dot{m}_{\text{red}} = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{\bar{T}_{t,B0}}}{\bar{p}_{t,B0}} \quad (3.1)$$

$$\Pi_{\text{tot}} = \frac{p_{t,\text{Kessel}}}{p_{s,\text{Austritt}}} \quad (3.2)$$

$$n_{\text{red}} = \frac{n}{\sqrt{\bar{T}_{t,B0}}} \quad (3.3)$$

der radial gemittelten Messgrößen für die Berechnung des reduzierten Massenstromes \dot{m}_{red} entsprechend der Formel (3.1) wurde mittels fest verbauten Totaldruck - und Temperaturrechen (engl.: *Rakes*) am TCFs Eintritt durchgeführt (vgl. Abbildung 4.4, Messebene B0). Die Ermittlung des Gesamtdruckverhältnis Π entsprechend der Formel (3.2) erfolgte anhand des Totaldruckes im Kessel $p_{t,\text{Kessel}}$ und dem durch die Delta-Flow Sonde im Abluftrohr gemessenen statischen Druck $p_{s,\text{Austritt}}$. Für das Speichenrad wurde zusätzlich die reduzierte Drehzahl n_{red} entsprechend der Formel (3.3) herangezogen, die ebenso mit der durch den Totaltemperaturrechen in Ebene B0 gemessenen und radial gemittelten Temperatur $\bar{T}_{t,B0}$ berechnet wurde.

Zusätzlich wurde für die beiden Konfigurationen „Zuströmung mit IGVs“ und „Zuströmung mit IGVs und Speichenrad“ eine Betriebspunktvariation hinsichtlich der Machzahl durchgeführt. Dabei wurde die absolute Machzahl einerseits um $\approx 15\%$ verringert sowie andererseits um $\approx 8\%$ auf das Maximum der Verdichteranlage angehoben. Die beiden zusätzlichen Betriebspunkte sind dabei als OFF1 und OFF2 in der Tabelle 4.3 angegeben.

Tabelle 4.3: Untersuchte Betriebsbedingungen im Ringgitterprüfstand

Betriebspunkt OFF1 / ADP / OFF2	Ungestörte Zuströmung	Zuströmung mit IGVs	Zuströmung mit IGVs und Speichenrad	
Massenstrom \dot{m}	15,3	12,7/ 14,9 /15,9	12,2/ 13,6 /15,4	kg/s
Gesamtdruckverhältnis Π	1,2	1,13/ 1,2 /1,27	1,16/ 1,23 /1,29	-
Streckung IGVs	-	≈ 3	≈ 3	-
Anzahl IGVs / TCF Passage	-	7	7	#
Durchflusszahl relativ zu $\text{HDT}_{\text{ADP}}^*$	-	-	>6	-
Reduzierte Drehzahl relativ zu $\text{HDT}_{\text{ADP}}^*$	-	-	0,15	-
Rotorspalt relativ zu $\text{HDT}_{\text{ADP}}^*$	-	-	0,4	%

4.2.2. BETRIEBSPUNKTEINSTELLUNG IM ZWEIWELLEN-PRÜFSTAND

Abgeleitet aus der vorgegebenen Machzahl am Eintritt des TCF ergeben sich ähnlich zu dem Ringgitterprüfstand ein reduzierter Massenstrom, ein Gesamtdruckverhältnis und eine reduzierte Drehzahl, die für die Betriebspunkteinstellung und Überwachung genutzt wurden. Hinzukommend wurde das Druckverhältnis über die Hochdruckturbinenstufe, gebildet aus dem Totaldruck in der Messebene A und Messebene B, eingestellt und beobachtet. Der reduzierte Massenstrom wie auch die reduzierte Drehzahl wurden aus dem arithmetischen radialen Mittelwert des Totaldruck- und Temperaturrechens in der Ebene B gebildet, die für die Betriebspunkteinstellung in Umfangsrichtung ortsfest belassen wurden. Es sei angemerkt, dass durch die Aufteilung der Messpositionen am Rechen die arithmetische Mittelung der Flächenmittelung entspricht.

Der in Formel (3.1) eingesetzte Massenstrom bildet sich aus dem stromauf des Prüfstandes gemessenen Massenstrom der Verdichterstation, dem gemessenen Massenstrom des Bremsverdichters sowie der Summe der Einzelmassenströme der Sekundärluft abzüglich des Leckagemassenstromes.

Neben den eingestellten Massenströmen können der Tabelle 4.4 noch weitere Daten für den Betriebspunkt ADP entnommen werden. Die Temperaturen der einzelnen Kavitäten beliefen sich auf triebwerksrelevante Werte, die zwischen 20 % und 40 % des Hauptmassenstromes liegen.

Für die Inbetriebnahme war ein zweiter, vergleichbarer Betriebspunkt ohne Sekundärlufteinblasung von Interesse (Tabelle 4.4 „no Purge“). Dabei wurden wie im Fall mit Sekundärluft die Ähnlichkeitsparameter (reduzierter Massenstrom, Gesamtdruckverhältnis, Druckverhältnis über die Hochdruckturbinenstufe, reduzierten Drehzahl) auf dieselben Absolutwerte eingestellt. Die fehlende Kühlluft ließ die Temperatur in den Kavitäten auf das etwa 2,5 fache des Nominalwertes ansteigen, wodurch sich entsprechend der Wärmeausdehnung ein um $\approx 19\%$ reduzierter Rotorspalt ergab.

Tabelle 4.4: Untersuchte Betriebsbedingungen am Zweiwelnen-Prüfstand

	ADP	no Purge	
Drehzahl Hochdruckrotor n	9550	9414	U/min
Gesamtmassenstrom	13,6	13,3	kg/s
Gesamtdruckverhältnis	2,75	2,75	-
Rotorspalt zu Rotorspalt ADP	1	0,81	-
FWD Hub Kavität	1,00	0	
FWD Tip Kavität	0,68	0	$\frac{\dot{m}_{\text{Kavität}}}{\dot{m}_{\text{FWD Hub}}}$
AFT Tip Kavität	0,89	0	
AFT Hub Kavität	0,96	0	

4.3. MESSMATRIX

In der folgenden Tabelle 4.5 sind die vier Versuchsanordnungen mit den entsprechenden Betriebspunkten der eingesetzten Messtechnik gegenübergestellt. Die in grün eingefärbten Zellen geben Aufschluss über durchgeführte Messungen mit der entsprechenden Messtechnik. Dies verdeutlicht die entsprechend der Versuchsanordnungen und Betriebspunkten erzielten Messergebnisse. Zusätzlich sind in der rechten Spalte die für die einzelnen Versuchsanordnungen verfügbare Lösung der numerischen Simulation angegeben. Die Messergebnisse, die in dieser Arbeit herangezogen wurden, sind schwarz eingerahmt.

Tabelle 4.5: Messmatrix

Versuchs- anordnung	Betriebs- punkt	Messung mit Rechen 360°	Fünf- Loch- Sonde	ISAR / FRAPP Sonde	Hitz- draht- sonde	Heißfilm an Stütz- schaufel- oberfläche	Ölanstrich	Numerische Simulation
Ungestörte Zuströmung	ADP							Stationäre Rechnung
Zuströmung mit IGVs	ADP							URANS
	OFF1							
	OFF2							
Zuströmung mit IGVs und Speichenrad	ADP							URANS
	ADP n_{OFF}							
	OFF1							
Zuströmung mit HDT	ADP							URANS
	no Purge							

4.4. EINGESETZTE MESSTECHNIK IM TCF

Für eine Charakterisierung der Strömung im TCF wird in Abstimmung mit den Projektpartnern umfangreiche Messtechnik eingesetzt. Dies ist einerseits an Positionen von erhöhtem Interesse angebrachte zeitlich mittelnde Messtechnik sowie andererseits zeitlich auflösende Messtechnik. Diese Arbeit verwendet ausschließlich die Ergebnisse aus der zeitlich mittelnden Messtechnik, die in diesem Kapitel näher beschrieben wird.

In beiden Prüfständen wird neben dem identen TCF auch die idente Messtechnik verwendet, die einen direkten Vergleich der Messungen ermöglicht (engl.: *Back-to-Back Measurements*) und eine erweiterte Messunsicherheit durch den Einsatz unterschiedlicher Messtechnik ausschließt.

4.4.1. STATISCHE WANDDRUCKBOHRUNGEN

Im TCF befinden sich zur Interpretation der Durchströmung statische Wanddruckbohrungen an der Oberfläche einer Stützschaufel (Abbildung 4.2) sowie an der inneren und äußeren Kanalwand (Abbildung 4.3).

Die TCF Stützschaufel wurde mithilfe des selektiven Laserschmelz - Verfahrens (SLM) hergestellt und weist im Inneren feine Kanäle auf. Diese führen zu jeweils einer Gruppe bestehend aus 9 Wanddruckbohrungen entlang konstanter Kanalhöhe. Jeweils eine Gruppe befindet sich an der Kanalhöhe von 15 %, 50 % und 85 %, an beiden Profilseiten.

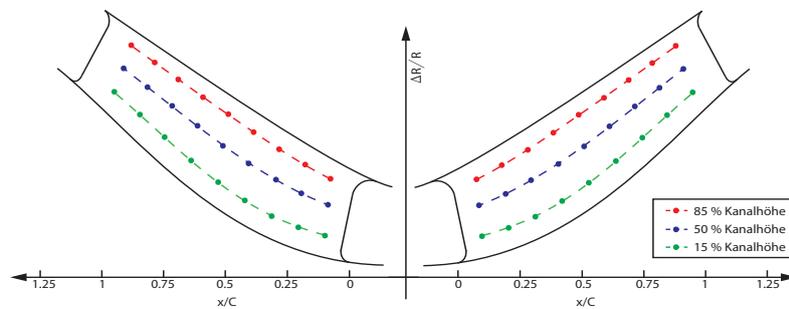


Abbildung 4.2: Wanddruckbohrungen an der TCF Stützschaufel auf 15%, 50% und 85% Kanalhöhe

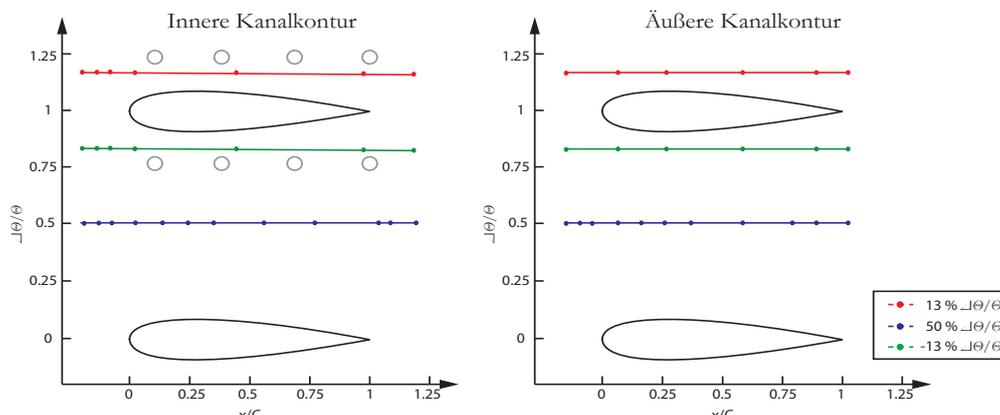


Abbildung 4.3: Wanddruckbohrungen an der inneren und äußeren Kanalkontur

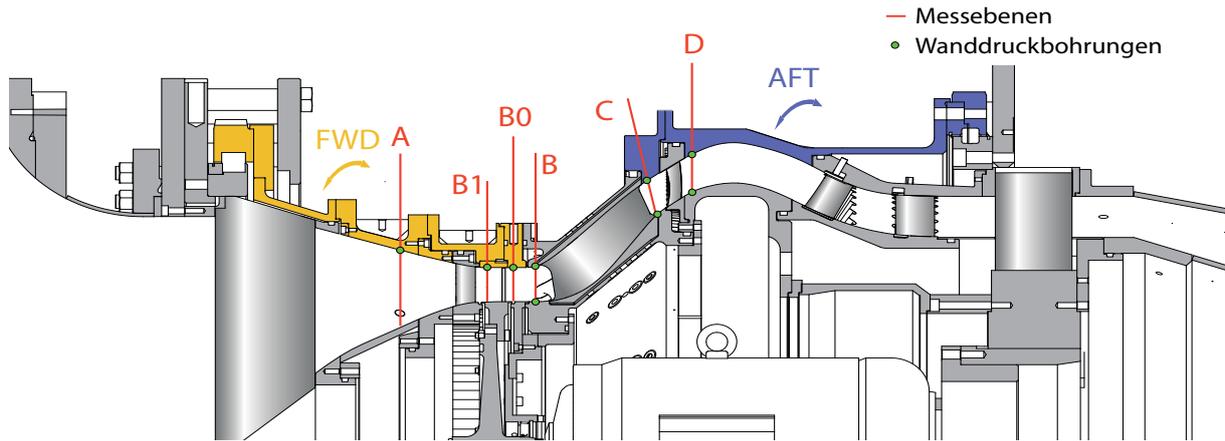


Abbildung 4.4: Messerebenen im Ringgitterprüfstand

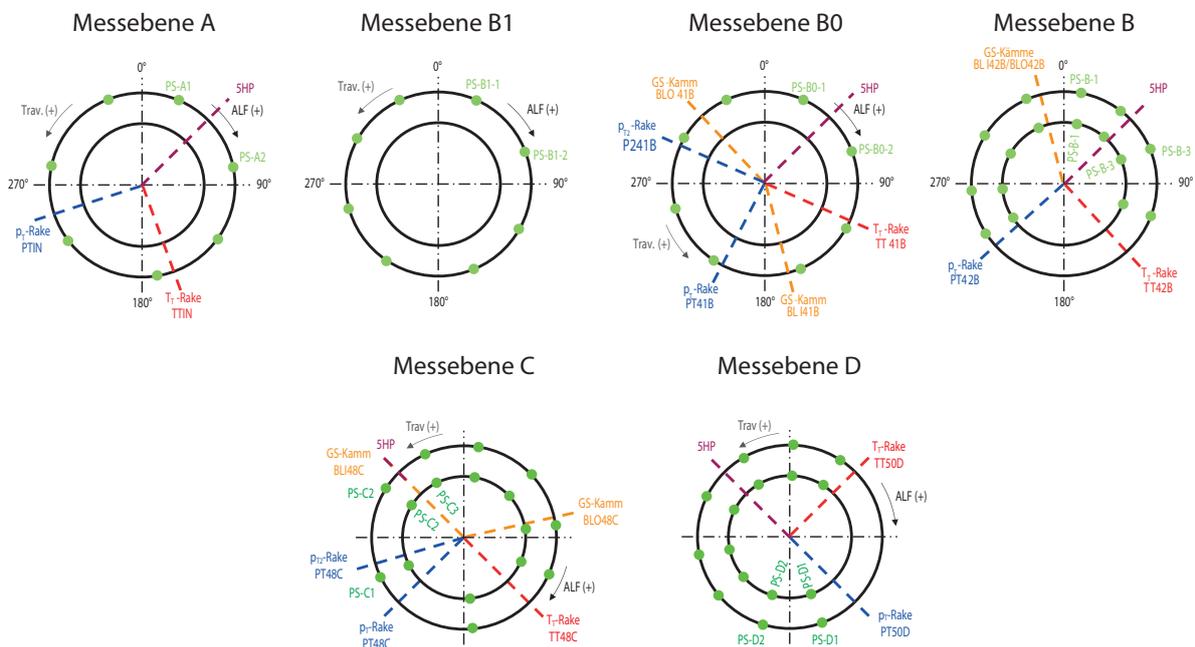


Abbildung 4.5: Darstellung der Messpositionen im Ringgitterprüfstand mit Blick stromaufwärts (vgl. Tramsek, 2014)

Die innere und äußere Kanalwand weist in Summe sechs statische Wanddruckreihen in Maschinenachsrichtung auf. Jeweils eine Reihe befindet sich bei 50 % der Stützschaufelteilung: an der inneren Kanalkontur mit 12 Wanddruckbohrungen und an der äußeren Kanalkontur mit 11 Wanddruckbohrungen. Die weiteren vier Messreihen befinden sich nahe der Stützschaufel: zwei Messreihen an der inneren Kanalkontur bestehend aus 7 Wanddruckbohrungen und zwei Messreihen an der äußeren Kanalkontur bestehend aus 6 Wanddruckbohrungen. In Rahmen der Ergebnisse wird die axiale Messposition der jeweiligen Wanddruckbohrung in Abhängigkeit der axialen Sehnenlänge der TCF Stützschaufel angegeben. Die axiale Position von 0 % bzw. 100 % bezieht sich dabei auf die Vorderkante bzw. auf die Hinterkante der Stützschaufel, bei einer Kanalhöhe von 50 %.

Weitere statische Wanddruckbohrungen befinden sich in allen Messebenen an der äußeren - und (soweit technisch möglich) inneren Kanalwand (vgl. Abbildung 4.4 bis Abbildung 4.7, grün eingezeichnete Punkte). Die in Umfangsrichtung ungleichmäßige Verteilung von 7 bzw. 8 Bohrungen in

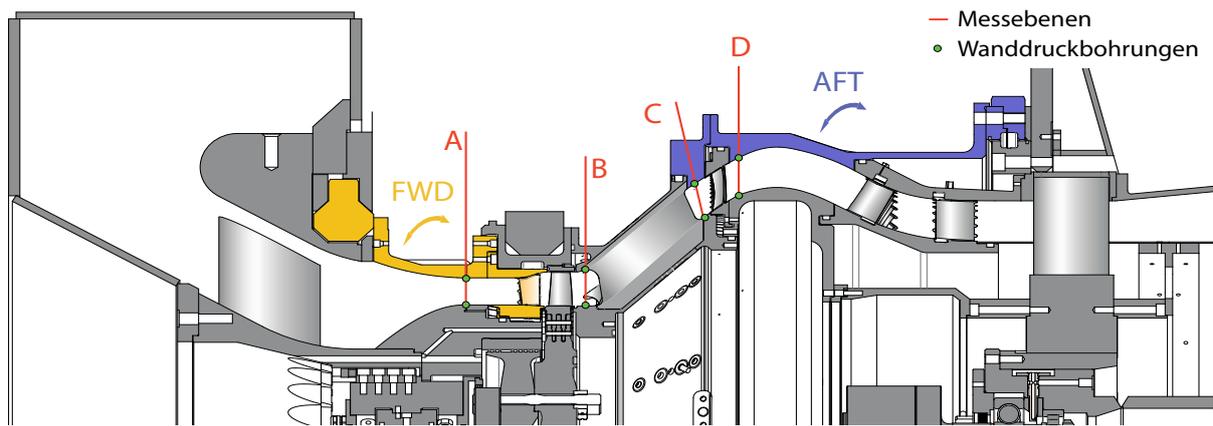


Abbildung 4.6: Messebenen im Zweiwellen-Prüfstand

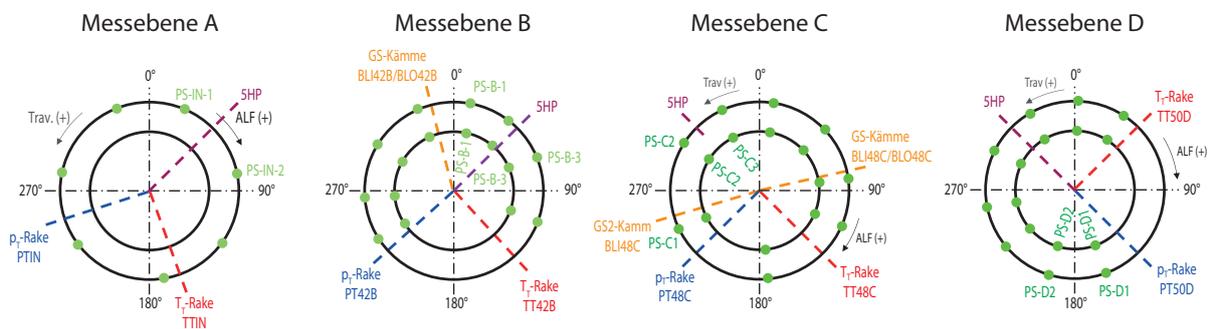


Abbildung 4.7: Qualitative Darstellung der Messpositionen im Zweiwellen-Prüfstand mit Blick stromaufwärts

einer Messebene dient der Rekonstruktion einer stromauf liegenden Schaufelteilung (z.B. IGV Teilung, Hochdruckstatortteilung, TCF Stützschaufelteilung).

Zusätzlich wurde in der AnCa der Niederdruckstator mit profilstatistischen Wanddruckbohrungen an den Kanalhöhen 12 %, 35 % und 80 % ausgestattet (11 Messbohrungen an der Saugseite und 6 Messbohrungen an der Druckseite).

Alle Wanddruckbohrungen weisen einen Durchmesser von 0,8 mm auf und sind an der Strömungskontur scharfkantig ausgeführt. In etwa 2 mm hinter der Strömungsoberfläche wird der Durchmesser auf 1,6 mm aufgeweitet und jeweils ein metallisches Röhrchen mit einem Innendurchmesser von 1,3 mm und einem Außendurchmesser von 1,6 mm eingeklebt. Alle metallischen Röhrchen sind über einen Silikonschlauch mit dem Druckmessaufnehmer verbunden.

4.4.2. SONDENMESSTECHNIK

Die Messung von Strömungsfeldern wurde durch Messtechnik durchgeführt, die in den Strömungspfad eingreift. Für den Ringgitterprüfstand wurden die Sonden dabei in den Messerebenen A, B, C und D (vgl. Abbildung 4.4) von außen in das entsprechende Gehäuse eingesetzt. Ein Verdrehen des farblich markierten vorderen (FWD) bzw. hinteren (AFT) Gehäuses erlaubt eine Bewegung der Sonden in Umfangsrichtung bis zu 360°. Einzig in der Messebene B war aufgrund der Nähe zur TCF-Stützschaufel keine Realisierung einer Umfangstraversierung möglich, sodass

die Sonden sich ortsfest zwischen zwei TCF-Stützschaufeln befinden. Die azimuthale Ausgangsposition für alle Sonden findet sich in Messebenen getrennt in Abbildung 4.5.

Für Messungen mit Rakes (blau, rot und gelb markiert) wurde die jeweilige Messebene über 360° mit äquidistanter Schrittweite traversiert und die Umfangssymmetrie der Strömung ermittelt. Die Messungen mit der Fünflochsonde erfolgt in allen Messebenen in azimuthaler Richtung über 1,2 TCF Stützschaufelteilungen, bei einer Auflösung von 73 äquidistanten Punkten. Es sei angemerkt, dass für Messungen mit der Fünflochsonde die Rakes aller Messebenen mit dem Ziel der Betriebspunktüberwachung und der möglichen Plausibilitätsüberprüfung weiter im Prüfstand verbaut blieben.

Für den Zweiwellen-Prüfstand sind aufgrund der identen Bauteile natürlich die identen Sonden in den Messebenen B, C und D zum Einsatz gekommen. Einzig die Messebene A ist durch die unterschiedliche Zuströmgeometrie abweichend. Die Messebene B1 und B0 entfallen für die Versuchsanordnung mit Hochdruckrotor, wodurch nur die ortsfeste Messebene B, in der die Sonden zwischen den TCF Stützschaufeln positioniert sind, für die Messung der Zuströmung des TCF genutzt werden kann. Ein Verdrehen des Hochdruckturbinenstators zusammen mit der Messebene A erlaubt dennoch eine „Pseudo“ Umfangstraverse und damit eine Messung in azimuthaler Richtung. Faustmann und Göttlich (2014) vergleichen die Messergebnisse aus solch einer Pseudo-Traverse mit jener einer realen Traverse und beobachten keine signifikanten Unterschiede.

4.4.2.1. TOTALDRUCK- UND TOTALTEMPERATUR RAKES

Die Totaldruckrakes sowie die Totaltemperaturrakes wurden intensiv im Rahmen dieser Arbeit genutzt, um in den Messebenen (mit der Ausnahme der Messebene B1) den Totaldruck sowie die Totaltemperatur zu ermitteln. Jedes Rake, in deutscher Sprache auch Kammsonde genannt, besteht aus 6 bzw. 7 radial angeordneten Kielköpfen, die an einem Schaft angebracht sind (vgl. Abbildung 4.8). In einem Blindstopfen eingeklebt kann das Rake durch das äußere Gehäuse in den Ringraum des Test-Setups eingeführt und dort fixiert werden. Der Blindstopfen verschließt dabei die Bohrung, schließt wandbündig mit der Strömungskontur ab und vermeidet so mögliche Stufen im Strömungspfad. Die radiale Position der Kielköpfe wie auch deren Winkelausrichtung in horizontaler und vertikaler Ebene (Drallwinkel und Nickwinkel) erfolgte anhand einer numeri-

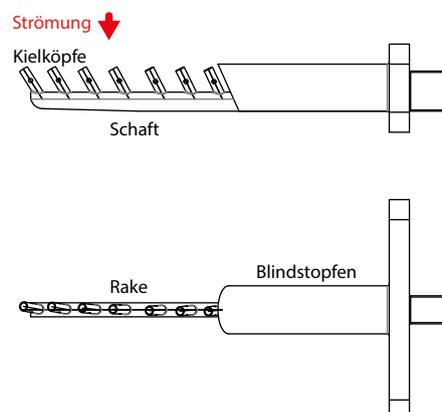


Abbildung 4.8: Technische Zeichnung eines Rakes

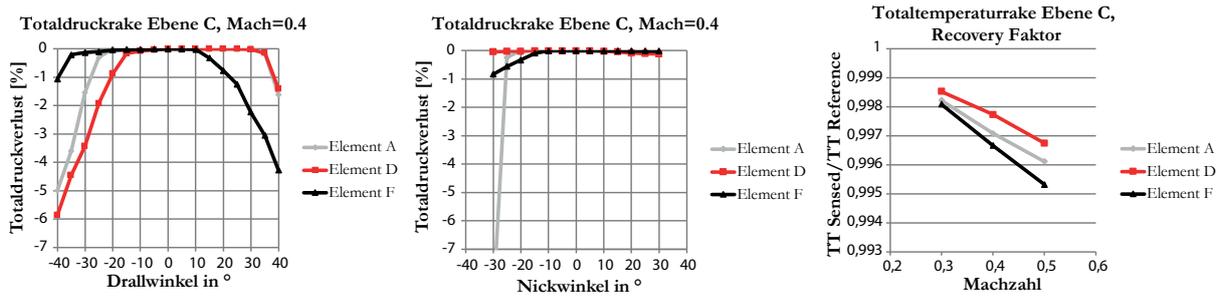


Abbildung 4.9: Beispielhafte Kalibrierkurven für das Totaldruckrake und Totaltemperaturreake in der Messebene C

schen Berechnung des Strömungsfeldes im Test-Setup. Die Nummerierung jedes Kielkopfs erfolgt beginnend bei der äußeren Kanalkontur anhand von Buchstaben von A - F bzw. A - G.

Die komplexe und individuelle Geometrie solch eines Rakes prädestiniert es für die Fertigung durch ein SLM Verfahren. Als Material wurde Edelstahl gewählt, der die Strömungslast mit ausreichender Sicherheit aufnehmen kann. Durch das SLM Verfahren ist eine Nachbearbeitung erforderlich, die im Haus durchgeführt und in der Arbeit von Tramsek (2018) dokumentiert wurde.

Obwohl anhand der Literatur (z.B. Arts et al., 1994) ausgelegte Rakes bereits ohne Kalibrierung sehr gute Messergebnisse liefern, wurde die Bauform auf die Unempfindlichkeit gegenüber verschiedener Anströmwinkel durch eine Kalibrierung überprüft. Zu diesem Zweck wurden einzelne Rakes ausgewählt und im Kalibrierkanal des Projektpartners überprüft. Beispielhaft zeigt die Abbildung 4.9 die aus der Rake-Kalibrierung stammende prozentuale Messabweichung für das Totaldruckrake in der Messebene C bei einer konstanten Machzahl für drei ausgewählte Kielköpfe als Funktion des Anströmwinkels. Die in den Totaltemperaturreakes verwendeten Thermocouples des Typ K und müssen statisch wie auch dynamisch kalibriert werden. Die statische Kalibrierung erfolgte zusammen mit der Kalibrierung der Messkette in einem Kalibrierofen (Omega CL-710A). Die dynamische Kalibrierung wurde ebenso im Kalibrierkanal des Projektpartners durchgeführt und ist beispielhaft in der Abbildung 4.9 angegeben. Dabei ist die Abweichung der Totaltemperatur für unterschiedliche Machzahlen und für unterschiedliche Kielköpfe angeführt.

4.4.2.2. GRENZSCHICHTKÄMME

Die Grenzschichtkämme bestehen aus einer Aneinanderreihung von 6 Kanülen mit einem Außendurchmesser von 0,8 mm. Jedes Pitot-Rohr in dem Bündel wurde ebenfalls auf Basis einer numerischen Berechnung in horizontaler und vertikaler Ebene (Drallwinkel und Nickwinkel) ausgerichtet und das Bündel in einen Blindstopfen eingeklebt. Beispielhaft zeigt die Abbildung 4.10 einen in der Messebene B stromauf des TCF eingesetzten Grenzschichtkamm.

4.4.2.3. FÜNFLOCHSONDE (5HP)

Bei den eingesetzten Fünflochsonden handelt es sich um pneumatische Sonden, die durch fünf an einem hemisphärischen Kopf angeordneten Druckmessbohrungen charakterisiert sind. Ferner ist zur gleichzeitigen Messung der Temperatur ein Thermocouple vom Typ K an der Unterseite der

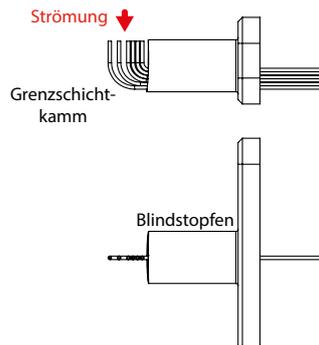


Abbildung 4.10: Grenzschichtkamm in der Messebene B, stromauf des TCF

Sonden in einer Gondel verbaut. Das Test-Setup erfordert die Verwendung von zwei Sonden, die sich in ihrem Kröpfungswinkel unterscheiden und dessen geometrischen Abmessungen in Abbildung 4.11 dargestellt sind. Dabei findet die Sonde mit dem Kopfwinkel von 90° (Abbildung 4.11a) Anwendung in den Messebenen A, B0 und B. In den Messebenen C und D macht es die Kanal-kontur des TCF erforderlich, die besser mit dem Neigungswinkel der Stromlinien übereinstimmen- de Sonde mit einem Kopfwinkel von 115° zu verwenden (Abbildung 4.11b).

Beide Sonden wurden am Institut für Strahlantriebe und Turbomaschinen an der Rheinisch-West- fälischen Technischen Hochschule Aachen (RWTH Aachen University) gefertigt und kalibriert. Seitens des Projektpartners (MTU Aero Engines) wurde für die hier diskutierten Messungen eine erneute Kalibrierung durchgeführt, die konsistent für die Ermittlung der Ergebnisse in allen Ver- suchsaufbauten verwendet wurde. Anhand der Kalibrierung wurden aus den fünf gemessenen Drücken und der gemessenen Temperatur über eine Multi-Parameter-Approximation der Total- druck und der statische Druck, die Totaltemperatur und die statische Temperatur, die Machzahl, der dreidimensionale Geschwindigkeitsvektor mit den dazugehörigen Winkeln sowie der lokale Massenstrom berechnet. Dargestellt in Abbildung 4.12a ist die aus dem Kalibrierbericht entnom- mene Skizze mit eingezeichnetem Geschwindigkeitsvektor \vec{v} und der Strömungswinkeldefinition (α - Drallwinkel, γ - Nickwinkel).

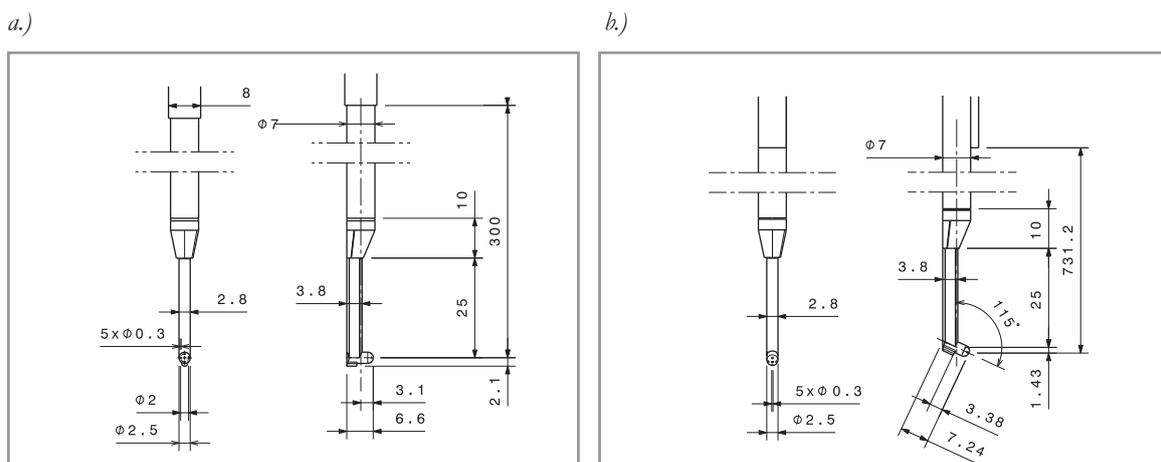


Abbildung 4.11: Eingesetzte Fünflochsonden a.) mit 90° Kopfwinkel b.) mit 115° Kopfwinkel

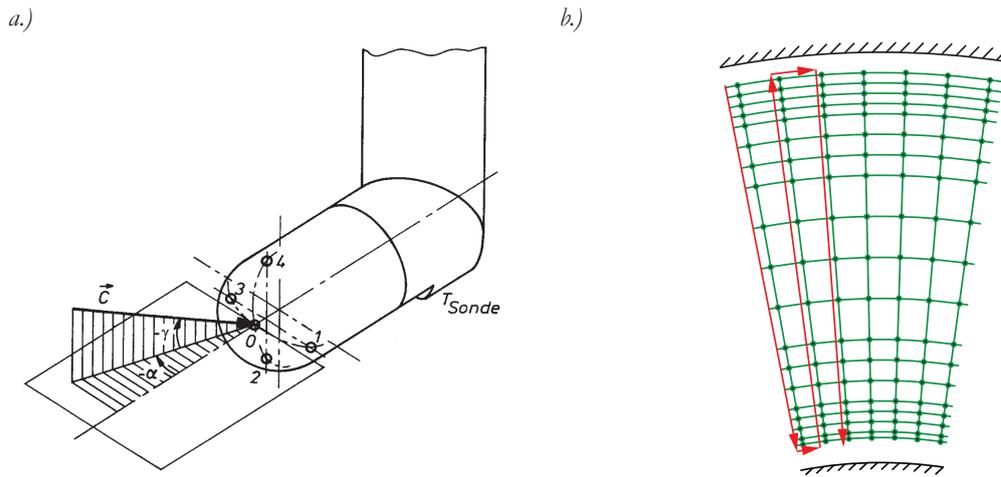


Abbildung 4.12: a.) Strömungsvektor an der Fünflochsonde (Arnold und Eifel, 2006) und b.) Bewegungsrichtung der Sonde im Messgitter

Beide Sonden wurden über ≈ 5 m lange Druckluftleitungen an einem Druckmessmodul mit einem Messbereich von ± 5 psi angeschlossen. Für die Temperaturmessung wurde das an der Sonde vorhandene Thermocouple-Element mit einem NI 9214 Messmodul verbunden. Die Tabelle 4.6 fasst die mittleren Messabweichungen zusammen, die durch die systematischen Messfehler des PSI Modules (± 100 Pa) und der Unsicherheit der Multi - Parameter Approximation entstehen. Zusätzliche Messunsicherheiten können entstehen, wenn die zeitlich gemittelten Strömungsbedingungen stromab von bewegten Nachläufen gemessen werden (Bauinger et al., 2017).

Um das Strömungsfeld zu vermessen, wurde die Sonde in eine 2-Achsen-Positioniersystem eingespannt, mit deren Hilfe sowohl eine Rotation des Sonde um die eigene Achse (Drallwinkel) als auch eine lineare Bewegung (in radialer Richtung) durchgeführt werden konnte. Mit dem äußeren Gehäuse verschraubt konnte außerdem eine Bewegung in der dritten Achse (in azimuthaler Richtung) ausgeführt werden. Der dabei abgefahrene Pfad entlang des Messrasters wird in Abbildung 4.12b angegeben.

Hinsichtlich des Messrasters gibt die Tabelle 4.7 die entsprechende Auflösung in Abhängigkeit des Prüfstandes und der Messebenen an. Diese wurde anhand einer numerischen Strömungsberechnung ermittelt und in Kompromiss zwischen der Auflösung und der dafür benötigten Messzeit definiert. In Umfangsrichtung wurde auf eine äquidistante Auflösung geachtet, während in radialer Richtung der Abstand der Messpunkte im wandnahen Bereich verfeinert wurde. Generell ist das

Tabelle 4.6: Messabweichung und Kalibrierbereich der verwendeten Fünf-Loch-Sonden (vgl. Marn, 2008)

Physikalische Größe	Einheit	Messabweichung		Kalibrierbereich 90° Sonde	Kalibrierbereich 115° Sonde
Machzahl (Ma)	-	0,005	-0,004	0,2 bis 0,8	0,2 bis 0,8
Drallwinkel (α)	deg	0,3	-0,3	-20 bis 20	-20 bis 20
Nickwinkel (γ)	deg	0,5	-0,4	-20 bis 20	-16 bis 16
Totaldruck (pt)	Pa	300	-300	-	-
Totaltemperatur(Tt)	K	0,6	-0,5	-	-

Tabelle 4.7: Messauflösung in Abhängigkeit des Prüfstandes und der Messebene

Prüfstand	Messebene	Messauflösung in Umfangsrichtung (Schaufelteilung)	Messauflösung in radialer Richtung
Ringgitterprüfstand	A	73 (1,2 TCF)	13
	B0	73 (8,4 IGVs)	19
	C	73 (1,2 TCF)	18
	D	73 (1,2 TCF)	19
Zweiwellen-Prüfstand	B	61 (3,3 HD Stator)	19
	C	73 (1,2 TCF)	18
	D	73 (1,2 TCF)	19

Messraster in radialer Richtung für alle Versuchsanordnungen, ausgenommen von der Messebene A, gleich belassen worden. Grund dafür ist die starke Beeinflussung des TCF Druckverlustes durch die Wahl der radialen Auflösung (vgl. Zerobin et al., 2017).

Tatsächlich muss die Sonde jedoch innerhalb des Kalibrierbereiches bleiben, um sinnvolle Messergebnisse zu erhalten. Dementsprechend wurde die Sonde in jedem Messpunkt auf einen mittleren Strömungswinkel vorausgerichtet, bei dem der Differenzdruck zwischen der rechten und der linken Bohrung kleiner 10 mbar betrug. Nach dem Ausrichten der Sonde wurden aus statistischen Gründen in jedem Messpunkt 30 Messwerte simultan mit sämtlichen Messwerten des Prüfstandes bei einer Abtastfrequenz von 5 Hz aufgezeichnet. Die 30 Einzelwerte werden anschließend zu Beginn der Auswertung in einem repräsentativen Mittelwert pro Messpunkt zusammengefasst.

4.5. AUSWERTUNG

4.5.1. BETRIEBSPUNKTKORREKTUR

Das umfangreiche Messprogramm sowie die unterschiedlichen Versuchsanordnungen machten eine Vielzahl an Versuchsfahrten erforderlich, die über einen größeren Zeitraum (mehrere Monate) durchgeführt wurden. Zusätzlich erforderte die Vermessung der definierten Messraster mit der eingesetzten Messtechnik mehrere Stunden pro Versuchsfahrt. Der Umgebungsdruck sowie die Umgebungstemperatur verändern sich natürlich in diesem Zeitraum, wodurch die Dichte der durch die Verdichter angesaugten Luft sowie der Gegendruck der Prüfstände verändert wird. Bei konstanten Ähnlichkeitsgrößen (wie im Kapitel 4.2 definiert) wird zwangsläufig der absolute Wert von Druck und Temperatur in der Anlage verändert, der für eine Vergleichbarkeit der zu unterschiedlichen Zeitpunkten aufgenommenen Messwerte korrigiert werden muss. Im Rahmen der Korrektur kann in eine Tageskorrektur und eine Korrektur des Betriebspunktes innerhalb der Versuchsnacht unterschieden werden. Die Tageskorrektur bezieht den über die gesamte Messzeit flächengemittelten Einzelwert des Rakes aus der Messebene B am Eintritt des TCF auf einen mit den Projektpartnern definierten Referenztag. Damit wird das Niveau des Messwertes für eine bessere Vergleichbarkeit angepasst. Die Korrektur des Betriebspunktes innerhalb der Versuchsnacht

$$p_{t,corr} = p_{t,meas} \cdot \frac{\bar{p}_{t,B,ref}}{\bar{p}_{t,B}} \cdot \frac{\bar{p}_{t,KD}}{p_{t,KD}} \quad (4.1)$$

Korrektur des Betriebspunktes innerhalb der Versuchsnacht

Tageskorrektur mit Messebene B

$p_{t,meas}$... lokal gemessener und zu korrigierender Messwert
$p_{t,B,ref}$... flächengemittelter Einzelwert aus der Rake Messung (def. Referenzwert)
$p_{t,B}$... flächengemittelter Einzelwert aus der Rake Messung in der Versuchsfahrt
$p_{t,KD}$... zeitlicher Mittelwert des Kesseldruckes in der Versuchsfahrt
$p_{t,KD}$... Momentanwert des mit $p_{t,meas}$ zeitsynchronen Kesseldruckes

$$T_{t,corr} = T_{t,meas} \cdot \frac{\bar{T}_{t,B,ref}}{\bar{T}_{t,B}} \cdot \frac{\bar{T}_{t,KD}}{T_{t,KD}} \quad (4.2)$$

erfolgt anhand des zeitlich gemittelten und des momentanen Messwertes ermittelt im Einlaufkessel bzw. der Mischkammer, wodurch Betriebspunktschwankungen herausgefiltert werden. Beide Korrekturen wurden auf die in dieser Arbeit dargestellten totalen und statischen Messwerte angewendet und können für z.B. den gemessenen Totaldruck entsprechend der Formel 4.1 dargestellt werden. Analog erfolgte die Korrektur bspw. im Falle der Totaltemperaturmessung nach Formel 4.2. Weitere Strömungsgrößen wie die Machzahl und der Strömungswinkel unterliegen keiner Betriebspunktkorrektur, da dies bereits über das Einstellen der Ähnlichkeitsgrößen für den Betriebspunkt erfolgt.

4.5.2. MITTELUNGSMETHODEN

Bei den Messungen mithilfe der Fünflochsonde wie auch bei jenen der Rakes wurde immer ein Strömungsfeld vermessen, dessen Messraster für die Fünflochsondenmessung in der Tabelle 4.7 zusammengefasst ist. Um aus dem gemessenen Strömungsfeld eine radiale Linie sowie einen Einzelwert zu erhalten, wurde zuerst in Umfangsrichtung und anschließend in radialer Richtung eine Mittelung ausgeführt. Dabei wurden fast alle mit der Fünflochsonde gemessenen Strömungsparameter einer Massenmittelung unterzogen (Formel 4.3). Die einzige Ausnahme bildet der gemessene

$$\bar{x}_{mas} = \frac{\sum x_j \cdot \dot{m}_j}{\sum \dot{m}_j} \quad (4.3)$$

$$\bar{x}_{Fläche} = \frac{\sum x_j \cdot A_j}{\sum A_j} \quad (4.4)$$

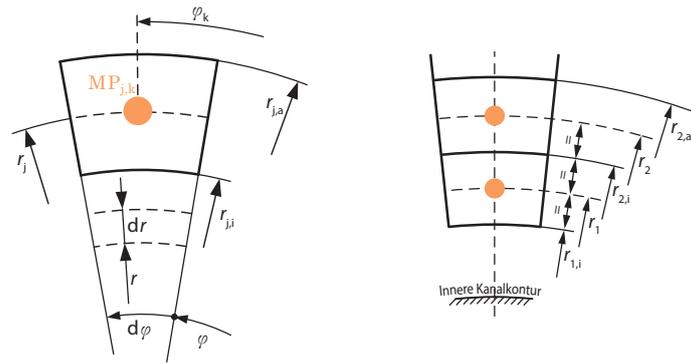


Abbildung 4.13: Aufgespannte Fläche für die Mittelung um einen Messpunkt

ne statische Druck, der wie die mit den Rakes gemessenen Strömungsparameter flächengemittelt wurde (Formel 4.4). Bei beiden Mittelungsverfahren wird die Fläche entsprechend der Abbildung 4.13 um den Messpunkt selbst aufgespannt, wobei der Winkel $\Delta\varphi$ sowie der Radius $r_{j,i}$ und $r_{j,a}$ jeweils den halbierenden Abstand zum nächsten Messpunkt darstellt. Für den jeweils innersten bzw. äußersten radialen Messpunkt wurde die Radiusdifferenz symmetrisch gewählt, woraus ein nicht berücksichtigter Flächenanteil nahe der Wand resultiert.

4.5.3. DEFINITIONEN

4.5.3.1. STRÖMUNGSWINKELDEFINITION

Die Abbildung 4.14a gibt ausgehend von einem Geschwindigkeitsvektor im Raum die im Koordinatensystem (x - Maschinenachsrichtung, φ - tangentielle Richtung, r radiale Richtung) projizierten Geschwindigkeiten mit den dazugehörigen Strömungswinkeln an. In dieser Arbeit wurde der Drallwinkel α sowie der Nickwinkel γ verwendet und entsprechend den Formeln 4.5 und 4.6 berechnet. Ein positiv angegebener Drallwinkel korreliert mit der Rotor-Drehrichtung (Hochdruckrotor wie auch Speichenrad) und ist in Abbildung 4.14b gegeben.

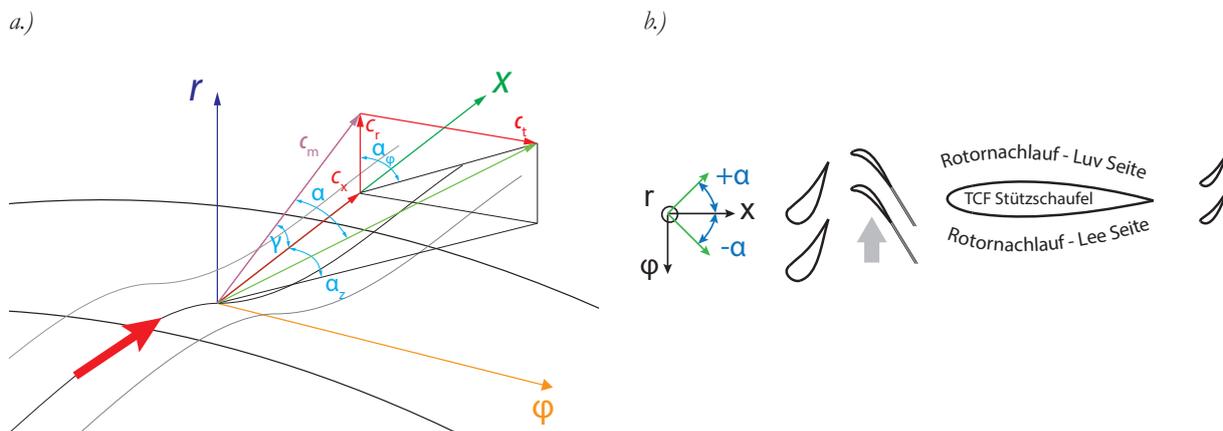


Abbildung 4.14: Strömungswinkeldefinition a.) mit Geschwindigkeitsvektoren b.) im Test-Setup

$$\alpha = \arctan \left(\frac{c_t}{c_m} \right) \quad \text{mit: } c_m = \sqrt{c_r^2 + c_x^2} \quad (4.5)$$

$$\gamma = \arctan \left(\frac{c_r}{c_x} \right) \quad (4.6)$$

4.5.3.2. DRUCKBEIWERTE

Die Darstellung der wandstatischen Drücke im TCF (vgl. Kapitel 4.4.1) erfolgt anhand des Druckbeiwertes c_p , der die statische Druckdifferenz zum Eintritt im Verhältnis zum dynamischen Druck am Eintritt angibt (vgl. Formel 4.7). Der Messwert des wandstatischen Druckes p_s wurde zeitlich gemittelt eingesetzt. Für den Totaldruck $\bar{p}_{t,\text{Inlet}}$ wurde der flächengemittelte Einzelwert des Totaldruckkrates und für den statischen Druck $\bar{p}_{s,\text{Inlet}}$ der Mittelwert der Messwerte an der inneren und äußeren Kanalwand in der Messebene B herangezogen.

$$c_p = \frac{p_s - \bar{p}_{s,B}}{\bar{p}_{t,B} - \bar{p}_{s,B}} \quad (4.7)$$

4.5.3.3. DRUCKVERLUSTBERECHNUNG

Die Berechnung des Druckverlustes erfolgte entsprechend der Formel 4.8, mit den in Umfang und radialer Richtung massengemittelten Totaldrücken der Fünflochsonden Messung.

In den Versuchsanordnungen des Ringgitterprüfstand wurde die Messebene B0 als Eintritt (engl.: *Inlet*) gewählt, während als Austritt (engl.: *Exit*) die Messebene C herangezogen wurde. Die Messwerte der Messebenen B0 und C wurden dabei in Umfangsrichtung über einen Sektor von einer TCF Stützschaufelteilung bzw. 7 IGV Teilungen gemittelt.

In der Versuchsanordnung mit der Hochdruckturbine wurde abweichend zum Ringgitterprüfstand die Eintrittsebene B gewählt, die in Umfangsrichtung ortsfest ist und in der sich die Sonde zwischen zwei TCF Stützschaufeln befand. Die Massenstrommittelung für den Einzelwert des Totaldruckes wurde über drei sich vorbeibewegende Hochdruckstatorteilungen ausgeführt.

Zusätzlich sei angemerkt, dass für alle Versuchsanordnungen in den entsprechenden Messebenen die idente radiale Auflösung gewählt wurde. Der radiale Bereich erstreckte sich dabei am TCF Eintritt von 6 % bis 95 % bzw. am TCF Austritt von 7,6 % bis 95 % der Kanalhöhe. Eine Extrapolation des Totaldruckes zum statischen Druck an der Kanalwand wurde nicht durchgeführt.

$$Y_{pt} = \frac{\Delta P}{P} = \frac{\bar{p}_{t,\text{Inlet}} - \bar{p}_{t,\text{Exit}}}{\bar{p}_{t,\text{Exit}}} \quad (4.8)$$

4.5.3.4. WIRBELSTÄRKE

Wirbelstärke ist in der Strömungslehre definiert als die Rotation des Geschwindigkeitsvektors \vec{u} ($\vec{\omega} = \text{rot } \vec{u}$). Um die Wirbelstärke mithilfe der aus der Fünflochsonde gewonnenen Messergebnisse zu ermitteln, beschreiben Lu et al. (2016) sowie Gregory-Smith et al. (1988) eine mögliche Vorgehensweise. Generell ist der Geschwindigkeitsvektor (wie in Kapitel 4.5.3.1) sehr leicht zu bestimmen. Die entsprechenden Geschwindigkeitsgradienten in der tangentialen und radialen (φ - r) Ebene können in Abhängigkeit von der Messauflösung meist hinreichend genau ermittelt werden, während der axiale Geschwindigkeitsgradient durch den großen Abstand der Messebenen nicht bestimmt werden kann. Eine Alternative ist daher die Verwendung der inkompressiblen Helmholtz Gleichung (Formel 4.9):

$$\mathbf{u} \times \boldsymbol{\omega} = \frac{1}{\rho} \nabla p_t \quad (4.9)$$

Diese kann nach Gregory-Smith et al. (1988) genutzt werden, um die Wirbelstärke in einem zylindrischen Koordinatensystem in allen drei Achsrichtungen zu ermitteln (Formeln 4.10 bis 4.12; nach Lu et al., 2016).

$$\omega_x = \frac{1}{r} \frac{\partial(r u_t)}{\partial r} - \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial t} \quad (4.10)$$

$$\omega_t = \frac{1}{u_x} \left(u_t \omega_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p_t}{\partial r} \right) \quad (4.11)$$

$$\omega_r = \frac{1}{u_x} \left(u_r \omega_x - \frac{1}{\rho r} \frac{\partial p_t}{\partial t} \right) \quad (4.12)$$

Daraus errechnet sich die Wirbelstärke in Hauptströmungsrichtung (engl.: *Streamwise vorticity*) nach Formel 4.13:

$$\omega_s = \frac{u_x \omega_x + u_t \omega_t + u_r \omega_r}{\sqrt{(u_x^2 + u_t^2 + u_r^2)}} \quad (4.13)$$

In dieser Arbeit kann bei einer Blickrichtung entgegen der Strömungsrichtung (engl.: *Aft Looking Forward - A.L.F.*) eine positive Wirbelstärke in Hauptströmungsrichtung mit einer Drehung gegen den Uhrzeigersinn korreliert werden.

4.5.3.5. TOTALER ISENTROPER WIRKUNGSGRAD

Die Formeln 4.14 und 4.15 geben den mechanischen und aerodynamischen isentropen totalen zu totalen Stufenwirkungsgrad an, während die Formel 4.14 durch Regina et al. (2012) gegeben ist und

an dieser Stelle zur Berücksichtigung von vier Sekundärluftmassenströmen erweitert wurde. Wie bereits zuvor angemerkt, wird der Betriebspunkt über das Stufendruckverhältnis, den reduzierten Massenstrom und die reduzierte Drehzahl eingestellt. Das bedeutet, dass bei identem aerodynamischem Betriebspunkt der Hochdruckturbine der eingestellte Massenstrom und die Drehzahl der Hochdruckturbine und damit die Leistung an der Hochdruckturbinenwelle leicht veränderlich sind.

Um eine Tageskorrektur, die in einem „open-loop“ Prüfstand erforderlich ist, anwenden zu können, wird aus der Formel 4.14 abgeleitet in der Formel 4.15 der aerodynamische Wirkungsgrad angegeben. Dabei wird die totale Enthalpiedifferenz im Nenner durch eine aerodynamische Herangehensweise ersetzt, während der Zähler ident belassen wurde.

Die eingesetzten Messwerte in den Formeln 4.14 und 4.15 wurden in der Messebene A aus den umfangsgemittelten Rake-Daten und in der Messebene B aus den umfangsgemittelten Fünflochsonden Daten ermittelt. Der Totaldruck sowie die Totaltemperatur für die jeweilige Kavität ($p_{tot,cav,i}$ und $T_{tot,cav,i}$) wird aus einer in der Kavität gemessenen statischen Größe und dem zugehörigen gemessenen Massenstrom errechnet. Die genaue Messposition der statischen Größen in der Kavität findet sich im Anhang. An der Stelle soll angemerkt werden, dass nach Gatti (2018) speziell die Totaltemperatur aus den Messebenen einen großen Einfluss auf den errechneten Wirkungsgrad besitzt. Eine für diese Arbeit durchgeführte Sensitivitätsanalyse bestätigt Gattis (2018) Ergebnisse und zeigt, dass die Temperaturen in den Radseitenräumen ($T_{tot,cav,i}$) den Wirkungsgrad nur gering beeinflussen. Weiters beschreibt Zlatinov (2012), dass der Einfluss des thermischen Mischens zwischen der kalten Sekundärluft und der Hauptströmung mit in den Wirkungsgrad der HDT einfließt. Die qualitative Bewertung des Einflusses der Sekundärluft ist dennoch gegeben, wobei für einen Absolutwert die Mittelung nach dem Impuls- bzw. Energiefluss erforderlich ist (Cumpsty et al., 2006).

$$\eta_{tt} = \frac{\omega \cdot M}{m_{main} \cdot c_p \cdot T_{tot,A} \cdot \left(1 - \left(\frac{p_{tot,B}}{p_{tot,A}}\right)^{(\kappa-1)/\kappa}\right) + \sum_{i=1}^{i=4} m_{cav,i} \cdot c_p \cdot T_{tot,cav,i} \cdot \left(1 - \left(\frac{p_{tot,B}}{p_{tot,cav,i}}\right)^{(\kappa-1)/\kappa}\right)} \quad (4.14)$$

$$\eta_{tt} = \frac{m_{main} \cdot c_p \cdot (T_{tot,A,c} - T_{tot,B,c}) + \sum_{i=1}^{i=4} m_{cav,i} \cdot c_p \cdot (T_{tot,cav,i,c} - T_{tot,B,c})}{m_{main} \cdot c_p \cdot T_{tot,A,c} \cdot \left(1 - \left(\frac{p_{tot,B,c}}{p_{tot,A,c}}\right)^{(\kappa-1)/\kappa}\right) + \sum_{j=1}^{j=4} m_{cav,i} \cdot c_p \cdot T_{tot,cav,i,c} \cdot \left(1 - \left(\frac{p_{tot,B,c}}{p_{tot,cav,i,c}}\right)^{(\kappa-1)/\kappa}\right)} \quad (4.15)$$

4.6. ÖLANSTRICH

Der Ölanstrich ist ein an sich sehr einfaches Verfahren zur Visualisierung von wandnahen Strömungen. Dieser besteht aus einem herkömmlichen Motoröl, das mit Titanoxid (TiO_2) vermischt, zu einer zähen Masse verrührt wird. Ein Hinzugeben von Pulverfarbe verfärbt das Gemisch und erlaubt die Applikation von mehrfarbigen Ölanstrichen. Dies wurde zur besseren Interpretation von Bewegungsrichtungen für alle Versuchsanordnungen in der vorliegenden Arbeit genutzt. Die Abbildung 4.15 zeigt dazu die Applikation eines weißen Ölanstriches an der TCF Stützschaufel sowie eines roten Ölanstriches an der inneren und äußeren Kanalwand, wie sie für alle Versuchsanordnungen konsistent durchgeführt wurde.

Generell werden durch die Viskosität des Öls die Wandschubspannungen abgebildet, während die zu erkennenden Linien tangential zur örtlichen Schubspannung verlaufen. Diese Linien werden ferner in dieser Arbeit als Wandschubspannungstrajektorien bezeichnet. Dadurch werden unter anderem an der Wand entstehende Wirbel sichtbar, die zusammen mit weiteren Messverfahren (z.B.: durch Fünfflochsondenmessungen) eine Rekonstruktion der dreidimensionalen Strömung zulassen. Ferner lässt der Ölanstrich ein Erkennen von Strömungsablösungen zu, die durch das Kriterium der Konvergenz - also dem Zusammenlaufen - der Wandschubspannungstrajektorien in einer Trennlinie bzw. Ablöselinie gegeben ist. Die Strömung löst an der Trennlinie in Form einer Scherschicht von der Oberfläche ab.

Für die Abbildung der mittleren Wandschubspannungen ist die Viskosität des Ölanstriches ein wichtiger Parameter und muss durch das Mischungsverhältnis von Öl und TiO_2 entsprechend der zu erwartenden Strömung eingestellt werden. Eine zu hoch eingestellte Viskosität würde die

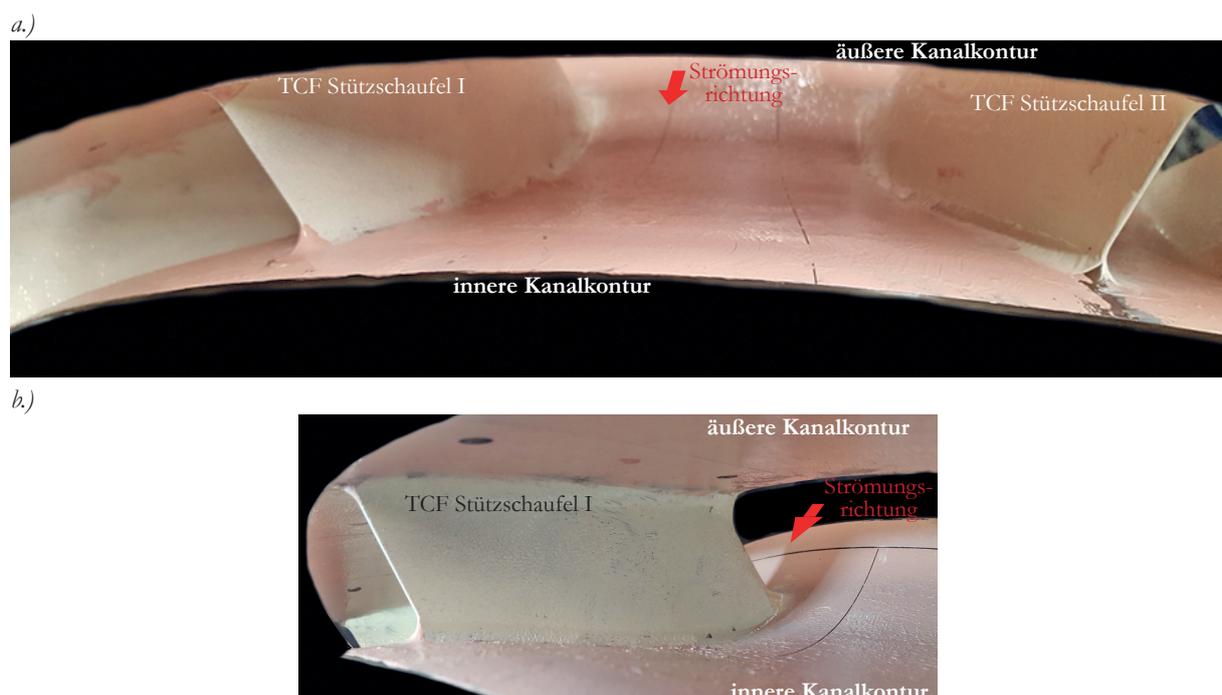


Abbildung 4.15: Applizierter Ölanstrich a.) in der TCF Passage und b.) an der TCF Stützschaufel; Ansicht A.L.F.

Schubspannungen schlecht bis gar nicht darstellen, während umgekehrt die Strömung bei einer zu niedrigen Viskosität den Ölanstrich gänzlich abtragen würde. Zusätzlich zieht das Gemisch schnell Wasser aus der Umgebungsluft und verändert somit seine über das Mischungsverhältnis eingestellte Viskosität über die Zeit bis zum Beginn des Versuchs sowie über die Versuchsdauer. Eine pauschale Angabe des Mischungsverhältnisses von Öl und TiO₂ ist damit nur schwer möglich und beruht auf Erfahrung. Für einen besseren Vergleich der drei Versuchsanordnungen in dem Ringgitterprüfstand wurden die Versuche zeitlich in zwei aufeinanderfolgenden Versuchsnächten durchgeführt, wobei die Versuche ähnlich lange dauerten und ein einmaliges Anrühren des Ölanstriches ermöglicht wurde. Die Viskosität kann damit für diese drei Versuchsanordnungen als ähnlich angesehen werden und ein direkter Vergleich der Schubspannungen wird ermöglicht. Für die Versuchsanordnung mit Hochdruckturbine war dies aufgrund des erforderlichen Aufwandes für den Umbau jedoch nicht möglich.

4.7. NUMERISCHE METHODEN

Durch Dr. Giacomo Gatti wurde im Rahmen seines Auslandssemester am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik eine numerische Berechnung der drei Versuchsanordnungen im Ringgitterprüfstand durchgeführt. Teile der Ergebnisse dieser Rechnungen werden im Rahmen dieser Arbeit verwendet, um einen Einblick in die Strömungsphänomene im Übergangskanal zu erhalten. Deshalb soll an dieser Stelle ein Überblick über die eingesetzten numerischen Methoden gegeben werden.

In den Rechnungen wurde der kommerzielle Code Ansys CFX 16.2 verwendet, um für die Versuchsanordnung mit IGVs und mit bzw. ohne Speichenrad eine instationäre numerische Simulation nach dem URANS - Verfahren durchzuführen. Dabei wurde die korrekte Periodizität (7 IGVs pro TCF Stützschaufel) im numerischen Modell abgebildet. Für das angewandte $k-\omega$ SST Modell wurde darauf geachtet, dass die Netzaufösung nahe den Wänden kleiner dem Wert y^+ gleich 1 war. Zusätzlich wurde das Netz in den ersten 5 % der Kanalhöhe von der inneren wie auch von

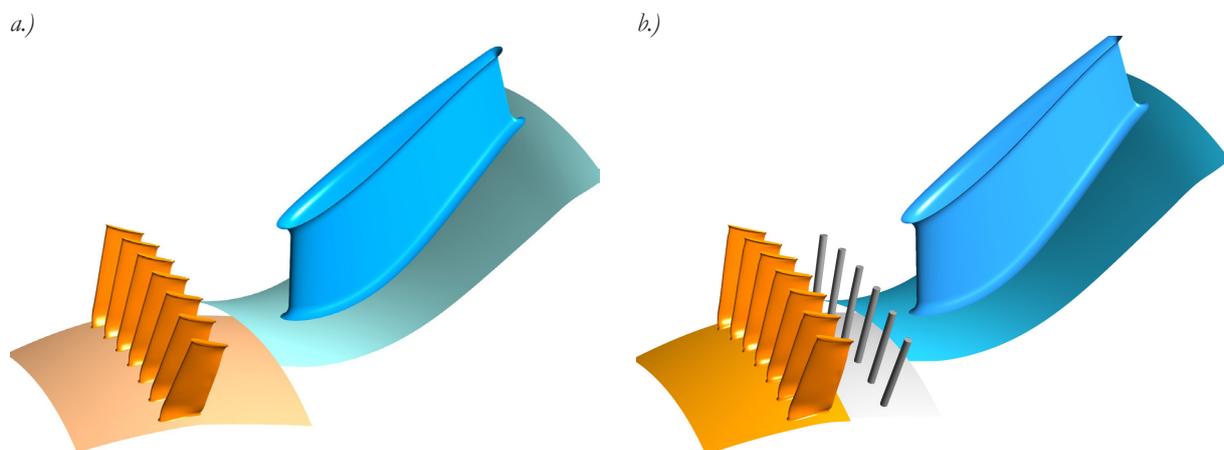


Abbildung 4.16: Rechnernetzmodell mit IGVs; a.) ohne Speichenrad b.) mit Speichenrad

der äußeren Kanalkontur weg verfeinert, um Rundungen besser abzubilden. Dies war speziell für die IGVs wichtig, an denen die Rundungen zwischen Schaufel und Kanalwand klein und deren genaue Abbildung für die Vorhersage von Sekundärströmungen wichtig ist. Damit bestand das gesamte Rechennetz aus ungefähr 20 Millionen Zellen für die Versuchsanordnung mit IGVs und Speichenrad, sowie ungefähr 9 Millionen Zellen für die Versuchsanordnung ohne Speichenrad. Die Abbildung 4.16 zeigt einen Überblick über das Rechennetz.

Als Randbedingung der Rechnung wurde am Eintritt des Rechennetzes ein radiales Profil des Totaldruckes zusammen mit den Strömungswinkeln und einem Einzelwert der Totaltemperatur vorgegeben. Der Turbulenzgrad am Eintritt des Rechennetzes wurde mit 1 % angenommen und ergab sich aus der Überlegung, dass die Strömung eine starke Beschleunigung bis zum Eintrittsquerschnitt des TCF bzw. dem Beginn des Rechennetzes erfährt.

Nach einigen Iterationen verschiedener Randbedingungen (radiales Gleichgewicht, radialer Verlauf) wurde am Austritt ein Einzelwert des statischen Druckes vorgegeben.

Die Annahme einer turbulent ausgebildeten Strömung führte dazu, dass kein Transitionsmodell ausgewählt wurde. Für das Diskretisierungs - Verfahren wurde eine hohe Auflösung ausgewählt, wodurch die Software selbst das Verfahren wählt und die Lösung zweiter Ordnung bevorzugt. Die zeitliche Diskretisierung erfolgt rückwärts im Euler Schema zweiter Ordnung mit einer zeitlichen Schrittweite von $\Delta t = 5 \cdot 10^{-6}$ s. Diese Schrittweite löst theoretisch mehr als die dritte harmonische Wirbelablösefrequenz der IGVs auf und erlaubt eine RMS Courant Zahl von 1,5.

5

ENTWICKLUNG UND INBETRIEBNAHME EINES RINGGITTERPRÜFSTANDES

In diesem Kapitel wird näher auf die Entwicklung des Hochgeschwindigkeits-Ringgitterprüfstandes (AnCa) eingegangen, der für drei Versuchsanordnungen verwendet wird. Der Aufbau des Prüfstandes erfolgte im Rahmen der vom Autor betreuten Diplomarbeit von Hrn. Tramsek (2018), der ferner auch die Inbetriebnahme des Prüfstandes dokumentiert. Abschließend soll in diesem Kapitel die Zuströmqualität des Prüfstandes in der Messebene A als Ergebnis der Entwicklung und Inbetriebnahme diskutiert werden.

Die Abbildung 5.1 zeigt den gesamten Prüfstand am Federfundament der Prüfhalle im ersten Untergeschoss des Instituts für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik an der Technischen Universität Graz. In Durchströmrichtung setzt sich der Prüfstand von der Kompressorstation kommend aus dem Zuluftrohr mit Gleichrichter, der Beruhigungskammer, dem Ringgitterprüfstand selbst sowie der Abluftleitung zusammen. Eine nähere Ausführung der mechanischen und aerodynamischen Auslegung dieses Prüfstandes soll in den folgenden Kapiteln adressiert werden.

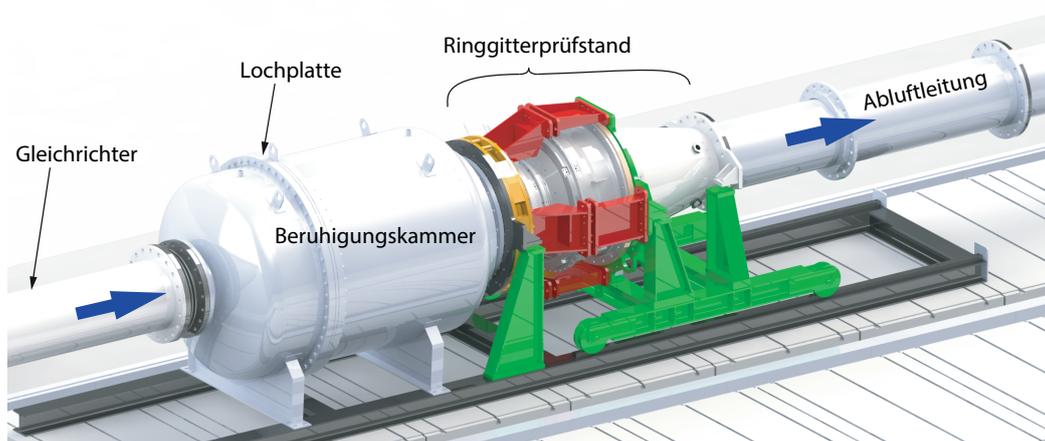


Abbildung 5.1: 3D - Modell des Hochgeschwindigkeits - Ringgitterprüfstandes

5.1. ENTWICKLUNG UND AUSLEGUNG

Die Konstruktion und die mechanische Auslegung kann in den folgenden Prozess entsprechend der Abbildung 5.2 gegliedert werden. Diese Unterteilung soll zur besseren Übersicht auch für die Gliederung der Unterkapitel herangezogen werden. Darüber hinaus sollen durch die Ausführungen in diesem Kapitel eventuelle zukünftige Adaptionen des Prüfstandes erleichtert werden.

5.1.1. SYSTEMANFORDERUNGEN

Hinsichtlich der Anforderungen soll der Prüfstand die Verwendung des identen Test-Setups (TCF, ND - Stator, Deswirler) ermöglichen. Die geometrischen Schnittstellen müssen dazu ident dem Zweiwellen-Prüfstand ausgeführt werden. Ferner sollte der Prüfstand geometrisch flexibel aufgebaut sein, um bei Änderungen des TCF in axialer Länge oder im Durchmesser entsprechend kostengünstig Adaptionen durchführen zu können.

Weiters soll der Prüfstand geeignet sein, um Verifikationen von numerischen Berechnungen durchzuführen. Dazu muss die Zuströmung in der Messebene A am gesamten Querschnitt homogen hinsichtlich einer Druck- und Temperaturverteilung sein.

Um Auswirkungen des Turbulenzgrades in der Zuströmung auf den TCF zu ermöglichen, soll die Verwendung von Turbulenzsieben in der Konstruktion vorgesehen werden. Dementsprechend soll der Turbulenzgrad ohne die Verwendung von Turbulenzsieben niedrig gehalten werden.

Eine weitere Auswirkung in der Zuströmung auf die TCF - Aerodynamik ist die Grenzschichtdicke, die am Eintritt in das TCF ähnlich zu jener im Zweiwellen-Prüfstand gehalten werden soll.

Die Konstruktion des Speichenrades soll Möglichkeiten vorsehen, um hinsichtlich der im Kapitel 5.2 im Detail besprochenen Strömungsparameter, Durchflusszahl, reduzierter Frequenz und Nach-

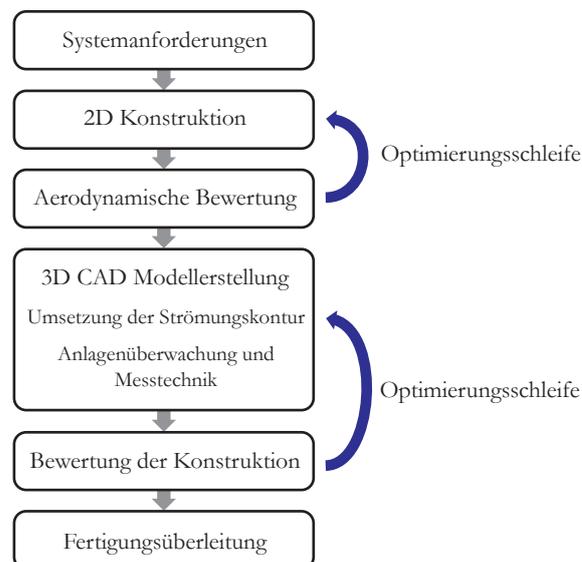


Abbildung 5.2: Konstruktionsprozess

laufdellenbreite variabel zu sein. Dazu soll die Stäbchenanzahl, der Stäbchendurchmesser, die axiale Position der Stäbchen sowie die Läuferdrehzahl variiert werden können.

5.1.2. 2D KONSTRUKTIONSPROZESS

Die Umlegung der Anforderungen in einen Prüfstand erfolgte im ersten Schritt in einem 2D Konstruktionsprozess, in dem die Strömungskontur definiert wurde. Ausgehend von dem bereits vorhandenen Test-Setup wurde entsprechend der Abbildung 5.3 ein Einlauf in Düsenform und ein Auslauf in Form eines Diffusors konstruiert.

Die Düsenform im Einlaufbereich bringt die Strömung von einem Kreisquerschnitt auf einen Kreisringquerschnitt und beschleunigt dabei die Strömung an der inneren und äußeren Kanalwand. Ziel der Formgebung der inneren und äußeren Kanalwand ist es wie zuvor besprochen die Grenzschichtdicke an der inneren und äußeren Kanalwand über die Beschleunigung des Fluids bzw. über die Neigung der Kontur entsprechend den Anforderungen anzupassen. Vier Stützrippen sind erforderlich, um die innere Kanalkontur zu befestigen. Diese wurden zur Reduzierung einer möglichen Beeinflussung des Test-Setups durch Nachläufe 1,4-mal der Sehnenlänge stromauf eines Vorleitgitters eingesetzt (unter 90° am Umfang verteilt). Die Profilierung wurde mit einem skalierten NACA 0010 Profil ausgewählt. Das Vorleitgitter (engl.: *Inlet Guide Vanes - IGVs*) dient zur Einstellung des Strömungswinkels im Absolutsystem für den TCF. Die IGV Reihe wurde dabei etwa vier mal der Sehnenlänge stromauf der TCF-Stützschaufel platziert. Ein Speichenrad ist zwischen den IGVs und den TCF Stützschaufeln angeordnet, wobei sich die zylindrischen Stäbchen eine axiale Sehnenlänge der IGVs stromab derer Hinterkante befinden. Stromab des durch den Industriepartner ausgelegten und gefertigten Test-Setups (beschrieben in Kapitel 3.1) ist ein Diffusor angeordnet. Dieser soll für das Test-Setup einen im Vergleich zum Zweiwellen-Prüfstand ähnlichen Gegendruck, kleiner dem Umgebungsdruck, einstellen. Das Absenken des Gegendruckes für das Test-Setup erlaubt ein erhöhtes Gesamtdruckverhältnis, unter gleichsetzen des Absolutwertes des Totaldruckes am TCF Eintritt. Ungeachtet dessen ist zur Überleitung der Strömung aus dem Ringraum in das Abluftrohr ein Ringraumdiffusor erforderlich. Das Abluftrohr (besser ersichtlich in Abbildung 5.1) verbindet den Prüfstand mit dem Abluftturm mit einem ca. 8000 mm langem Rohr.

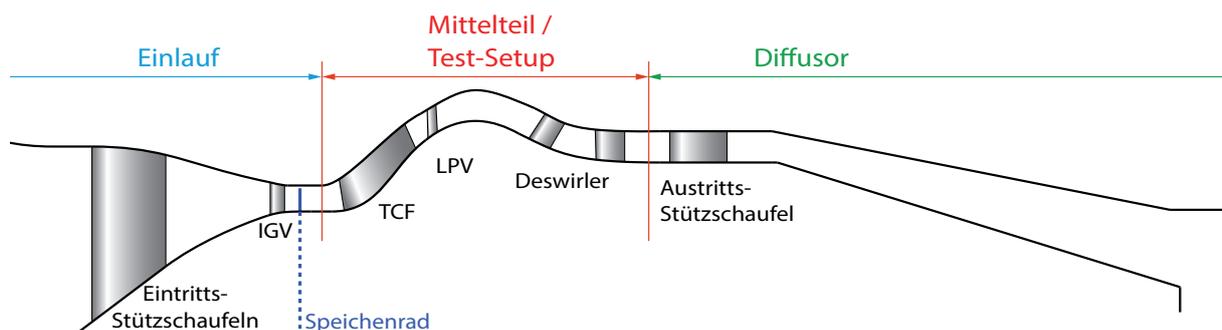


Abbildung 5.3: 2D Konzept des Ringgitterprüfstandes

5.1.3. STRÖMUNGSTECHNISCHE BEWERTUNG

Die strömungstechnische Bewertung der Strömungskontur erfolgte durch den Projektpartner MTU Aero Engines. Dieser achtete speziell im Einlauf auf die Grenzschichtdicke, die durch eine bestimmte Beschleunigung der Strömung an der inneren und äußeren Kanalkontur ähnlich zu jener im Zweiwellen-Prüfstand ausfallen sollte. Ferner sollte das radiale Geschwindigkeitsprofil in der Messebene B am Eintritt des TCF ähnlich ausgeformt sein.

Am Austritt wurde das Flächenverhältnis des Ringraumdiffusors variiert, um einen vom Zweiwellen-Prüfstand bekannten statischen Druck in der Messebene D stromab des Niederdruckstators rechnerisch einzustellen, wobei ein Flächenverhältnis von 1,2 definiert wurde.

5.1.4. 3D MODELLERSTELLUNG UND BEWERTUNG

Die Abbildung 5.4 zeigt abgeleitet aus dem 2D Konstruktionsprozess einen Viertelschnitt des Ringgitterprüfstandes und teilt diesen in die folgenden Bereiche: Zuströmung, Fundament, den Ringgitterprüfstand selbst und die Abluftführung. Der Ringgitterprüfstand selbst teilt sich erneut in die drei im 2D Konstruktionsprozess definierte Bereiche: dem Einlauf, dem Test-Setup und dem Diffusor.

5.1.4.1. ZUSTRÖMUNG

Die Aufgabe der Zuströmung ist es, eine möglichst homogene Druck - und Temperaturverteilung am Umfang für den Prüfling bereit zu stellen. Dazu wird ein entsprechender Aufwand betrieben, um die von den Verdichtern kommende Druckluft zu konditionieren. Eine spezielle Herausforderung ist dabei die zweifache 90° Umlenkung des Rohrleitungssystems stromauf des in Abbildung 5.4 gezeigten Zuluftröhres, das eine Drallbildung in der Rohrleitung hervorruft. Um die Strömung zu homogenisieren und den Drall zu reduzieren, wird entsprechend der ÖNORM EN ISO-5801:2007 Corr.1:2008 ein Gleichrichter sowie eine Beruhigungskammer ausgewählt.

Der Gleichrichter soll den Drall in der Rohrleitung reduzieren, wobei die Norm entsprechend der Abbildung 5.5 sowie der Tabelle 5.1 die Mindestabmessungen vorschreibt. Der am Institut bereits

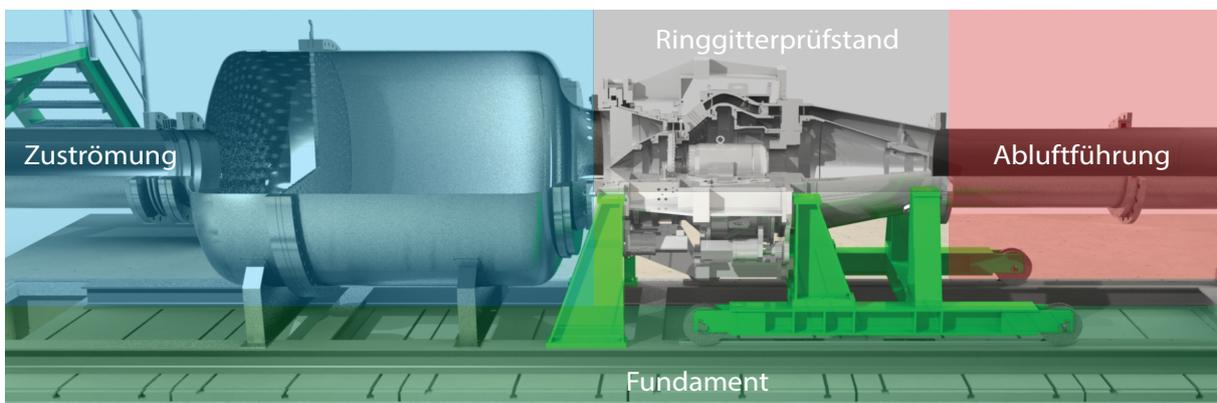


Abbildung 5.4: Schnitt des 3D - Modelles des Ringgitterprüfstandes

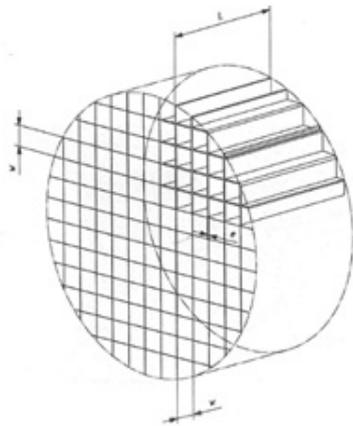


Tabelle 5.1: Abmessungen des Gleichrichters

Abmessung	Soll in mm	Ist in mm
Länge [$\geq 0,45xD$]	223	1000
Zellabmaß [$\geq 0,075xD$]	37,2	50
Zellwand- Durchmesser [$\leq 0,005xD$]	2,5	2,0

Abbildung 5.5: Auszug aus ÖNORM EN ISO 5801:2007
Gleichrichter

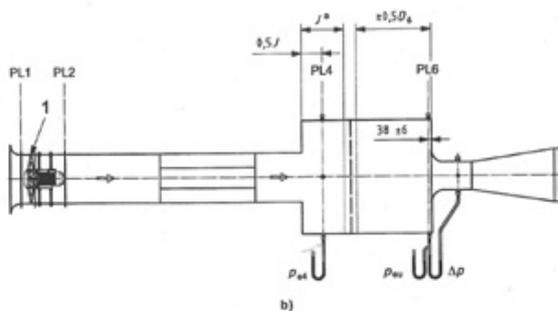


Tabelle 5.2: Abmessungen der Beruhigungskammer

Abmessung	Soll in mm	Ist in mm
Durchmesser PL2	495,40	1000
Durchmesser PL6 [$\geq 3xD_2$]	1500	1500
Abstand J* [$\geq D_2$]	500	650
Abstand nach Loch- blech [$\geq 0,5 \times D_6$]	750	1440

Abbildung 5.6: Auszug aus ÖNORM EN ISO 5801:2007
Standardisierte Austritts-Beruhigungskammer

vorliegende Gleichrichter erfüllte die Kriterien und wurde etwa 2 m stromauf der Beruhigungskammer eingebaut.

Zum Homogenisieren eines asymmetrischen Geschwindigkeitsprofils wird eine Beruhigungskammer verwendet. Die Abmessungen sind ebenfalls normiert und können für den hier relevanten Fall der Prüfstandsordnung der Abbildung 5.6 als Auszug aus der ÖNORM EN ISO-5801:2007 Corr.1:2008 entnommen werden. Die normierten bzw. ausgebildeten Abmessungen sind in der Tabelle 5.2 zusammengefasst.

Zusätzlich wird in der Norm der Einbau eines Lochblechs in der Beruhigungskammer vorgeschlagen. Das Konstruktionskriterium für die Bohrungen in diesem Lochblech beschränkt sich auf ein Geschwindigkeitsprofil stromab des Lochbleches. Hierbei werden Geschwindigkeitsspitzen $< 25\%$ der mittleren Strömungsgeschwindigkeit vorgeschrieben. Die Skizze in der Abbildung 5.7 verdeutlicht dieses Kriterium, das mithilfe einer numerischen Berechnung seitens des Projektpartners überprüft wurde.

Für den Übergang aus der Beruhigungskammer in ein axiales Rohr wird seitens der Norm eine gut gerundete Mündung vorgeschlagen, die eine Kontur mit einem Radius von 25% des Rohrdurch-

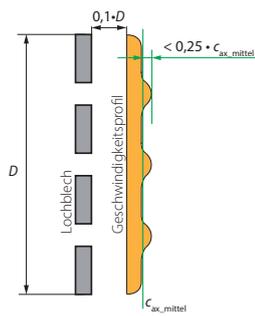
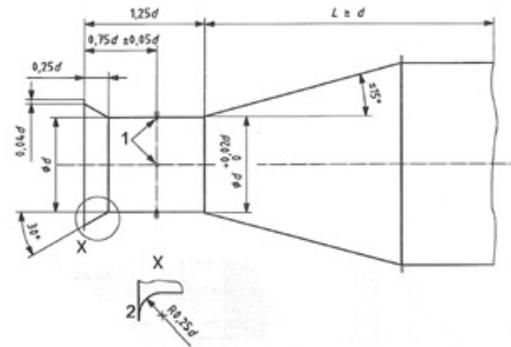


Abbildung 5.7: Auslegung des Geschwindigkeitsprofils stromab des Lochbleches



Key
1 four wall pressure tappings
2 alternative bellmouth inlet

Abbildung 5.8: Auszug aus ÖNORM EN ISO 5801:2007 - Bellmouth Einlauftrichter für den gezeigten Standardisierten Austritts-Beruhigungsbehälter

messers aufweisen sollte (Abbildung 5.8). Da auf eine Massenstrommessung durch ein Differenzdruckmessverfahren im Einlauf verzichtet wird, wurde der Radius auf 200 mm angehoben.

Die Beruhigungskammer selbst wurde anhand der Vorgaben entsprechend der Druckgeräteverordnung (DGVO) durch die Firma Höfer&Karpf GmbH ausgelegt und erbaut. Um die Betriebssicherheit zu gewährleisten, wurde dieser durch den TÜV Süd einer Druckprüfung unterzogen. Die Prüfung erfolgte mit 4,5 bar über eine Dauer von 30 min und wurde erfolgreich bestanden.

Zusätzlich befindet sich zum Entkoppeln der Vibrationen zwischen dem Prüfstand und der Zuströmleitungen ein DN500 Axialkompensator der Firma Witzemann stromauf der Beruhigungskammer. Die Zuströmleitung wird im vorderen Bereich entsprechend der Anforderung des Axialkompensators mithilfe eines Festlagers fixiert.

Als Referenz ist die gesamte Beruhigungskammer zusammen mit dem Lochblech in Abbildung 5.9 in der Einbaulage abgebildet. Die Strömungsrichtung ist dabei von rechts nach links.

5.1.4.2. FUNDAMENT

Die Baugruppe „Fundament des Ringgitterprüfstandes“ ist in Abbildung 5.10 dargestellt. Hierbei wird ein IPB160 Rahmen auf das vorliegende Federfundament in der Maschinenhalle mittels sogenannten Halben verschraubt. Dies erlaubt die Lastverteilung auf das gesamte Maschinenbett, wobei der Rahmen dabei eine einheitliche Ebene für den Aufbau der Anlage bildet. Der Ringgitter-

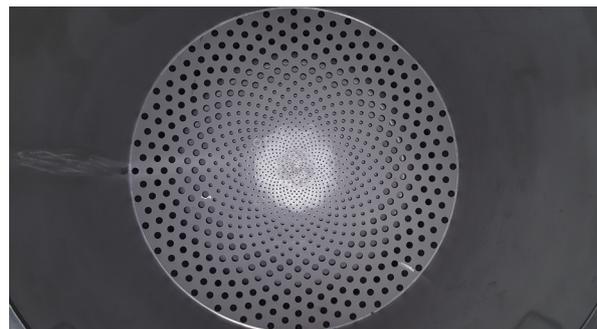
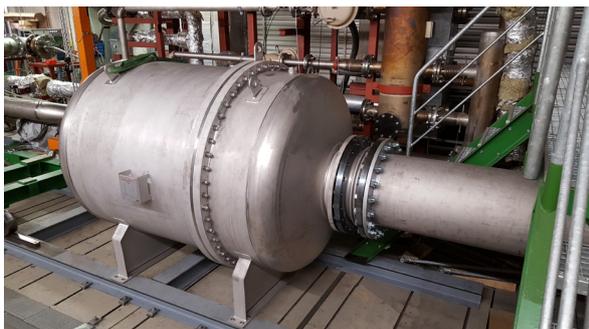


Abbildung 5.9: Beruhigungskammer mit Lochblech (rechts)

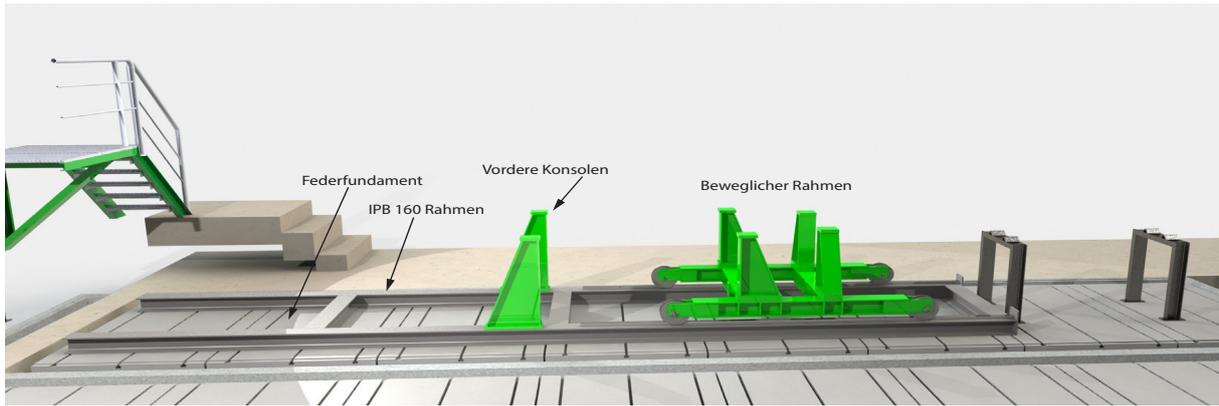


Abbildung 5.10: Fundament des Ringgitterprüfstandes

prüfstand wird auf diesem Rahmen über zwei steife Konsolen im vorderen Bereich sowie durch einen beweglichen Rahmen mit vier steifen Konsolen im hinteren Bereich in Position gehalten. Während das vordere Konsolenpaar die vordere Drehvorrichtung mit der gesamten Einlaufbaugruppe positioniert, wird durch die weiteren vier Konsolen der Diffusor und die hintere Drehvorrichtung unterstützt. Mittels Distanzplatten wird ein Höhenunterschied durch Fertigungsungenauigkeiten ausgeglichen und die generelle Maschinenhöhe relativ zum Rohrleitungssystem eingestellt. Eine einzuschleifende Distanzplatte ist am Beispiel der vorderen Konsole in Abbildung 5.11a dargestellt. Die Verbindung zwischen den Konsolen mit den aufgesetzten Distanzplatten und dem Ringgitterprüfstand wurde aus Gründen der thermischen Ausdehnung im Betrieb thermoelastisch ausgeführt. Dabei wurde die am Institut bewehrte Konstruktion vom Zweiwellen-Prüfstand übernommen und in Abbildung 5.11a verdeutlicht. Die eingesetzte, normal zur Maschinenachse stehende Passfeder sperrt hierbei eine mögliche axiale Bewegung des Prüfstandes, während ein radiale Ausdehnung entlang der Passfederflächen weiterhin möglich ist. Das Abheben des Prüfstandes wird durch eine entsprechende Schraube verhindert, die mit einer Hülse in der Bohrung vorgespannt wird, sodass ein Spalt von 0,2 mm zwischen Schraubenkopf und Auflage entsteht. Durch ein radiales Spiel der Hülse zur Bohrung selbst bleibt die freie Bewegung des Auflagers möglich.

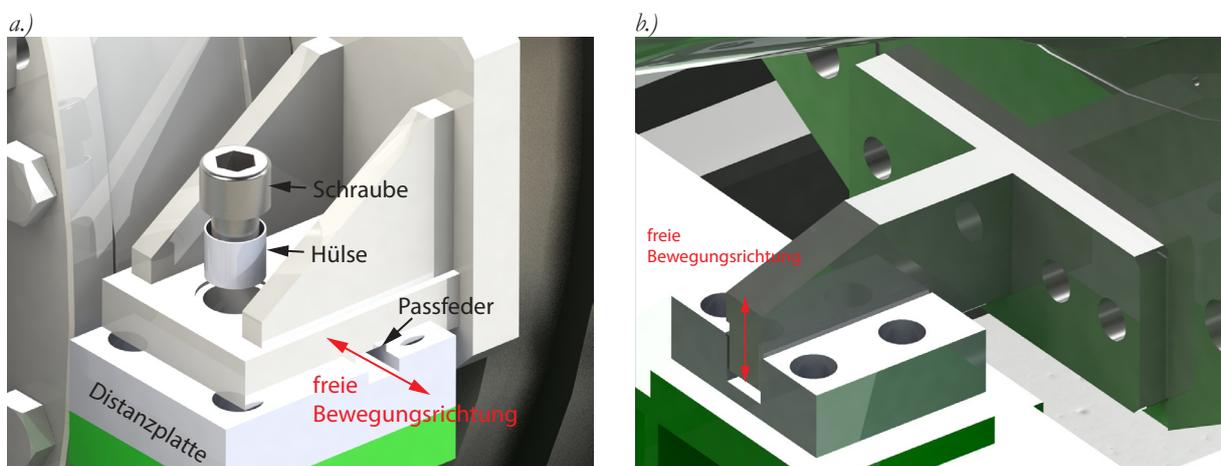


Abbildung 5.11: a.) Vordere seitliche und b.) vordere untere thermische Zentrierung

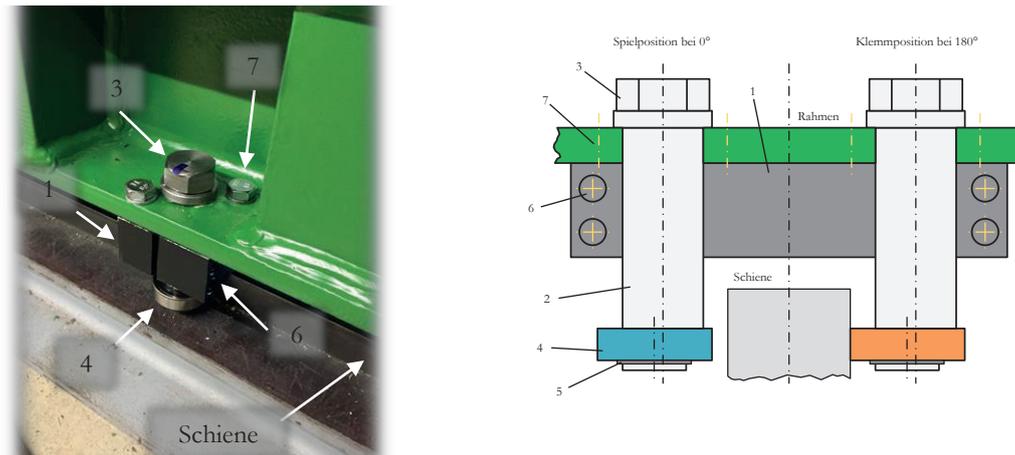


Abbildung 5.12: Exzenterklemmvorrichtung (vgl. Tramsek, 2018)

In der horizontalen Ebene wird eine Parallelverschiebung der Maschinenachse entsprechend der in Abbildung 5.11b gezeigten Nut-Federverbindung im unteren Bereich der Drehvorrichtung gesperrt.

Im Bereich des später aufgesetzten Diffusors ist der bewegliche Rahmen, bestehend aus einer Schweißkonstruktion mit IPB160 Profilen, in Abbildung 5.10 dargestellt. Dieser ermöglicht über vier Stahlrollen der Firma Rollenbau GmbH im Stillstand des Prüfstandes ein leichtes Öffnen bzw. Schließen. Die Stahlrollen mit einem Durchmesser von 200 mm und einer Breite von 50 mm laufen dabei auf zwei C45 - 50 mm x 30 mm Blankstahlschienen. Die Rollen selbst weisen dabei ein Axialspiel von ± 5 mm auf, welches für die endgültige Ausrichtung des Diffusors zum Prüfstand unerlässlich ist. Zum leichteren Bewegen des Rahmens wurde eine Stahlseilkonstruktion mit einer Seilwinde angebracht, die den beweglichen Rahmen vor und zurück bewegen kann und im Detail in der Arbeit von Tramsek (2018) beschrieben wird.

Für eine seitliche Führung des beweglichen Rahmens während des Verfahrens sind entsprechend dem Zweiwellen-Prüfstand Exzenterklemmvorrichtungen angebracht. Beispielhaft ist hierzu eine dieser Klemmvorrichtungen in Abbildung 5.12 dargestellt. Diese klemmt vor dem Verfahren des Rahmens ein Kugellager über einen Exzenter an die entsprechende Laufbahn und garantiert eine Bewegung des Rahmens ohne seitlichen Versatz. Um während des Betriebes nicht einen zusätzlichen Fixpunkt durch Wärmedehnung in das System zu bringen, wird der Exzenter nach dem Schließen des Prüfstandes gelockert.

Ein Nachteil hinsichtlich der Maschinendynamik des beweglichen Rahmens ist der Linienkontakt, der zwischen den Stahlrollen und der Laufbahn auftritt. Für ein definiertes Verhalten des beweglichen Rahmens hinsichtlich dynamischer Kräfte soll ein Flächenkontakt realisiert werden. Dies erfolgt durch das Verwenden von Keilschuhen vom Typ FK08/B0 der Firma BWZ Schwingungstechnik, die zwischen dem Rahmen und dem Federfundament eingeschoben werden. Diese spannen den beweglichen Rahmen nach dem Schließen des Prüfstandes vor, sodass ein Flächenkontakt hergestellt wird.

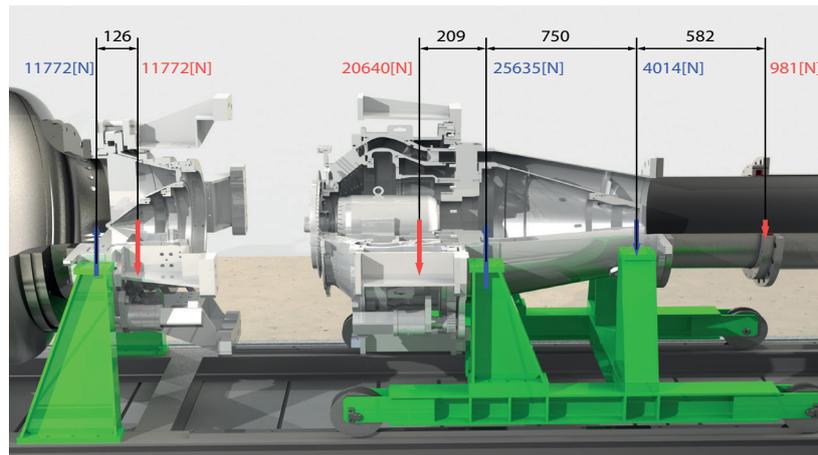


Abbildung 5.13: Statische Belastung des Ringgitterprüfstandes im geöffneten Zustand

Die statische Belastung des beweglichen Rahmens sowie die Standsicherheit der Anlage wurde mittels der Software Ansys Produktversion 17.0 überprüft. Dazu zeigt die Abbildung 5.13 in Rot die Schwerpunkte der vorderen wie auch der hinteren Prüfstandshälfte bei geöffnetem Prüfstand. Für die Belastung des gesamten Rahmens wurden die Reaktionskräfte über ein Momentengleichgewicht abgeschätzt und in blau eingezeichnet. Diese bilden im Folgenden die Eingabeparameter für die Festigkeitsberechnung des beweglichen Rahmens. Als Auflager bzw. als feste Einspannung wurden für die Berechnung die Durchgangsbohrungen der Rollenachsen gewählt.

Die Lösung der statischen Analyse wird in Abbildung 5.14 dargestellt. Gezeigt wird dabei das verformte mit den Isolinien der Vergleichsspannung nach Mises überlagerte 3D-Modell. Die maximale Spannung trat im Bereich der Einspannung mit 40 N/mm^2 auf, während der Längsträger eine maximale Durchbiegung von $0,1 \text{ mm}$ aufwies. Daraus abgeleitet ergibt sich für die Konstruktion eine 8,8-fache Sicherheit gegenüber der Streckgrenze von 355 N/mm^2 .

Das Federfundament der Prüfhalle hat in Zusammenhang mit der Aufstellung des Prüfstandes einen Nachteil, denn es kann in axialer Richtung leicht verschoben werden. Das kann für den Axialkompensator in der Zuströmung (erwähnt in Kapitel 5.1.4.1) zum Problem werden, wenn dieser die maximale Ausdehnung des Faltenbalgs von $\pm 15 \text{ mm}$ überschreitet. Dementsprechend ist es erforderlich, den axialen Versatz des gesamten Prüfstandes zu ermitteln.

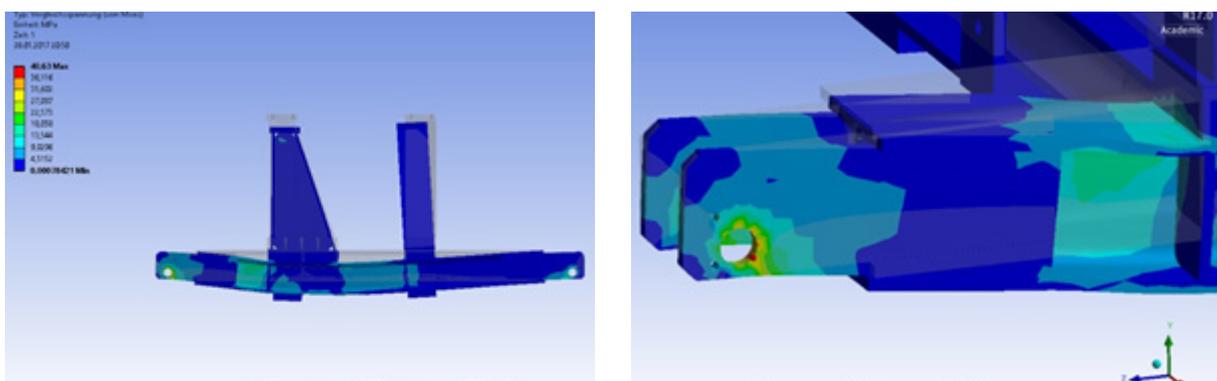


Abbildung 5.14: Spannungen nach Mises im beweglichen Rahmen

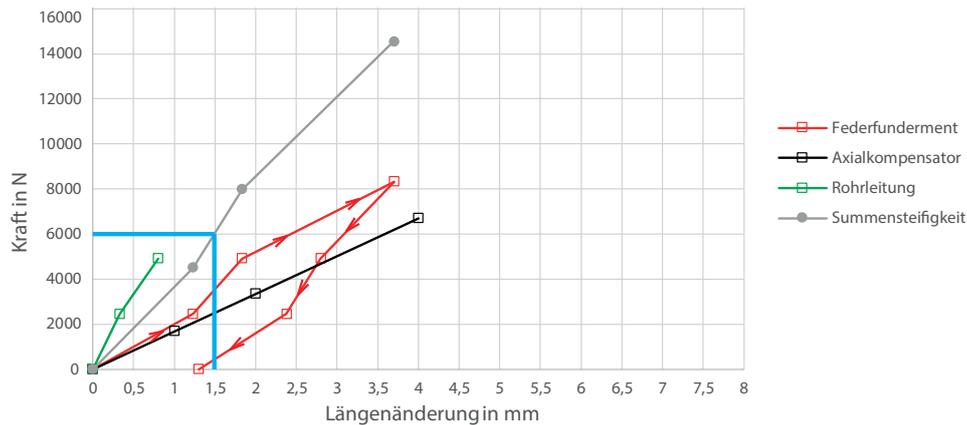


Abbildung 5.15: Federkennlinie des Federfundaments

Dazu wurde die axiale Federkennlinie des Federfundamentes mittels einer Messwaage ermittelt, die mit Rundschlingen und einem Handkettenzug an der Hallenwand befestigt wurde. Das Federfundament wurde für die Messung mit der Beruhigungskammer und dem IPB160 - Bodenrahmen belastet. Die gemessene Kennlinie des Federfundamentes (Abbildung 5.15 - rot) und die dem Datenblatt entnommene Kennlinie des Axialkompensators (Abbildung 5.15 - schwarz) entsprechen in der Anordnung einer Parallelschaltung von Federn und können somit zusammengefasst als eine Summensteifigkeit (Abbildung 5.15 - grau) betrachtet werden. Anzumerken ist, dass bis 1,2mm Längenänderung die Federsteifigkeit des Federfundamentes ähnlich zu jenem des Axialkompensators ist, während bei größeren Längenänderungen jene des Fundamentes steifer wird und der Axialkompensator die Längenänderung verstärkt aufnimmt.

Die axiale Schubkraft des Prüfstandes kann aus der Reaktionskraft von Druck und Impuls ermittelt werden und beläuft sich auf ≈ 6000 N. Angenommen wurde dabei ein Massenstrom von 16 kg/s, bei einem Gesamtdruckverhältnis II von 1,3 und ein Kontrollvolumen das sich von der DN500 Rohrleitung stromauf des Axialkompensators bis zur DN500 Abluft - Rohrleitung erstreckt.

In Summe bedeutet die axiale Schubkraft eine Verschiebung des Prüfstandes von $\approx 1,5$ mm stromab, die im Betrieb anhand einer Skala am Boden auch beobachtet werden konnte. Das bedeutet, dass die Summenfedersteifigkeit für den Faltenbalg ausreichend ist und keine Bedenken hinsichtlich der maximalen Ausdehnung gegeben sind.

Die Rohrleitung der Zuströmung ist stromauf des Axialkompensators axial fixiert und muss daher nicht mit in die Betrachtung eingehen. Der Vollständigkeit halber wurde diese axiale Fixierung für eine Messung der Federkennlinie des Rohrleitungssystems gelockert und in der Abbildung 5.15 - grün dargestellt. Daraus kann abgeleitet werden, dass wenn sich die axiale Fixierung im Betrieb lockern sollte, die Rohrleitung sich bei gegebener axialer Kraft um nur ≈ 1 mm verformen würde. Dies würde durch die Befestigung der Rohrleitung kein weiteres Problem darstellen. Die weiteren Befestigungspunkte der Rohrleitung könnten in weiterer Folge diese Verformung ohne Bedenken aufnehmen.



Abbildung 5.16: Abluftführung des Ringgitterprüfstandes

5.1.4.3. ABLUFTFÜHRUNG

Die Abluftführung bezeichnet die gesamte Rohrleitung stromab des Diffusors und ist in Abbildung 5.16 dargestellt. Die Abluftleitung ist gesamt ca. 8000 mm lang, an drei Stellen durch ein Loslager in vertikaler Richtung abgestützt (nicht dargestellt) und weist im vorderen Bereich ein Teleskoprohr auf. Dieses nimmt bei Stillstand der Anlage den Verfahrweg des beweglichen Rahmens von maximal 1350 mm auf und besteht aus einem Rohrstück mit dem Außendurchmesser von 508 mm (vom Diffusor kommend), dass sich in ein Rohr mit einem Innendurchmesser von 520 mm (feststehend) einschieben lässt. Im Betrieb werden die beiden Rohre zueinander durch eine aufblasbare Dichtung der Firma Flohreus mit einem Profil von 35 mm x 32 mm gedichtet. Das Profil sowie dessen Einbausituation kann der Abbildung 5.17 entnommen werden. Die Druckbeaufschlagung der Dichtung erfolgt mit max. 6 bar über ein 3/2-Wege-Ventil und einem Druckbegrenzer der Firma Festo.

Im hinteren Bereich der Abluftleitung befindet sich die Messstelle für die Massenstrommessung durch die Deltaflow Sonde und eine Klappe zum Absperren der Abluftleitung gegenüber dem Abluftturm. Wie in Kapitel 4.1.1 bereits erwähnt befindet sich die Sonde ≈ 10 mal dem Rohrdurchmesser stromab des Diffusors (etwa 5300 mm entfernt vom Diffusorflansch). Diese Einbausituation wurde vom Hersteller vorgeschlagen, um eine möglichst geringe Beeinflussung der Messung

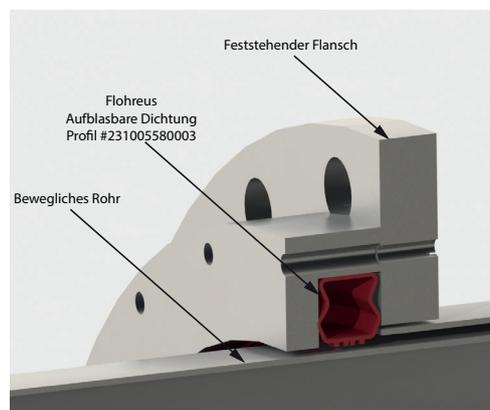


Abbildung 5.17: Aufblasbare Dichtung verbaut im Teleskoprohr

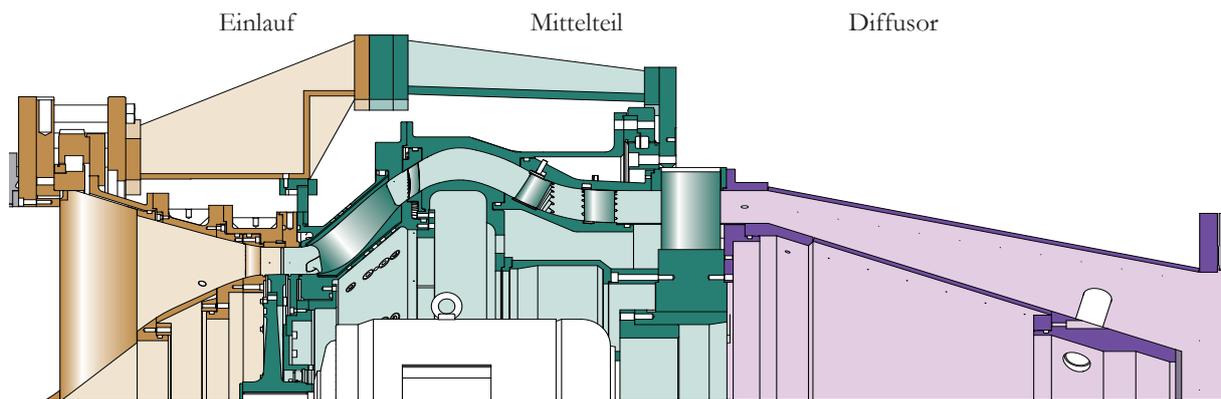


Abbildung 5.18: Einteilung des Ringgitterprüfstandes

durch die Stromabwirkung des Diffusors zu erhalten. Die Klappe stromab der Massenstrommessung darf theoretisch nur minimal verstellt werden. Sofern die Stromlinien noch annähernd parallel verlaufen ist der zusätzliche Fehler der Sondenmessung durch den erweiterten Bereich der Messungengenauigkeit abgedeckt. Für größere Klappenwinkel muss der Einfluss der Klappe durch eine Kalibrierung bestimmt und der Messwert dementsprechend korrigiert werden.

5.1.4.4. Ringgitterprüfstand – EINLAUF

Der Ringgitterprüfstand teilt sich wie schon im 2D Konzept besprochen in die Bereiche Einlauf, Mittelteil und Diffusor auf (Abbildung 5.18).

Der Einlauf ist entlang des Strömungspfades, beginnend bei der Drehvorrichtung bis hin zum Eintritt in den Übergangskanal, definiert und hat zur Aufgabe, die Strömung für den TCF zu konditionieren. Dazu beschleunigt der Einlauf die Strömung und formt dabei eine ringförmige Zuströmung, welche am Radius des TCF endet. Um die ringförmige Zuströmung zu realisieren, wurde für die Innenkontur eine konische Kontur gewählt. Diese Kontur ist durch vier NACA 0010 Stützrippen gestützt, die mit dem äußeren Gehäuse verschweißt sind. Die axiale Sehnenlänge resultierte aus einer Abschätzung der mechanischen Festigkeit, die erforderlich ist, um die innere Kanalkontur in Position zu halten und den Spalt zum Speichenrad zu gewährleisten. Die ausgewählte aufgeprägte Last wurde aus der Differenz von dem sich ergebenden Staudruck der konischen Kontur zusammen mit den vier Stützrippen und der statischen Druckdifferenz zwischen dem Druck stromauf der konischen Kontur und dem Inneren dieser mit einem Maximalwert von 7500 N errechnet. Der axiale Versatz des Spinners beläuft sich dabei auf 0,06 mm und wurde in Hinblick auf den Nachlauf des Profils toleriert.

Das nachfolgende äußere und innere Gehäuse schließt kurz nach den NACA Stützrippen an. Der modulare Aufbau soll dabei für spätere Projekte eine große Flexibilität hinsichtlich der Konstruktion des TCF mit unterschiedlichem Eintrittsradius geben.

Im vorderen Bereich umschließt die Drehvorrichtung die NACA Stützrippen, die es ermöglicht, die äußeren strömungsführenden Gehäuseteile entlang des gesamten Umfangs zu verdrehen. Die Abbildung 5.19 markiert dazu farblich die vorderen in azimuthaler Richtung bewegten Gehäuse-

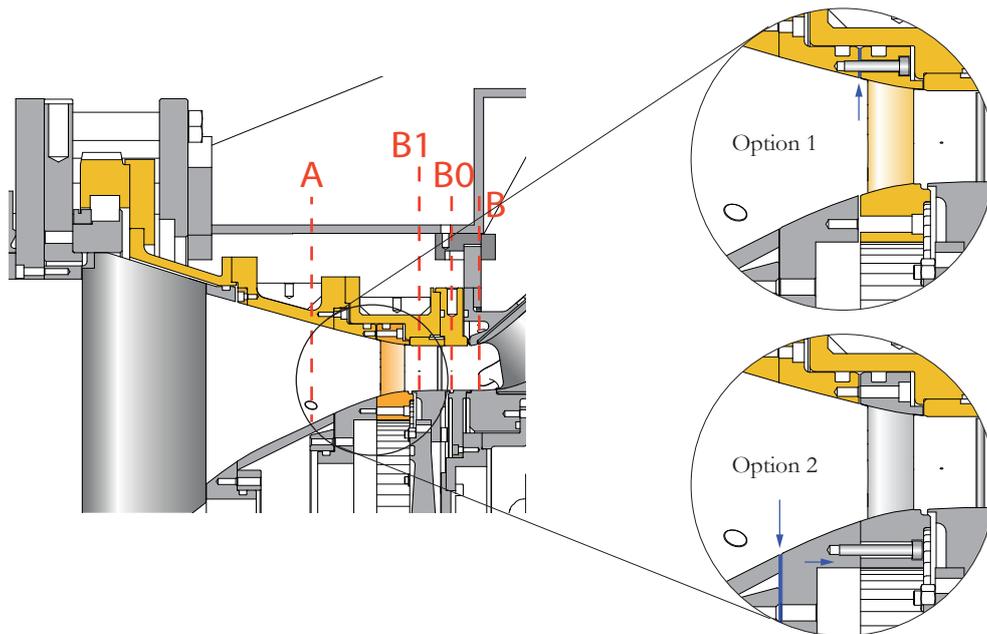


Abbildung 5.19: Vordere verdrehbare Gehäuseteile mit einer Detailansicht der IGV Befestigung

teile und die in diesen Gehäusen eingebundenen Messebenen A, B0 und B1. Angetrieben wird das Zahnrad in der Drehvorrichtung durch einen Servo Motor der Firma Baldor des Types BSM, der durch ein Harmonic Drive Getriebe (HFUC-40-160-2A-GR-SP 2301) mit einer Untersetzung von 1:160 untersetzt ist. Für das Zahnrad in der Drehvorrichtung ergibt sich damit eine Gesamtuntersetzung als Produkt der Einzelübersetzungen zu 1:1600, wodurch mit der Drehvorrichtung eine sehr exakte Positionierung in Umfangsrichtung möglich ist.

Etwa 1,4 mal der Sehnenlänge stromab der Hinterkante der NACA0010 Stützrippen kann die Eintrittsleitschaufelreihe (IGVs) eingebaut werden. Die Konstruktion des Prüfstandes gibt für die Auslegung der Leitschaufelreihe, die in Kapitel 5.3 näher beschrieben wird erneut erhöhte Flexibilität. In Abbildung 5.19 sind die für diese Arbeit verwendeten IGVs mit einer großen Streckung eingezeichnet. Normalerweise weisen Hochdruckstatorschaufeln jedoch ein Profil mit einer niedrigen Streckung auf, wodurch diese in axialer Richtung länger ausfällt. Um die Entscheidung über die Streckung des Profiles offen zu halten, wurde in axialer Richtung mit „Dummy-Ringen“ gearbeitet, die theoretisch einen Wechsel der Leitschaufelreihe zulassen würden. Des Weiteren erlaubt die Konstruktion zwei mögliche Punkte der Fixierungen der Leitschaufelreihe, eine an der Außenkontur sowie eine weitere an der Innenkontur (vgl. Abbildung 5.19, Option 1 und 2). Die erste Option sieht die Fixierung der Leitschaufelreihe an dem Außengehäuse über eingeschlossene Beilagebleche vor. Die Leitschaufelreihe kann somit mit den äußeren Gehäuseteilen mitbewegt werden und relativ zu den TCF Stützschaukeln verdreht werden. In der zweiten Option wird die Leitschaufelreihe an der inneren Gehäusekontur über eingeschlossene Beilagebleche befestigt und die äußeren Beilagebleche werden entfernt. Dies erlaubt eine freie Bewegung der Messebenen entlang des Umfanges, während die Leitschaufelreihe still steht. Somit können Sonden in den Messebenen A, B0, B1 relativ zu der Leitschaufelreihe bewegt werden und die Abströmung der IGVs vermessen werden. Das die IGVs umgebende Rotorgehäuse ist horizontal geteilt, um den Zugang zur Befes-

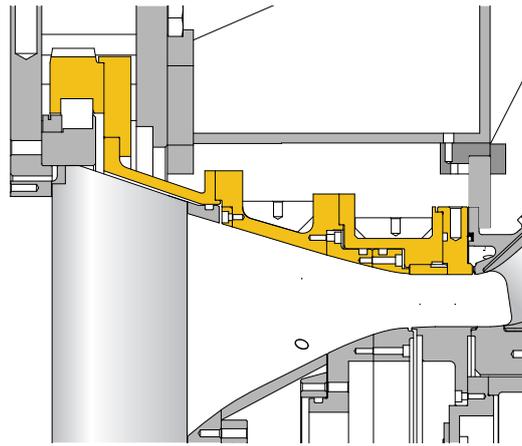


Abbildung 5.20: Baugruppe Einlauf des Ringgitterprüfstandes, Darstellung ohne Leitschaufelreihe (IGVs)

tigung der Leitschaufelreihe einfach zu gestalten. Diese zweite Option mit feststehenden IGVs wurde für alle Messungen die in der vorliegenden Arbeit diskutiert werden verwendet.

Für die Versuchsanordnung mit ungestörter Zuströmung kann die Leitschaufelreihe gänzlich ausgebaut werden und durch zwei zusätzliche Ringe, welche die Kanalkontur nachbilden, ersetzt werden. Die Abbildung 5.20 zeigt hierzu einen Profil-Schnitt des Prüfstandes ohne Leitschaufelreihe.

5.1.4.5. Ringgitterprüfstand – MITTELTEIL

Der Mittelteil des Ringgitterprüfstandes besteht, wie in Abbildung 5.21 dargestellt, aus dem von den Projektpartnern zur Verfügung gestellten Komponenten (TCF, ND-Stator und Tandem-Deswirler) sowie zusätzlich aus dem Speichenrad, dessen Elektromotor im TCF angeordnet ist.

Ähnlich zum Einlauf befindet sich auch am hinteren Lagerschild ein Zahnrad, mithilfe dessen die äußeren Gehäuseteile entlang des gesamten Umfanges verdreht werden können (vgl. Abbildung 5.21 violett dargestellt). Damit sind Messungen in den Messebenen C und D in azimuthaler Richtung über 360° möglich. Ident zum vorderen Antrieb wird ein Servo Motor der Fa. Baldor des Typs BSM mit einem Harmonic Drive Getriebe (HFUC-40-160-2A-GR-SP 2301) mit einer Unterset-

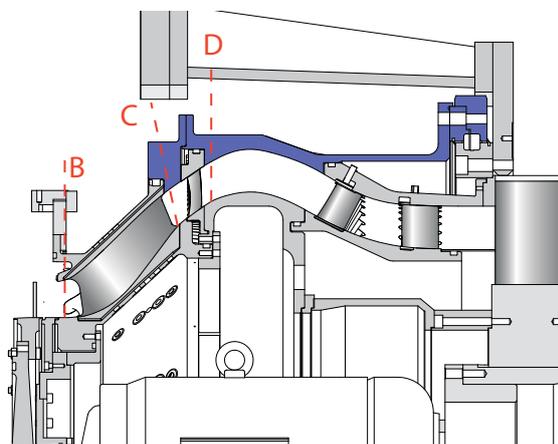


Abbildung 5.21: Hintere verdrehbare Gehäuseteile des Ringgitterprüfstandes

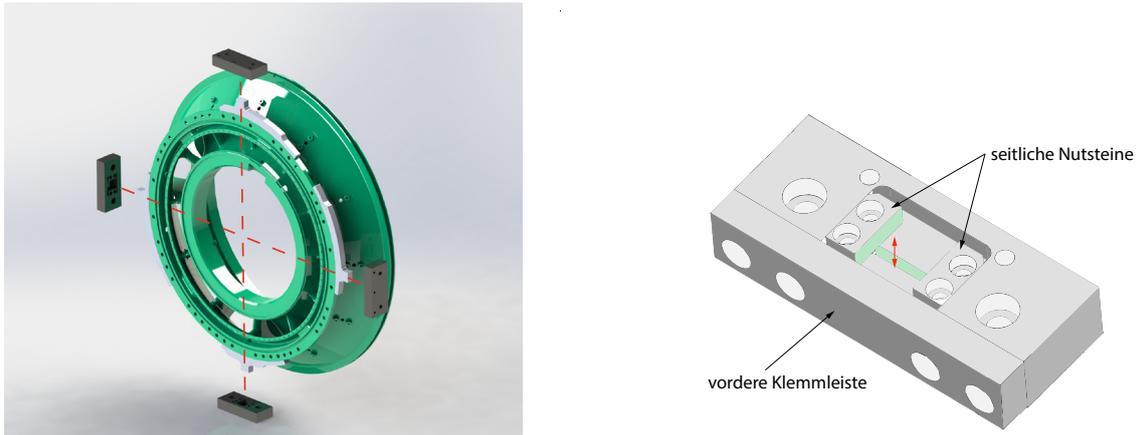


Abbildung 5.22: Thermische Zentrierung des TCFs

zung von 1:160 genutzt, die Gehäuse sind mit einem gesamten Übersetzungsverhältnis von 1:1760 zu bewegen.

Anders als im Zweiwellen-Prüfstand erfordert der Ringgitterprüfstand eine für das TCF alternative Befestigung. Diese erfolgt am vorderen äußeren TCF Flansch hin zu den äußeren Stützen und muss aufgrund der großen Abmessungen des TCF in Kombination mit der Betriebstemperatur als Speichenzentrierung bzw. thermische Zentrierung ausgeführt sein. Die Abbildung 5.22 zeigt dazu die vier Auflagerpunkte sowie die untere Auflagereinheit (rechts) beispielhaft, sowie ist in Abbildung 5.23 die Stützen und die thermische Zentrierung in einer Schnittdarstellung abgebildet. In den in der Abbildung 5.22 markierten grünen Flächen greift mit einer leichten Übergangspassung ein Zentrierbügel ein. Dazu werden die seitlichen Nutensteine im Zentrierblock auf das Endmaß des Zentrierbügels eingeschliffen sowie die vordere Klemmleiste mit Distanzblechen angepasst. Damit ist zwischen dem Zentrierbügel und der Auflagereinheit nur mehr eine Bewegung in radialer Richtung möglich. Nach dem Einschleifen und Aufsetzen des Zentrierblocks auf den Zentrierbügel wird das TCF entsprechend ausgerichtet und der Zentrierblock mit den Stützen verschraubt und verstiftet.

Die geänderte Befestigung des TCF macht für eine leichte Zugänglichkeit auch eine geänderte Teilungsebene zwischen der vorderen und hinteren Prüfstandshälfte erforderlich. Dazu ist in Ab-

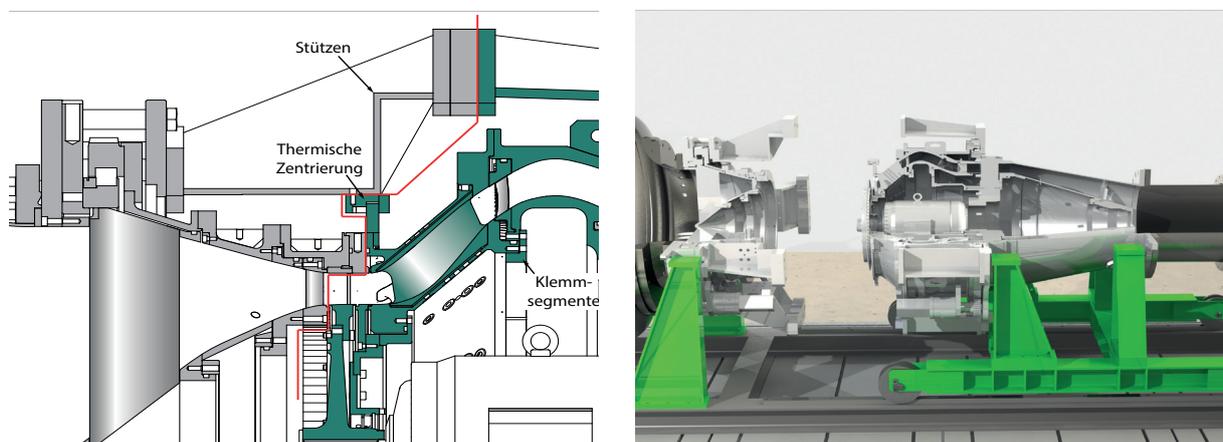


Abbildung 5.23: Teilungsebene des Ringgitterprüfstandes

bildung 5.23 - links die Teilungsebene in rot eingezeichnet. Zusätzlich sind in grün jene Komponenten eingefärbt, die durch den beweglichen Rahmen axial verschoben werden können, während die in grau eingefärbten Komponenten ortsfest verbleiben.

Da der Elektromotor mit dem Speichenrad über den Motorträger am hinteren Lagerschild abgestützt ist, wird dieser beim Öffnen mit bewegt. Das bedeutet, dass die Ausrichtung der beiden Prüfstandshälften relativ zueinander den Rotorspalt beeinflusst und daher sehr genau zu erfolgen hat. Eine detaillierte Beschreibung des Ausrichtvorganges wird in der Arbeit von Tramsek (2018) gegeben.

Die thermische Zentrierung des TCF ist mit dem vorderen ortsfesten Stützen verstiftet und muss zum Öffnen des Prüfstandes gelockert werden. Dazu erfolgt eine zusätzliche Fixierung des TCFs unterhalb des ND-Stators über die für die Ausrichtung notwendigen Klemmsegmente im hinteren Bereich. Ein sicheres Öffnen des Prüfstandes kann dementsprechend gewährleistet werden, wobei darauf hingewiesen sei, dass die vorliegende Fixierung nicht zur Zentrierung des TCF hin zum hinteren Prüfstand verwendet werden kann.

5.1.4.6. Ringgitterprüfstand – DIFFUSOR

Die Diffusoreinheit (vgl. Abbildung 5.18) umfasst den Austrittsdiffusor, der die Strömung nach dem Deswirler und dem Lagerschild vom Kreisringquerschnitt wieder in einen Vollkreisquerschnitt der Rohrleitung überführt. Dabei ist der Diffusor als ein konischer Ringraumdiffusor ausgebildet, der konservativ ausgelegt wurde, um eine mögliche Ablösung zu verhindern. Die Abbildung 5.24 zeigt das zu diesem Diffusor zugehörige Flächenverhältnis, das abgesehen von der Eintrittsfläche aus Kegelmantelflächen mit den inneren und äußeren Radien sowie der Mantellinie (Abbildung 5.24 - m) berechnet wurde. Bei der axialen Position von 79 % ist im Flächenverlauf eine lokale Querschnittsreduktion ersichtlich, die auf vier Stück DN40 Rohre zurückzuführen ist. Diese durch den Strömungspfad führenden Rohre dienen der Durchführung von Instrumentierungsleitungen für die innere Kanalkontur des Test-Setups und werden mittels eines konischen Whitworth Gewindes abgedichtet.

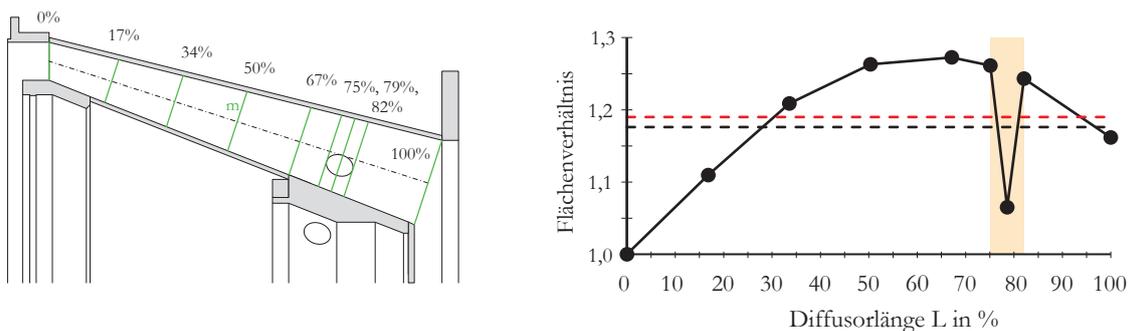


Abbildung 5.24: Diffusor mit Flächenverhältnis

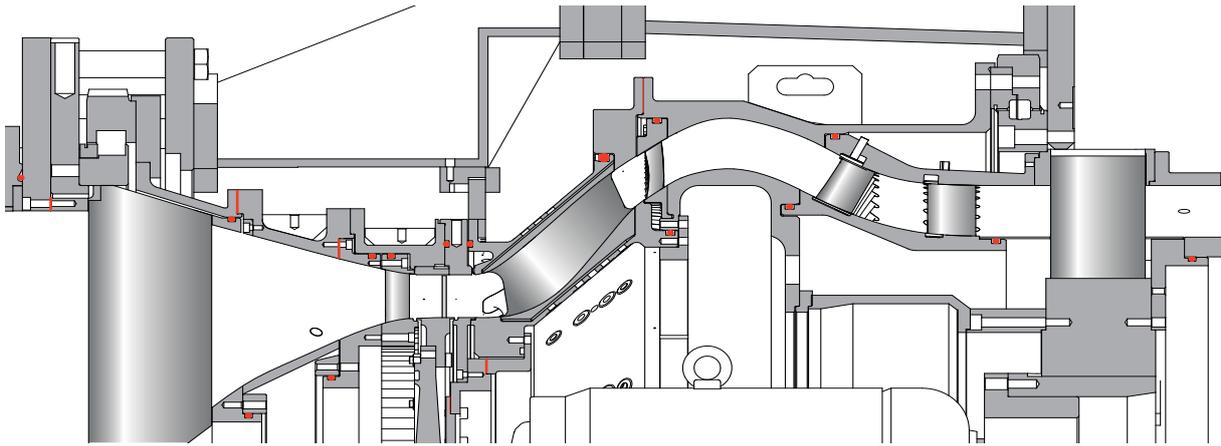


Abbildung 5.25: Dichtungskonzept des Ringgitterprüfstandes

Im arithmetischen Mittel weist der Diffusor mit der Kabeldurchführung ein Flächenverhältnis (A_R) von 1,176 bzw. ohne Kabeldurchführung von 1,19 auf. Theoretisch beläuft sich dabei der größtmögliche berechnete Druckrückgewinn ($c_{p,ideal}$) auf 0,277 bzw. auf 0,294 (nach der Formel 5.1 - geltend für einen ebenen Diffusor bei inkompressibler Durchströmung).

$$c_{p,ideal} = 1 - \frac{1}{A_R^2} \quad (5.1)$$

5.1.5. BEWERTUNG DER KONSTRUKTION

Die Bewertung der Konstruktion erfolgte wie im in Abbildung 5.2 dargestellten Konstruktionsprozess, im Zusammenspiel mit der 3D Konstruktion selbst. Dabei wird laufend die technische und wirtschaftliche Umsetzbarkeit der Bauteile bewertet, Rücksicht auf die Instrumentierung und deren Leitungen genommen sowie eine mögliche Montage überprüft.

Darüber hinaus ist die Abdichtung des Strömungspfad und axiale wie auch radiale Spalte zur Erhaltung der Funktion von Bedeutung. Die Bewertung dieser beiden Kriterien erschien jedoch erst nach einem vollständigen 3D Modell des Prüfstandes als sinnvoll und wird im folgenden beschrieben.

5.1.5.1. DICHTUNGSKONZEPT

Im Betrieb des Prüfstandes wird sich entlang des Strömungspfad ein Druckprofil ungleich dem Umgebungsdruck einstellen, der ein Aus – bzw. Eintreten eines Luftmassenstromes ermöglichen kann. Zum Verhindern von Leckagemassenströmen bzw. dem Eintreten der Luft aus der Umgebung wird der Strömungspfad abgedichtet. Die Abbildung 5.25 zeigt das Dichtungskonzept bestehend aus O-Ring Dichtungen und Silikonflächendichtungen, das für den Ringgitterprüfstand ausgearbeitet wurde. Untersuchungen während des Betriebes der Anlage an zugänglichen Stellen bestätigten die Wirksamkeit des Konzeptes und zeigten eine gegen die Umgebung dichte Strömungskontur.

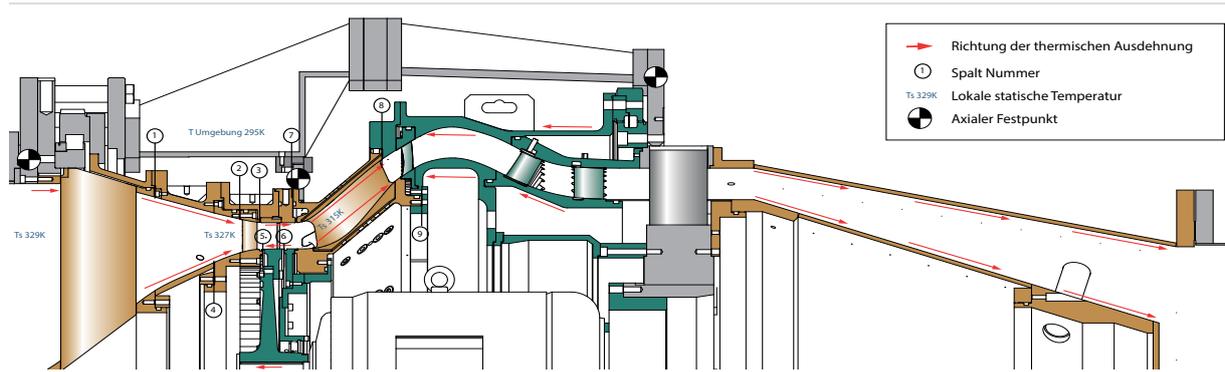


Abbildung 5.26: Thermische Ausdehnung des Ringgitterprüfstandes mit axialen Fixpunkten in der Konstruktion

5.1.5.2. SPALTAUSLEGUNG UND THERMISCHE AUSLEGUNG

Für einen reibungsfreien Betrieb des Ringgitterprüfstandes sowie für die Rotation der Gehäuseteile in Umfangsrichtung sind Spalte notwendig. Diese durch die Addition der Fertigungstoleranzen sowie durch den Wärmeeinfluss im Betrieb entstehenden Spalte müssen vermessen und über eine konstruktiv vorgesehene Kompensation an geeigneten Stellen eingestellt werden. Die Abbildung 5.26 zeigt hierzu eine eingefärbte Schnittdarstellung des Ringgitterprüfstandes, in der drei axiale thermische Fixpunkte sowie die Ausdehnungsrichtung unter Temperatureinfluss (braun - Ausdehnung nach rechts; grün - Ausdehnung nach links) eingezeichnet sind. Im Bereich des Difusors und des Mittelteiles sind die Spalte durch die mechanische Anordnung der Komponenten bereits vorgegeben. Damit beschränken sich die hier diskutierten Spalte auf den Bereich des Einlaufes, der in der Abbildung 5.27 vergrößert dargestellt wird. Die mit Nummern versehenen Spalte in der Konstruktion werden in der Tabelle 5.3 zusätzlich ausgewiesen. Der Nominalwert gibt dabei den aus der Konstruktion vorgesehen Spalt an. Dieser wird mit der entsprechenden mechanischen Toleranz, die sich aufgrund einer Aufsummierung von Einzeltoleranzen einstellt, angegeben. Den Nominalspalt überlagernd wirkt ferner der Einfluss der Temperatur. Dazu wurde als Grundlage für

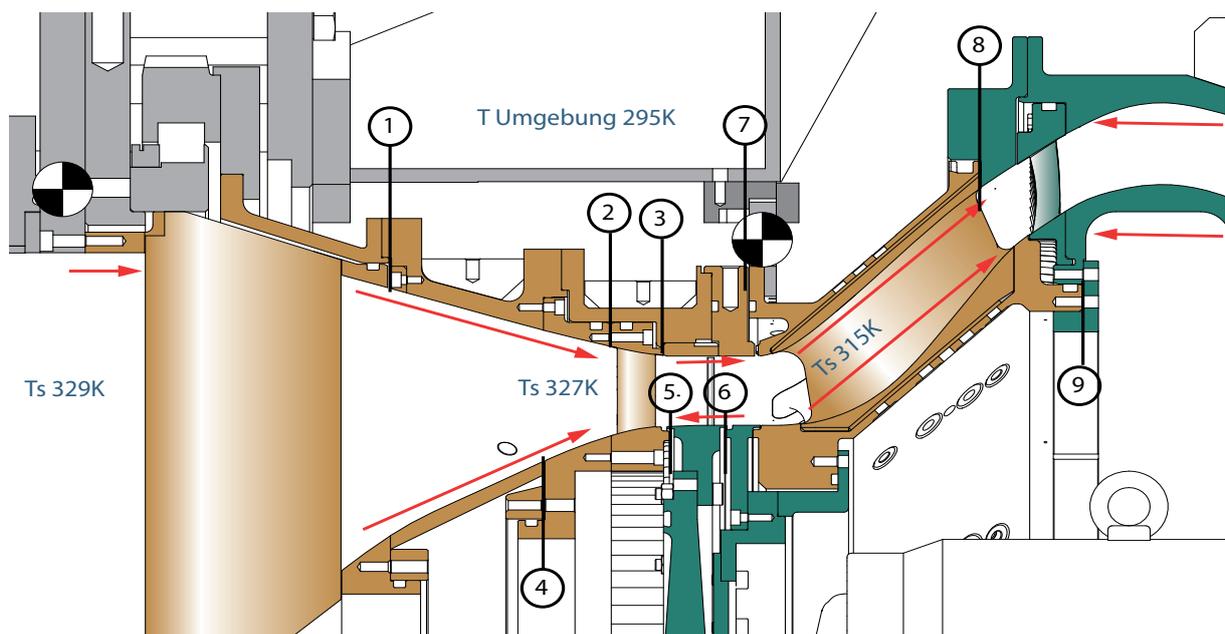


Abbildung 5.27: Thermische Ausdehnung im vorderen Bereich des Ringgitterprüfstandes

Tabelle 5.3: Übersicht der axialen Kalt- und Heißspalte

Spalt Nr.:	Nominal in mm	Mechanische Toleranz in mm		Thermischer Einfluss in mm	Spalt im Betrieb in mm		Bemerkung
		min.	max.		min.	max.	
1	2.7	-0.3	0.3	0.08	2.32	2.92	
2	1	-0.55	0.55	0.08	0.37	1.47	
3	0.4	-0.05	0.05	0.08	0.27	0.37	eingestellt
4	1	-0.4	0.5	0	0.6	1.5	
5	3.6	-0.65	0.25	0.2	2.75	3.65	
6	3.35	-0.2	0.2	0.14	3.01	3.41	
7	1	-0.05	0.05	0.2	0.75	0.85	eingestellt
8	0.275	-0.025	0.025	0.13	0.12	0.17	
9	0.5	-0.05	0.05	0.13	0.32	0.42	

die thermische Berechnung eine Umgebungstemperatur von 295 K (20 °C) und ein entlang des Strömungspfades realistischer Temperaturverlauf angenommen. Aufgrund der Betriebszeit der Anlage von mehreren Stunden pro Versuch wurde als Vereinfachung die Gehäusetemperatur stationär und ident mit jener der Strömungstemperatur angenommen. Durch Wärmeleitung und Konvektion kann davon ausgegangen werden, dass die Temperatur der Gehäuseteile geringfügig kühler als die Strömungstemperatur ausfällt. Da durch den Einfluss der Temperatur die Gehäusespalte geschlossen werden, ist dies eine zulässige Annahme. Die thermische Längenänderung wurde entsprechend der Formel 5.2 berechnet, wobei als Längenausdehnungskoeffizient a ein für Stahl üblicher Wert von $13 \cdot 10^{-6}$ K angenommen wurde. Bezogen auf die einzelnen Spalte ergibt sich daraus ein im Betrieb minimaler und maximaler Spaltwert.

Die Spalte Nr. 3 und Nr. 7 (in Tabelle 5.3) sind konstruktionsbedingte Ausgleichsspalte und werden durch das Einschleifen von Distanzblechen eingestellt. In diesem Fall ist die mechanische Toleranz als die wahrscheinliche Messunsicherheit, die beim Vermessen des Spaltes entsteht, angegeben.

$$\Delta L = L \cdot \Delta T \cdot \lambda \quad (5.2)$$

5.2. AUSLEGUNG DES SPEICHENRADES

Das Ziel der Speichenradauslegung ist es, mithilfe eines Rotors mit zylindrischen Stäbchen ähnliche Nachläufe wie jene der Hochdruckturbine zu generieren (vgl. Kapitel 2.3). Die Auslegung des Speichenrades bzw. der zylindrischen Stäbchen scheint im ersten Moment durch die von Schulte (1995), Schulte und Hodson (1998) sowie später Vera und Hodson (2002) vorgegebene Vorgehensweise trivial. Im Ringgitterprüfstand sind jedoch die Vorgaben der nicht zu verändernden TCF Geometrie, der definierten Machzahl am Eintritt des TCF (Messebene B) und die Leistungsobergrenze des Elektromotors herausfordernd und teils limitierend. Damit kann vorweggenommen werden,

dass unter Beibehaltung der Vorgaben das Speichenrad die Hochdruckturbine aus strömungstechnischer Sicht nicht vollständig simulieren kann.

Ungeachtet dessen sind für das Speichenrad folgende vier Parameter zu definieren:

- Umfangsgeschwindigkeit der Stäbchen
- Anzahl der Stäbchen
- Durchmesser der Stäbchen
- Axiale Position der Stäbchen

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde die Wahl der Parameter für das Speichenrad aufgrund folgender sechs Aspekte durchgeführt, wobei die ersten beiden für den Betrieb des Speichenrades unumgänglich sind:

- Leistungsobergrenze des Elektromotors
- Festigkeit der Stäbchen und Campbell Diagramm
- Versperrung der freien Querschnittsfläche durch die Stäbchen
- Durchflusszahl
- Reduzierte Frequenz
- Nachlauf der Stäbchen

Zu Beginn der Diskussion über die Auslegung des Speichenrades ist in Abbildung 5.28 der Strömungskanal am Mittelschnitt mit den Schaufelprofilen dargestellt und in Anlehnung an die Theorie in Kapitel 2.3.2 die Geschwindigkeitsdreiecke für ein Stäbchen eingezeichnet.

5.2.1. LEISTUNGSOBERGRENZE DES ELEKTROMOTORS

An jedem Stäbchen entsteht eine der Strömung entgegengesetzte Widerstandskraft F_w nach der Formel (5.3), die vom Strömungswiderstandskoeffizienten c_w , der projizierten Fläche des Stäbchens $A_{\text{Stäbchen}}$ und dem dynamischen Druck ($\frac{1}{2} \rho \cdot w_{\text{zu}}^2$) abhängig ist. Der Strömungswiderstandskoeffizienten c_w für ein zylindrisches Stäbchen kann von der Reynolds-Zahl aus gängiger Literatur entnommen werden. Sollte in der Auslegung der Abstand zwischen den Stäbchen kleiner vier mal dem Stäbchendurchmesser werden, kann eine gegenseitige Beeinflussung der Stäbchennachläufe einen angepassten c_w Wert erforderlich machen. Zhou und Alam (2016) geben dazu einen Literaturüber-

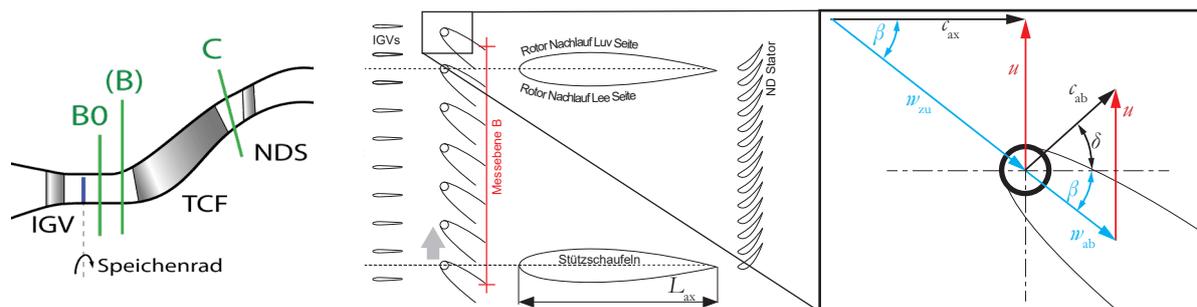


Abbildung 5.28: Meridional- und Mittelschnitt des TCF mit IGVs und mit Speichenrad

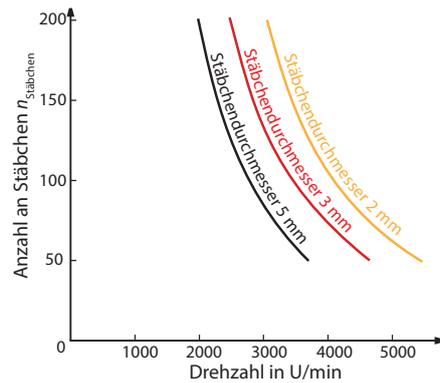


Abbildung 5.29: Leistungsbedingte maximale mögliche Drehzahl aufgrund des Strömungswiderstandes der Stäbchen

blick über zwei sich gegenseitig beeinflussenden Stäbchen und den dazugehörigen angepassten c_w Wert. Für die Auswahl des vorliegenden Speichenrades ist der Abstand zwischen den Stäbchen größer vier, sodass ein c_w Wert von 1,2 angenommen wurde.

$$F_w = c_w \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_{zu}^2 \cdot A_{\text{Stäbchen}} \quad (5.3)$$

Die am Stäbchen angreifende Widerstandskraft F_w kann in eine Komponente in Umfangsrichtung sowie in eine Komponente in Maschinenachsrichtung aufgeteilt werden. Der im Umfang wirkende Anteil der Widerstandskraft ergibt, multipliziert mit dem Radius am Kraftangriffspunkt, ein für den Antrieb erforderliches Drehmoment pro Stäbchen. In Verbindung mit der Drehzahl bzw. der Umfangsgeschwindigkeit folgt die für den Antrieb erforderliche Leistung pro Stäbchen.

Die theoretische maximale zur Verfügung stehende Leistung des Elektromotors ist mit 19 kW begrenzt. Auf diese Weise ist durch die Widerstandskraft F_w die weitere Auslegung der Stäbchen hinsichtlich der Kombination aus Stäbchendurchmesser, der Anzahl der Stäbchen und der Umfangsgeschwindigkeit eingeschränkt. Die Abbildung 5.29 verdeutlicht die aufgrund des Strömungswiderstandes der Stäbchen maximale mögliche Drehzahl, in Abhängigkeit der Stäbchenanzahl und des Stäbchendurchmessers. Eine mögliche betreibbare Kombination aus Stäbchendurchmesser, der Anzahl der Stäbchen und der Umfangsgeschwindigkeit ist nur links der dem Durchmesser entsprechenden Kurve möglich.

Abschließend soll angemerkt werden, dass hinzukommend zur Widerstandskraft der Stäbchen ein vom Luftwiderstand der rotierenden Rotorscheibe stammendes zusätzliches Drehmoment und somit eine zusätzliche drehzahlabhängige Leistung berücksichtigt werden muss.

5.2.2. FESTIGKEIT DER STÄBCHEN UND CAMPBELL DIAGRAMM

Wie soeben beschrieben wird jedes Stäbchen aufgrund seiner Umströmung mit einer definierten Widerstandskraft F_w belastet (Formel 5.3). Hinzukommend greift an jedem Stäbchen eine in radiale Richtung wirkende Fliehkraft F_f an, die ebenso in Zusammenhang mit der Umfangsgeschwindigkeit steht. Aus den beiden Kräften (F_w und F_f) entsteht abhängig vom Durchmesser des Stäbchens eine

Vergleichsspannung, dessen Maximum unterhalb der Streckgrenze des gewählten Werkstoffes des Stäbchens sein muss. Der im Rahmen dieser Arbeit gewählte Vergütungsstahl 36CrNiMo4 hat eine Streckgrenze größer 1000 N/mm^2 wodurch beim gewählten Speichenrad eine Sicherheit von größer zehn gegeben ist. Über die Bewertung der Streckgrenze hinweg ist bei dünnen Stäbchen auch die Verformung bzw. die Durchbiegung des Stäbchens relativ zum Rotorspalt zu bewerten. Einerseits können sich die Stäbchen axial stromab biegen, sowie andererseits kann durch die Längenausdehnung der Rotorspalt zu klein werden um einen sicheren Betrieb zu gewährleisten. Im Rahmen der Auslegung des Speichenrades in dieser Arbeit wurde jedoch keine nennenswerte Einschränkung bei gewähltem Stäbchendurchmesser gesehen.

Für die Betriebssicherheit ist es notwendig die Lage der Eigenfrequenzen der Stäbchen bzw. der Stäbchen und des Rotors zu den Erregerfrequenzen, im zu erwartenden Drehzahlbereich des Speichenrades zu beurteilen. Dazu ist die Ausarbeitung eines Campbell Diagrammes erforderlich, dass abhängig vom Stäbchendurchmesser und der Stäbchenanzahl die betriebsbaren Drehzahlbereiche des Speichenrades hervorhebt. Hinsichtlich der Betriebssicherheit sind somit einzelne Kombinationen aus Stäbchendurchmesser, Stäbchenanzahl und Umfangsgeschwindigkeit kritisch. Die Erfahrung bei der Auslegung des Speichenrades in der vorliegenden Arbeit hat gezeigt, dass durch das Campbell Diagramm einige der für die nachstehenden Aspekte interessanten Kombinationen limitiert werden.

5.2.3. VERSPERRUNG DER FREIEN QUERSCHNITTSFLÄCHE DURCH DIE STÄBCHEN

Die Anforderung an ein ähnliches Machzahlprofil am TCF Eintritt erfordert eine ähnliche flächenmäßige Versperrung des Ringraumquerschnittes zwischen der HDT-Beschaufelung und den Stäbchen. Die Abbildung 5.30 zeigt dazu eine Skizze in der die freie Strömungsfläche in grün und die versperrte Fläche in weiß eingezeichnet ist. Die Formel (5.4) gibt die freie Ringraumquerschnittsfläche A_{frei} an. Unter der Annahme des identen Ringraumes A_{Ringraum} und der gleichen Höhe b von Stäbchen und Rotorschaukel ist nach Formel (5.5) das Produkt aus Stäbchendurchmesser d und Stäbchenanzahl $n_{\text{Stäbchen}}$ in Abhängigkeit des HDT-Rotors gegeben.

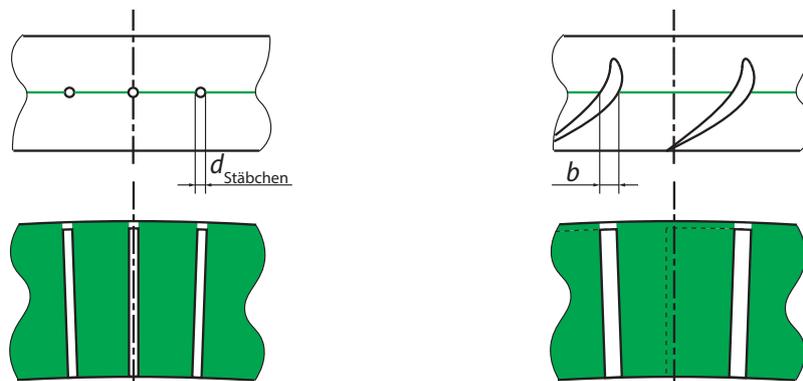


Abbildung 5.30: Ähnliche flächenmäßige Versperrung zwischen Speichenrad (links) und HDT (rechts)

$$A_{\text{Frei}} = A_{\text{Ringraum}} - d \cdot h \cdot n_{\text{Stäbchen}} = A_{\text{Ringraum}} - b \cdot h \cdot n_{\text{Schaufeln}} \quad (5.4)$$

$$d \cdot n_{\text{Stäbchen}} = b \cdot n_{\text{Schaufeln}} \quad (5.5)$$

5.2.4. DURCHFLUSSZAHL

Damit das Speichenrad die Strömungssituation einer HDT simulieren kann, soll unter anderem der Abströmwinkel β des Nachlaufes im Relativsystem des Strömungsfeldes ident sein. Dazu kann der Winkel β als ein Verhältnis aus der axialen Strömungsgeschwindigkeit c_{ax} und der Umfangsgeschwindigkeit der Stäbchen u (Formel 5.6) definiert werden. Dieses Verhältnis wird auch als dimensionslose Durchflusszahl bezeichnet und skaliert das Geschwindigkeitsdreieck.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit ist die axiale Anströmgeschwindigkeit c_{ax} über das Einhalten der Machzahl definiert. Dementsprechend kann die Durchflusszahl der HDT mit den Stäbchen nur bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit u erreicht werden. Die Drehzahl- und Leistungsbegrenzung des verwendeten Elektromotors lässt dies allerdings nicht zu, wodurch die Durchflusszahl des Speichenrades größer jener der HDT ist.

$$\Phi = \frac{c_{\text{ax}}}{u} \quad (5.6)$$

5.2.5. REDUZIERTER FREQUENZ

Um instationäre Effekte abbilden zu können, muss weiteres die Strouhalzahl bzw. reduzierte Frequenz zwischen dem Speichenrad und des HDT-Rotors abgeglichen werden. Sie stellt ein Maß für die Anzahl an Nachläufen entlang einer definierten Länge (z.B.: einer Schaufelpassage) dar. Dazu kann die Stäbchenfolgefrequenz $f_{\text{Stäbchen}}$ (engl.: *Rod Passing Frequency*) entsprechend der Formel (5.7) aus der Umfangsgeschwindigkeit u , der Anzahl der Stäbchen $n_{\text{Stäbchen}}$ und dem zur Umfangsgeschwindigkeit gehörigen Laufraddurchmesser d errechnet werden. Die reduzierte Frequenz lässt sich folgend allgemein aus der Stäbchenfolgefrequenz $f_{\text{Stäbchen}}$ und dem Verhältnis aus Sehnenlänge L_{ax} (hier jene der TCF-Stüttschaukel) zur axialen Eintrittsgeschwindigkeit c_{ax} abbilden (Formel 5.8). In der Theorie ist das Geschwindigkeitsdreieck über die Durchflusszahl definiert und es können

$$f_{\text{Stäbchen}} = \frac{u \cdot n_{\text{Stäbchen}}}{d \cdot \pi} \quad (5.7)$$

$$\bar{f} = \frac{f_{\text{Stäbchen}} \cdot L_{\text{ax}}}{c_{\text{ax}}} = \frac{n_{\text{Stäbchen}}}{\Phi} \cdot \frac{L_{\text{ax}}}{d \cdot \pi} \quad (5.8)$$

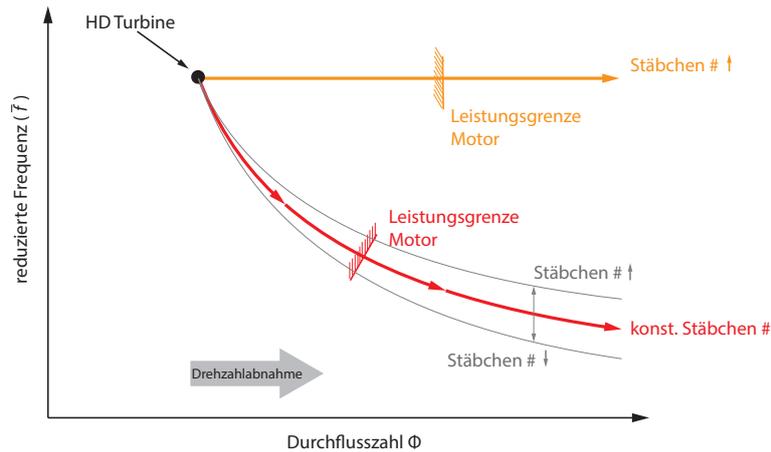


Abbildung 5.31: Zusammenhang der reduzierten Drehzahl mit der Durchflusszahl

für eine erforderliche reduzierte Frequenz die Anzahl der Stäbchen $n_{\text{Stäbchen}}$ und die Sehnenlänge L_{ax} variiert werden.

Für den Ringgitterprüfstand kann wie zuvor beschrieben die Durchflusszahl nicht den Sollwert erreichen, wodurch nach Formel (5.8) die erforderliche reduzierte Frequenz nicht nur durch die Anzahl der Stäbchen $n_{\text{Stäbchen}}$ sondern auch durch die Umfangsgeschwindigkeit u (bzw. der Durchflusszahl Φ) eingestellt werden kann.

Die Abbildung 5.31 zeigt schematisch den Zusammenhang der Durchflusszahl und der reduzierten Frequenz, wobei der Einfluss der beiden zu variierenden Parameter - Drehzahl des Speichenrades und Anzahl der Stäbchen - mit angegeben ist. Als Referenz ist der Auslegungspunkt der HDT dargestellt, bei dem das Speichenrad die gleiche Drehzahl sowie entsprechend der Anzahl der HDT-Schaufeln die gleiche Anzahl an Stäbchen aufweisen würde (der Betriebspunkt ist aufgrund der Elektromotors natürlich nicht möglich). Durch ein Absenken der Umfangsgeschwindigkeit bei gleichzeitigem Anheben der Stäbchenanzahl kann dennoch mit der Leistung des Elektromotors die reduzierte Frequenz der HDT erreicht werden (Abbildung 5.31 orange Linie, bzw. Abbildung 5.29 links einer Linie konstantem Durchmesser). Mit der hohen Anzahl an Stäbchen folgt aufgrund des ähnlich freien Ringraumquerschnittes (Formel 5.5) dünne Stäbchen, für die das Campbell Diagramm mögliche betreibbare Drehzahlbereiche vorgibt. Diese möglichen Drehzahlbereiche können erneut mit der reduzierten Frequenz abgeglichen werden und ergeben mögliche betreibbare Kombinationen aus Anzahl von Stäbchen, Durchmesser der Stäbchen und Umfangsgeschwindigkeit. Zwei möglich Kombination unterschiedlicher Umfangsgeschwindigkeit wurden dabei ausgewählt und die Strömung durch das Test-Setup numerisch berechnet. Für beide Punkte lieferte die Rechnung keine Ergebnisse, da zu hohe Eintrittswinkel einen Strömungsabriss im TCF verursachten.

Aufgrund dieser Tatsache wurde beschlossen, die Anzahl der Stäbchen mit der Anzahl der HDT-Schaufeln zu korrelieren und auf einen ganzen vielfaches der TCF-Stützschaufeln zu runden. Dieses Vorgehen hat den Vorteil, dass ein notwendiges Rechennetz für eine periodische Lösung

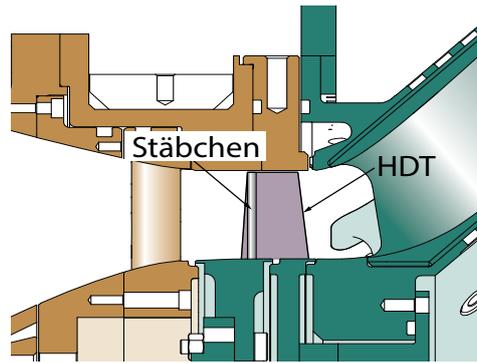


Abbildung 5.32: Axiale Position der Stäbchen relativ zur Hochdruckturbinen

auf eine TCF Passage eingeschränkt werden kann und somit Rechenzeit von mehreren Wochen eingespart wird. Damit erfordert die Berechnung des freien Ringraumquerschnittes (Formel 5.5) bei der deutlich niedrigeren Anzahl an Stäbchen dicke Stäbchen, bei denen seitens des Campbell Diagrammes ein breites betreibbares Drehzahlband möglich ist.

Die reduzierte Frequenz ist durch das Festlegen der Anzahl der Stäbchen nur mehr eine Funktion der Umfangsgeschwindigkeit und kann in Abbildung 5.31 als rote Linie eingezeichnet werden. Die reduzierte Frequenz der HDT kann somit nicht mehr erreicht werden.

5.2.6. NACHLAUF DER STÄBCHEN

Obwohl durch die fünf zuvor beschriebenen Aspekte die Wahl der Parameter der Stäbchen bereits getroffen scheint soll erwähnt werden, dass um den Nachlauf eines Profiles zu simulieren noch drei weitere Faktoren ähnlich gesetzt werden sollen (Schulte, 1995; Schulte und Hodson, 1998):

- Die Geschwindigkeitsdelle im Nachlauf
- Der Turbulenzgrad im Nachlauf
- Die relative Nachlaufdellenbreite

Dabei erfolgt das Einstellen der drei Faktoren durch die Kombination aus den beiden folgenden Parametern:

- Der axiale Abstand der Stäbchen stromauf der TCF Stützschaufel
- Der Stäbchendurchmesser

Nach Schulte (1995) soll die axiale Position der Hinterkante der HDT und des zylindrischen Stäbchens ident gewählt werden. Restriktionen in der axialen Position des Speichenrades ließen dies für das gegenwärtige Test-Setup nicht vollständig zu, wodurch die Stäbchen axial in etwa an der dicksten Stelle des HDT-Profiles platziert wurden. Die Abbildung 5.32 zeigt dazu eine schematische Gegenüberstellung zwischen einer HDT-Schaufel und der gewählten Stäbchenposition.

Im Interesse der Simulation des Nachlaufes wäre in den iterativen Prozess der Stäbchenauslegung zusätzlich der Durchmesser der Stäbchen über den Nachlauf zu definieren. Pfeil und Eifler (1976) geben dazu an, dass der Nachlauf zwischen einem Stäbchen und einem Schaufelprofil ähn-

lich ist, wenn dessen Strömungswiderstand vergleichbar bleibt. Während Pfeil und Eifler dies auf einen Nachlauf beziehen, der im axialen Abstand weit stromauf ihrer Messebene generiert wurde ($l/d = 80$), verdeutlichen Schulte (1995) sowie Banieghbal et al. (1995) die Gültigkeit auch bei geringeren Abständen. Ferner schreiben die Autoren, dass unter der Annahme einer ähnlichen Geschwindigkeitsdelle der maximale Turbulenzgrad im Nachlauf übereinstimmt.

Wie bereits bei der reduzierten Drehzahl diskutiert, beeinflussten die Aspekte der Leistungsobergrenze des Elektromotors, der mögliche betreibbare Drehzahlbereich sowie die flächenmäßige Versperrung des Strömungsquerschnittes die Wahl des Stäbchendurchmessers. Dementsprechend wurde auf die Gegenüberstellung des Strömungswiderstandes zwischen der HDT-Schaufel und dem Stäbchen verzichtet.

5.2.7. FINALE AUSWAHL DER PARAMETER FÜR DAS SPEICHENRAD

Abschließend war für die Wahl der Parameter für das Speichenrad in dieser Arbeit die Leistungsobergrenze des Elektromotors, der mögliche betreibbare Drehzahlbereich aufgrund der Erreger- und Eigenfrequenzen sowie die flächenmäßige Versperrung des Strömungsquerschnittes ausschlaggebend. Eine Korrelation zwischen der reduzierten Frequenz der HDT und des Speichenrades wurde versucht, jedoch aufgrund numerischer Strömungsberechnungen nicht angestrebt. Damit führte die gewählte Kombination (wie schon im Kapitel 3.4 und Kapitel 4.2 erwähnt) zu einer reduzierten Drehzahl im Vergleich zur HDT von 15 % und einer Durchflusszahl von > 600 %. Der Stäbchendurchmesser wurde mit ≈ 75 % der HDT-Schaufeldicke bei einer Kanalhöhe von 50 % ausgewählt. Der Rotorspalt der HDT sowie der Stäbchenspalt konnte mit 0,4 % ähnlich realisiert werden, wobei jener für die Stäbchen größer ausfiel.

5.3. AUSLEGUNG DER IGVs

Prinzipiell sollte die Abströmung der Hochdruckturbine drallfrei erfolgen, dennoch bedingt die Auslegung der Hochdruckturbine meist eine Drallwinkelvariation entlang der Kanalhöhe. So ist auch bei der in dieser Arbeit verwendeten Hochdruckturbine eine Drallwinkelvariation über die Kanalhöhe vorhanden, die für die Messungen im Ringgitterprüfstand durch die Auslegung eines Vorleitgitters (im folgenden **Inlet Guide Vanes - IGVs**) ähnlich gestaltet werden soll. Die Auslegung wurde durch den Projektpartner durchgeführt, soll an dieser Stelle jedoch der Vollständigkeit halber erwähnt werden.

Die Abbildung 5.33 zeigt den in Umfangsrichtung massengemittelten radialen Verlauf des Drallwinkels der nachzubildenden HDT, gemessen mittels einer Fünflochsonde in der Messebene B stromab der HDT-Stufe. Wie bereits in der Theorie (Kapitel 2.1.5) erläutert und später in den Ergebnissen (Kapitel 7.4.1) näher diskutiert, wird die Abströmung der HDT von Sekundärwirbeln dominiert. Diese beeinflussen den Drallwinkel und erzeugen die ersichtlichen lokalen Minima und

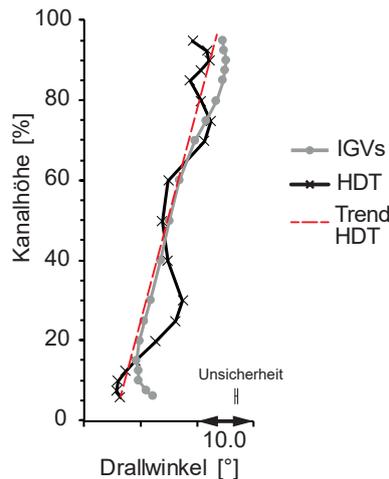


Abbildung 5.33: Drallwinkelverteilung am Eintritt des TCF bei sich stromauf befindlichen IGVs bzw. einer HDT

Maxima entlang der Kanalhöhe. Eine zusätzlich eingezeichnete Trendlinie (Abbildung 5.33 - rote Linie) verdeutlicht dennoch eine mittlere Winkelvariation von $\approx 16^\circ$, die nahe der inneren Kanalwand einen kleinen und nahe der äußeren Kanalwand einen großen Drallwinkel aufweist.

Zur Nachbildung des Drallwinkeltrends entlang der Kanalhöhe lenkt das Vorleitgitter die nahezu axiale Anströmung entsprechend um, wobei die über die Kanalhöhe verteilten Schaufelschnittprofile unterschiedliche Schaufelwinkel aufweisen. Somit ist die Hinterkante entsprechend der Drallwinkelverteilung geneigt und verzeichnet bei $\approx 70\%$ der Kanalhöhe zusammen mit dem Nulldurchgang des Drallwinkel eine axiale Ausrichtung, während die Vorderkante der IGVs vertikal verläuft. Das Ergebnis der Auslegung ist in der Abbildung 5.33 dargestellt, wobei der in Umfangsrichtung massengemittelte radiale Verlauf des Drallwinkels mittels einer Fünflochsonde in der Messebene B0 stromab der IGVs gemessen wurde. Die Gegenüberstellung zwischen dem Drallwinkel der IGVs und dem Trend des Drallwinkels der HDT verdeutlicht, dass die IGVs den Anströmwinkel der TCF Stützschaufel gut nachbilden kann.

Unabhängig zur Drallwinkelverteilung kann die Streckung des Schaufelprofiles der IGVs einerseits angelehnt an den Stator der in dieser Arbeit verwendeten HDT-Stufe oder andererseits abweichend deutlich größer gewählt werden. Der Unterschied für die TCF Aerodynamik liegt dabei in den durch die IGVs erzeugten Nachläufen, die durch den Übergangskanal transportiert werden. Für das vorliegende Test-Setup wurde beschlossen möglichst keine Beeinflussung der TCF Strömung durch Nachläufe zu erzeugen. Damit wurden IGVs mit einer Streckung von ≈ 3 ausgewählt, die mit einem für die Fertigung minimalen möglichen Hinterkantenradius ausgeführt wurden.

Die Schaufelanzahl des Vorleitgitters ist durch das in der Auslegung definierte Teilungsverhältnis (Abstand zwischen zwei IGVs relativ zur Sehnenlänge) vorgegeben. Dieses ist geringfügig angepasst, um noch zwei weitere Aspekte zu berücksichtigen. Erstens soll hinsichtlich der numerischen Strömungssimulation eine Schaufelzahl mit einem ganzen vielfachen der TCF Stützschaufelteilung realisiert werden. Zweitens muss in Kombination mit dem Speichenrad stromab der IGVs, auf die von der Anzahl der Schaufeln abhängigen Erregerfrequenz Rücksicht genommen werden (vgl.



Abbildung 5.34: Fertig montierter und instrumentierter Ringgitterprüfstand

Kapitel 5.2 Campbell Diagramm). Diese darf sich innerhalb des Betriebsdrehzahlbereiches des Speichenrades nicht mit einer Eigenfrequenz der Stäbchen decken. Somit wurde unter den drei genannten Aspekten sieben IGVs pro TCF Stützschaufelteilung für das Vorleitgitter ausgewählt, mehr als doppelt soviel Schaufelprofile als beim HDT-Stator.

Um den Ausmischvorgang der Nachläufe bis zur Eintrittsebene des TCF zusätzlich zu begünstigen wurde die Hinterkante der IGV-Profile ≈ 4 mal der axialen Sehnenlänge stromauf der TCF Stützschaufel positioniert (entspricht 81% axialer Sehnenlänge der TCF Stützschaufel).

5.4. ZUSAMMENBAU, AUSRICHTUNG UND INBETRIEBNAHME DES PRÜFSTANDES

Der Aufbau, die Ausrichtung sowie die Inbetriebnahme des Prüfstandes erfolgte im Rahmen der vom Autor betreuten Diplomarbeit von Hr. Tramsek, der diese drei Teilkapitel ausführlich dokumentiert (Tramsek, 2018) und auf die ein daran interessierter Leser verwiesen werden soll. Die Abbildung 5.34 soll an dieser Stelle zur besseren Vorstellung den Prüfstand fertig montiert und instrumentiert darstellen.

5.5. BEURTEILUNG DER QUALITÄT DER ZUSTRÖMUNG

Die Beurteilung der Zuströmung zum Ringgitterprüfstand erfolgt am Eintritt, in der Messebene A. Dazu zeigt die Abbildung 5.35 betriebspunktkorrigierte Größen des Totaldruckes und der Totaltemperatur, ermittelt aus 720 Umfangspositionen der Rake Messung. Diese Größen werden einerseits in einem Konturplot (Ansicht entgegen der Strömungsrichtung, A.L.F.) sowie andererseits als radialer Mittelwert dargestellt.

Im Konturplot des Totaldruckes (Abbildung 5.35a) sind durch die feine Skalierung vorwiegend viele örtliche Druckschwankungen zu erkennen, die sich in Form eines Linienmusters abbilden. Diese Schwankungen können primär der Messung des Mischkammerdruckes zugeschrieben werden und

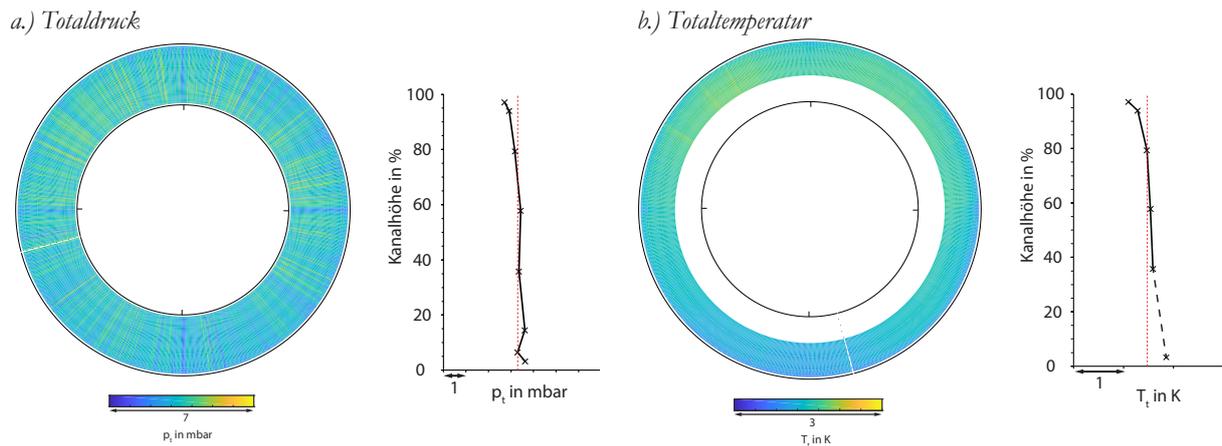


Abbildung 5.35: Konturplots und radiale Profile in der Messebene A, des Ringgitterprüfstandes

beeinflussen die dargestellte Größe über die Betriebspunktmittelung. Die Schwankungsbreite der dargestellten Größe um einen einzelnen repräsentativen Mittelwert ist dabei in der Größenordnung von $\pm 1,25$ mbar. Ungeachtet des Linienmusters zeigt sich im Konturplot eine Symmetrie der Totaldruckverteilung an der vertikalen wie auch an horizontalen Achse. Daraus kann geschlossen werden, dass die Vermessung und numerische Berechnung einer TCF Passage repräsentativ für alle Passagen am Umfang ist.

In Abbildung 5.35a ist ferner der umfangsgemittelte radiale Verlauf des Totaldruckes zusammen mit dem radial gemittelten Einzelwert (rot) dargestellt. Die Strömung beschleunigt aus der Beruhigungskammer heraus zur dargestellten Messebene A, in der ein leichter Druckanstieg von der äußeren hin zur inneren Kanalwand zu beobachten ist. Die Abweichung der Umfangsmittelwerte hin zum radial gemittelten Einzelwert betragen 0,02 %, wodurch von einem homogenen Druckverteilung gesprochen werden kann.

Im Konturplot der Totaltemperatur (Abbildung 5.35b) ist auffällig, dass durch den Ausfall von zwei Messpositionen nur die oberen 60 % der Kanalhöhe dargestellt werden. Ungeachtet dessen ist die Temperaturverteilung um die vertikale Achse symmetrisch, während eine leichte Asymmetrie um die horizontale Achse zu beobachten ist. Es kann dabei vermutet werden, dass die wandnahe Strömung in der Beruhigungskammer durch die geringen Strömungsgeschwindigkeit und der großen Oberfläche abkühlt. Es entsteht eine leichte Temperaturschichtung mit kühlerer Luft in der unteren Ringraumhälfte und wärmerer Luft in der oberen Ringraumhälfte, die mit einer Temperaturdifferenz von $\approx 0,6$ K durch den Ringgitterprüfstand bestehen bleibt.

Das dazugehörige radiale Profil (Abbildung 5.35b) mit dem repräsentativen gemittelten Einzelwert zeigt dabei ähnlich zum radialen Verlauf des Totaldruckes einen Gradienten zwischen äußerer und innerer Kanalkontur. Die mittlere Abweichung des radialen Profiles zum repräsentativen Einzelwert beläuft sich auf $\approx 0,12$ %, sodass auch im Fall der Totaltemperatur von einem homogenen Profil gesprochen werden kann.

6

MODIFIKATIONEN AM ZWEIWELLEN-PRÜFSTAND

Der Zweiwellen-Prüfstand des Institutes besteht bereits seit mehreren Jahren und ist mehrfach für Untersuchungen der HDT Abströmung, der Aerodynamik im TCF und der NDT Strömung verwendet worden. Im Rahmen dieser Arbeit soll der Prüfstand dafür verwendet werden, das in Kapitel 3.1 besprochene Test-Setup stromab einer Hochdruckturbine zu vermessen. Wie in der Aufgabenstellung besprochen, soll eine möglichst realistische Nachbildung der Strömungssituation im Triebwerk durch den zusätzlichen Einfluss von Kühlluft, ausgeblasen aus den Radseitenräumen, geschehen.

Das Kapitel gliedert sich einerseits in die Schnittstellendefinition, die für den Einbau des Test-Setups erforderlich war und andererseits wird auf den Zusammenbau und die Ausrichtung der Hochdruckturbine eingegangen. Dies wird im Hinblick auf den geforderten Radialspalt der HDT besprochen, der aufgrund der Gleitlagerung der Rotorwelle grenzwertig für den Prüfstand ist. Zusätzlich wird die Installation und Auswertung eines neuen permanent installierten Spaltnesssystems besprochen. Abschließend wird auf die Auslegung des Sekundärluftsystems zur Einbringung von bis zu acht Kühlluftmassenströmen eingegangen und der Einfluss von Kühlluft auf den Wirkungsgrad der HDT anhand von Messdaten erläutert.

6.1. SCHNITTSTELLEDEFINITION

Die Schnittstellen im Zweiwellen-Prüfstand sind in der Abbildung 6.1 dargestellt. Dabei sind diese im Bereich des Einlaufes geometrisch an den in der Mischkammer integrierten verdrehbaren Zahnkranz gebunden. Die genauen Anschlussmaße für die Strömungskontur können dabei der Arbeit von Erhard (2000) entnommen werden.

Im Bereich des Strömungsaustrittes begrenzt das Lagerschild ebenso mit integriertem verdrehbarem Zahnkranz die geometrische Auslegung des Test-Setups.

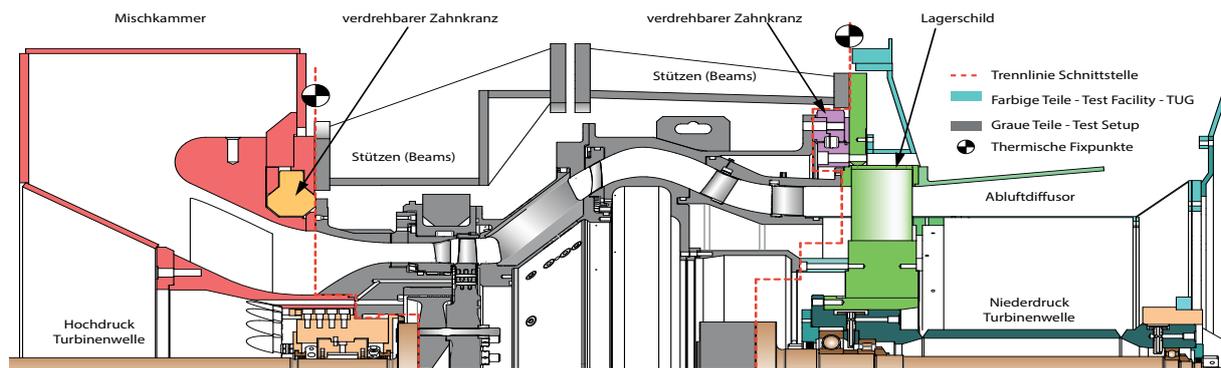


Abbildung 6.1: Schnittstellendefinition am Zweiwellen-Prüfstand

Zwischen den beiden Schnittstellen kann die Geometrie unter der Berücksichtigung folgender weiterer Kriterien frei gewählt werden:

- die Wellen- und Rotordynamik
- das Verhalten bei Überdrehzahl
- die thermische Auslegung
- das Sicherheitskonzept

Diese wurden für den Hochdruckturbinenteil durch die Arbeit von Erhard (2000) adressiert und sollen an dieser Stelle zusammenfassend für das vorliegende Test-Setup erwähnt werden.

6.1.1. WELLEN – UND ROTORDYNAMIK

Die Hochdruckturbinenwelle ist wie in Abbildung 6.1 ersichtlich, auf einer überhängenden Welle montiert. Die abgegebene Leistung der Hochdruckturbinenwelle wird durch den auf einer getrennten Welle liegenden GHH Bremsverdichter aufgenommen. Dabei sind die beiden Wellen durch eine flexible Membran Kupplung TSJE-0420 von FLEXIBOX miteinander verbunden. Aus einer wellendynamischen Betrachtung liegt der Vorteil der Kupplung in einer möglichen getrennten Betrachtung der beiden Wellen, bei nur einer sehr geringen gegenseitigen Beeinflussung. Beide Wellen sollen aus Gründen der Selbstzentrierung für einen ausgedehnten Versuchsbetrieb überkritisch betrieben werden. Dabei liegt die erste biegekritische Drehzahl der Welle des Bremsverdichters bei 4700 U/min (bei nur geringer Beeinflussung der Öl-Temperatur) sowie die zweite biegekritische Drehzahl bei einer Öl-Zulauf-Temperatur von 70 °C bei > 12500 U/min.

Für das gegenwärtige Test-Setup läuft der Hochdruckturbinenwellenstrang ebenso überkritisch. Dabei wurden seitens des Industriepartners Analysen hinsichtlich folgender Punkte durchgeführt: Festigkeit der HDT Beschaufelung, Festigkeit der HDT Scheibe, Festigkeit der Schaufel-fußverbindung, Modalanalyse der HDT Beschaufelung und der HDT Scheibe, Rotordynamik des HDT Wellenstranges, Ermüdung bei niedrig- und hochfrequenter Beanspruchung (engl.: *low- and high cycle fatigue*). Die Analysen ergaben Sperrdrehzahlen die in einem Drehzahlband von 5000 U/

min - 7650 U/min zusammengefasst werden können und beim Hochfahren schnell und mit besonderer Vorsicht durchfahren werden müssen.

6.1.2. ÜBERDREHZAHL

Die maximale Überdrehzahl des Prüfstandes liegt etwa 25 % über der maximalen Betriebszahl von 11550 U/min. Im Falle eines Kupplungsbruches und einer frei beschleunigenden Hochdruckturbine müssen aus Sicherheitsgründen bei einer Geschwindigkeit von über 14300 U/min alle Laufschaufeln von der Scheibe gelöst werden. Dies kann durch ein Abscheren der Befestigungsstifte der Schaufelfußverbindung (Steckfuß) gewährleistet werden (Abbildung 6.2a). Sollte sich eine Laufschaufel lösen, darf diese die äußere Strömungskontur nicht verlassen. Einzelne kleinere Teile der Laufschaufel könnten allerdings durch Bohrungen genutzt für Instrumentierung in der äußeren Strömungskontur austreten. Um die umliegende Turbinenhalle von diesen Teilen ebenso zu schützen, wird während dem Betrieb ein zusätzliches Containment im Bereich der Hochdruckturbine angebracht (Abbildung 6.2b). Zusätzlich darf die durch eine gelöste Laufschaufel entstehende Unwucht die Plastizitätsgrenze von 450 kN an der vorderen Lagerstelle nicht überschreiten.

Zusammenfassend kann angemerkt werden, dass die Auslegung des Rotors diese Kriterien erfüllt und entsprechende konstruktive Maßnahmen getroffen wurden.

6.1.3. THERMISCHE AUSDEHNUNG

Als weitere Schnittstelle muss die thermische Ausdehnung betrachtet werden. Die Notwendigkeit ergibt sich aus der Kombination von Gehäuseteilen mit einer Länge > 1500 mm und einer maximalen Eintrittstemperatur von 185 °C, die zu Längenänderungen größer als jene von Spaltmaßen führen können.

Die axialen Festpunkte für die thermische Ausdehnung sind für die vorderen wie auch die hinteren Test-Setup-Komponenten in der Abbildung 6.1 gegeben. Für die Spalte gilt es neben den Axial- und Radialspalten, welche zwischen drehenden und stillstehenden Gehäuseteilen erforderlich sind,

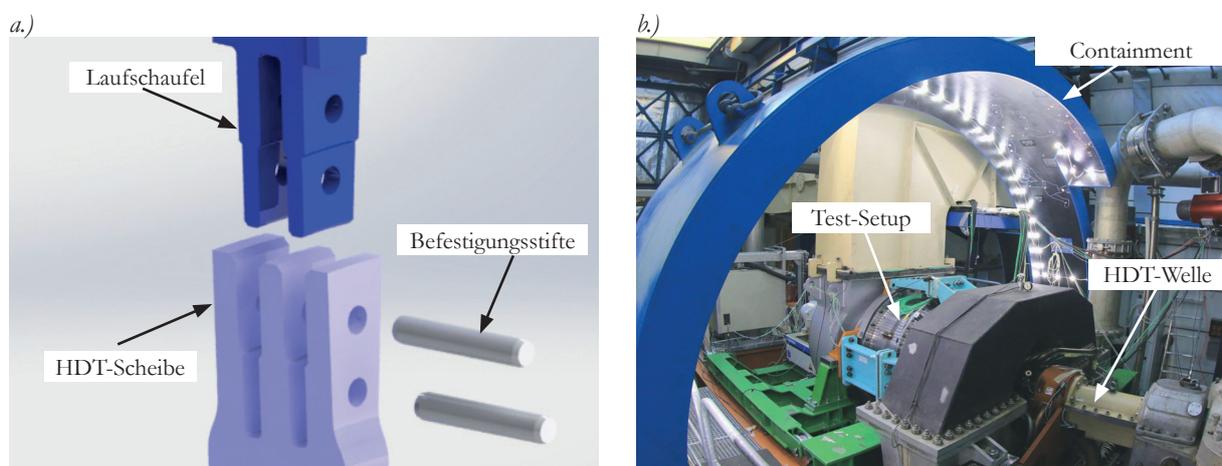


Abbildung 6.2: a.) HDT Schaufelfußverbindung und b.) Containment über gesamtes Test-Setup

auch den Rotorpalt als kritisch zu betrachten. Hierfür können fünf thermische Einflussfälle abgeleitet werden.

- Axiale Ausdehnung der Rotorwelle
- Axiale Ausdehnung des Einlaufgehäuses (Außen – und Innenkontur)
- Axiale Ausdehnung der Komponenten stromab des Hochdruckrotors
- Radiale Ausdehnung der Gehäuseteile
- Radiale Ausdehnung des Rotors und dessen Laufschaufeln (teils thermisch, teils durch die Fliehkraftwirkung)

Zur Gewährleistung einer zentrischen Ausdehnung unter dem Einfluss der Temperatur müssen daher alle Komponenten entweder speichenzentriert (meist das Rotorgehäuse) oder an einer speichenzentrierten Komponente befestigt werden.

6.1.4. SICHERHEITSKONZEPT

Das Sicherheitskonzept des Prüfstandes teilt sich in zwei Ebenen:

- Verhinderung eines Schadens durch permanente Überwachung und Notabschaltung
- Eingrenzung des Schadens im Falle eines Versagens der Notabschaltung (Fail-Safe)

Für einen sicheren Betrieb des Prüfstandes wird dieser ständig überwacht und gegebenenfalls eine Notabschaltung automatisch ausgelöst. Dabei wird die Verdichterstation abgeschaltet und zwei sich schnell öffnende Ventile (0,4 s von 0 % zu 100 %) in der Überströmleitung und in der Turbinenhauptleitung geöffnet. Die Kriterien, die zur Notabschaltung führen, sind für den Hochdruckturbinenteil in der Arbeit von Erhard (2000) dokumentiert und bewertet und an dieser Stelle angeführt (für den Niederdruckteil ergänzt die Arbeit von Hubinka (2012) die Kriterien zur Abschaltung):

Hochdruckturbine:

- Unterbrechung der Stromversorgung
Betriebsüberwachung und die Öl - Versorgung des Prüfstandes werden automatisch auf die Notstromversorgung umgeschaltet und laufen während des Abfahrens und Nachkühlens.
- Redundante Drehzahlüberwachung hinsichtlich Überdrehzahl
- Relative Wellenbewegung in vier Lagern (in einer X-Y Darstellung)
- Überwachung der axialen Verschiebung im Festlager der Turbine
- Lagertemperaturmessung
- Öl-Versorgungsdruck der Lager
- Druck nach der Haupt – und Hilfsölpumpe
- Öltemperatur und Öl-Spiegelkontrolle
- Überdruck in der Mischkammer

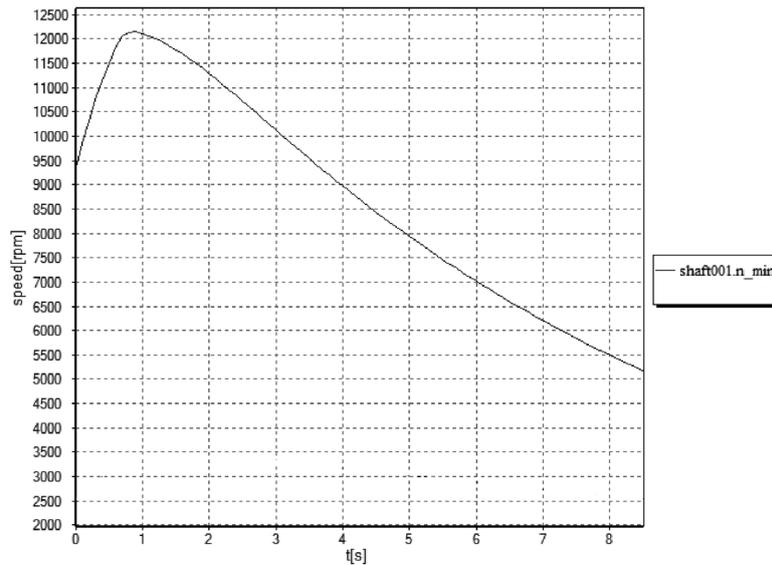


Abbildung 6.3: Rechnerischer Drehzahlverlauf nach einem Kupplungsbruch an der Hochdruckturbinen

Zur Eingrenzung des Schadens im Falle eines Versagens der Notabschaltung werden vier Punkte herangezogen:

- Berechnung der frei beschleunigten Hochdruckturbinen
- Schleudern des Rotors auf etwa 15 % Überdrehzahl (basierend auf höchster vorgesehener Betriebsdrehzahl, meist Schleuderdrehzahl ≈ 12000 U/min)
- Entsprechende Dimensionierung der Schaufelfußverbindung (siehe Kapitel 6.1.2). Bei versagen der Notabschaltung Verlust der Rotorschaukeln und damit wegfallen des Antriebsmomentes
- Containment

Die Berechnung der frei beschleunigten Hochdruckturbinen erfolgt mit dem Programm IPSE Pro an einem Berechnungsmodell, das bereits durch vorangegangene Auslegungen validiert worden ist. Das Modell erlaubt die Berechnung eines Kupplungsbruches und somit einer frei beschleunigten Hochdruckturbinen, dem größt anzunehmenden Unfall. Berücksichtigt werden dabei die Trägheit des Rotors sowie die zum Zeitpunkt des Kupplungsbruches sich öffnenden Ventile und das damit verbundene Restvolumen an verdichteter Luft, welches über die Hochdruckturbinen strömt. Das gesamte Modell und seine Abbildung wird in der Arbeit von Neumayer (2001) genauer beschrieben. Zu den Eingabeparametern zählen neben dem Massenstrom und der Massenträgheit der Welle inkl. Rotor auch Parameter der Beschaukelung wie mechanischer Eintritts- und Austrittswinkel von Stator und Rotor. Die Abbildung 6.3 zeigt das Ergebnis der Rechnung für den Fall eines Kupplungsbruches der Hochdruckturbinen, während im Anhang das Rechnungsmodell abgebildet ist.

Der Hochdruckrotor muss vor dem Einbau bei etwa 15 % Überdrehzahl (basierend auf höchster vorgesehener Betriebsdrehzahl) geschleudert werden. Dies gewährleistet einerseits eine plastische Verformung der Sicherungsbolzen und andererseits werden dadurch Fertigungsfehler ausgeschlossen.

Als weitere Schutzmaßnahme beim Lösen der Laufschaufeln bzw. von Laufschaufelteilen wurde ein 15 mm dickes Containment um den Prüfstand herum angefertigt. Dieses soll im unwahrscheinlichen Falle, dass Teile von Laufschaufeln oder eine Laufschaufel selbst das Rotorgehäuse durchstößt, zusätzlichen Schutz bieten.

6.2. ZUSAMMENBAU UND AUSRICHTUNG DES TEST-SETUP

Der Prüfstand kann entsprechend der Abbildung 6.4 in einen vorderen Teil und einen hinteren Teil unterteilt werden. Diese Unterteilung entspricht gleichzeitig der in Abbildung 6.4b eingezeichneten Teilungsebene des Prüfstandes, die aufgrund der besseren Zugänglichkeit zu den Strömungskomponenten gewählt wurde. Der hintere Prüfstand ist auf einem beweglichen Rahmen montiert und kann für eine Zugänglichkeit zum TCF verschoben werden.

Dementsprechend untergliedert sich auch der Zusammenbau und die Ausrichtung in einen vorderen - und ein hinteren Prüfstandsteil. Getrennt zusammengebaut und in sich zentriert, werden anschließend beide Prüfstandshälften aufeinander ausgerichtet. Die für die Ausrichtung wichtigen Punkte werden im Folgenden diskutiert.

6.2.1. AUSGANGSSITUATION

In der Ausgangssituation ist im Prüfstand kein Test-Setup verbaut und die in Abbildung 6.1 gezeigten Schnittstellen sind frei zugänglich. Die Abbildung 6.5 markiert dazu die Prüfstandssituation in Farbe, während das Test-Setup (noch nicht verbaut) nur durch Linien angedeutet ist. Für die folgende Ausrichtung des Test-Setups zusammen mit der Hochdruckturbine ist es erforderlich, die Position der Hochdruckturbinenwelle relativ zur Mischkammer zu kennen, bzw. zu überprüfen. Die Problematik dabei ist, dass die Hochdruckturbinenwelle in Gleitlagern sitzt und erst im Betrieb im Ölfilm aufschwimmt. Die Relativposition zwischen der Mischkammer und der Welle im kalten Zustand wurde im Rahmen der Arbeiten von Erhard (2000) eingestellt, sodass die Welle und die

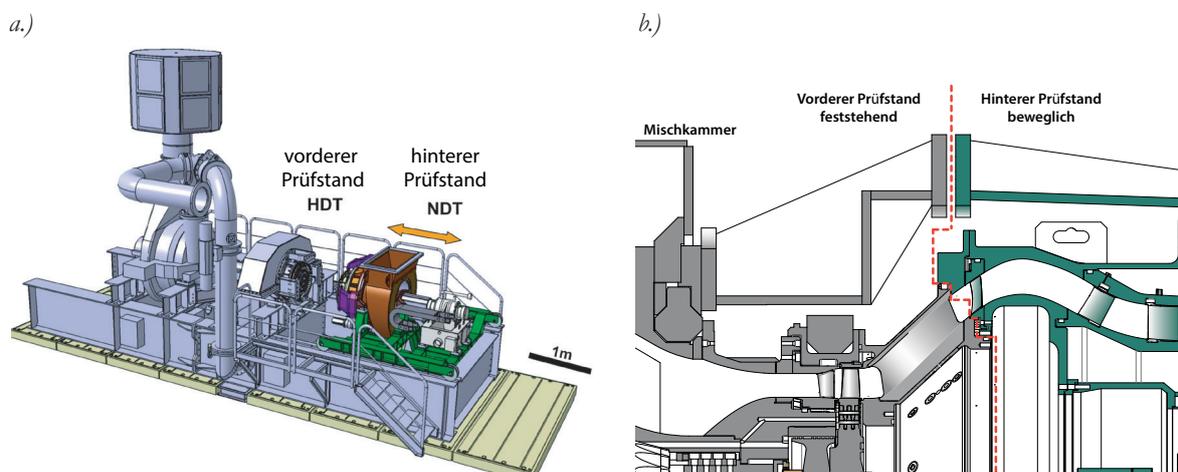


Abbildung 6.4: a.) Einteilung in einen vorderen - und hinteren Prüfstandsteil (vgl. Hubinka, 2012) mit
b.) Teilungsebene des Zweiwellen-Prüfstandes

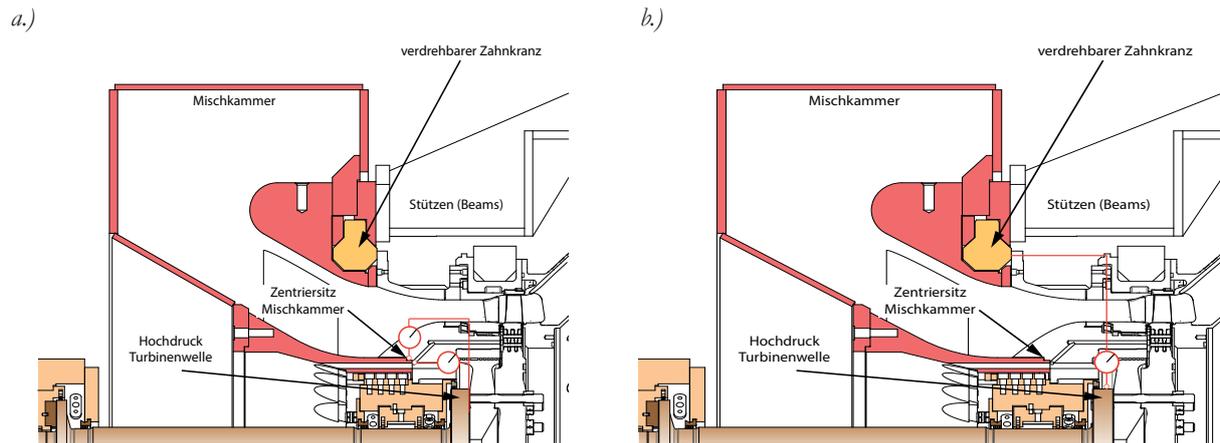
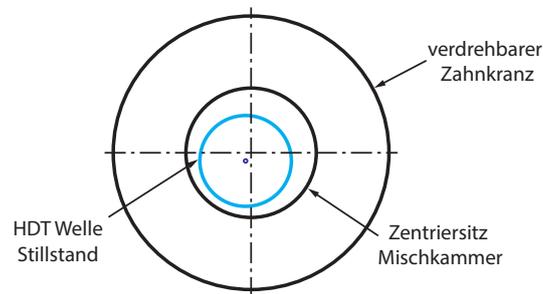


Abbildung 6.5: Vermessung der Position der HDT a.) relativ zur Mischkammer und b.) relativ zum vorderen Zahnrad



Ansicht: A. L. F.

Abbildung 6.6: Position der HDT-Welle relativ zur Mischkammer im kalten Zustand (Ansicht A. L. F.)

Mischkammer bei Betriebsdrehzahl zentrisch laufen sollte. Damit sitzt der Wellenmittelpunkt im kalten Zustand relativ zum Mittelpunkt des Zentriersitzes der Mischkammer sowie zum Mittelpunkt des Zahnkranzes im linken unteren Quadranten (Abbildung 6.6). Die genaue Position der Welle wird mithilfe von Messuhren im Axial – Radial Verfahren bestimmt, dessen Anordnung in Abbildung 6.5a und b dargestellt ist. Um das Spiel im Gleitlager durch die Messung zu kompensieren, sind für die axiale Messung hin zum Zentriersitz der Mischkammer zwei gegenüberliegende Messuhren erforderlich. Die Position des Wellenmittelpunktes bei der Kaltmessung wurde dabei in horizontaler Richtung mit 0,108 mm sowie in vertikaler Richtung mit 0,37 mm gemessen.

6.2.2. ROTORGEHÄUSE UND HOCHDRUCKROTOR

Nach dem Einbau der ersten strömungsführenden Teile des Test-Setups (Adapterring, äußere Einlaufkontur und HD-Stator) wird das Rotorgehäuse eingesetzt (vgl. Abbildung 6.7a), das über eine thermische Zentrierung verfügt und ausgerichtet werden muss. Ziel der Ausrichtung des Rotorgehäuses ist es, einen im Betrieb zentrischen Lauf des Hochdruckrotors im Rotorgehäuse zu erreichen und dadurch eine gleichmäßige Rotorspaltverteilung zu erhalten.

Wird als Maschinenachse die Mittelachse des verdrehbaren Zahnkranzes definiert, sitzt die HDT-Welle aufgrund der Gleitlagerung im kalten Zustand exzentrisch (vgl. Abbildung 6.6). Die

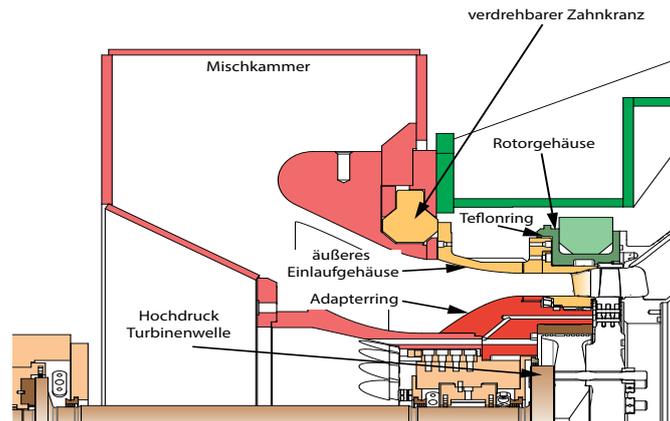


Abbildung 6.7: Prüfstandssituation nach dem Einbau von Adapterring, äußerer Einlaufkontur und Rotorgehäuse

genaue Position der Hochdruckturbinen im Betrieb ist eine Funktion der Viskosität des Öles im Lager, des Gewichtes der Welle sowie der Wellendrehzahl, wobei eine typische Wellenbewegung im Lager beim Hochfahren in Abbildung 6.8a gegeben ist. Aufgrund von vorangegangenen Rotor-spaltmessungen im Betrieb stellte sich heraus, dass der Wellenmittelpunkt bzw. der HDT-Mittelpunkt bei 11000 U/min und einer mittleren Lagertemperatur von $\approx 85^\circ\text{C}$ relativ zur theoretischen Maschinenachse um 0,17 mm in horizontaler und 0,3 mm in vertikaler Richtung versetzt (im linken unteren Quadrant) läuft (Abbildung 6.8b).

Mit dem Wissen der Wellenmittelpunktsposition im Betrieb bei 11000 U/min und der Wellenbewegung im Lager (Abbildung 6.8) kann für die Betriebsdrehzahl von ≈ 9500 U/min eine neue Mittelpunktsposition für die HDT geschätzt werden. Diese Werte sind beim Einbau des Rotorgehäuses berücksichtigt und führen zu einem Versatz der Rotorgehäuses relativ zur Maschinenachse von 0,16 mm in horizontaler und 0,25 mm in vertikaler Richtung (siehe Abbildung 6.8b). Dazu werden entsprechend der Abbildung 6.9 die Zentrierelemente in der thermischen Zentrierung des Rotorgehäuses eingeschliffen.

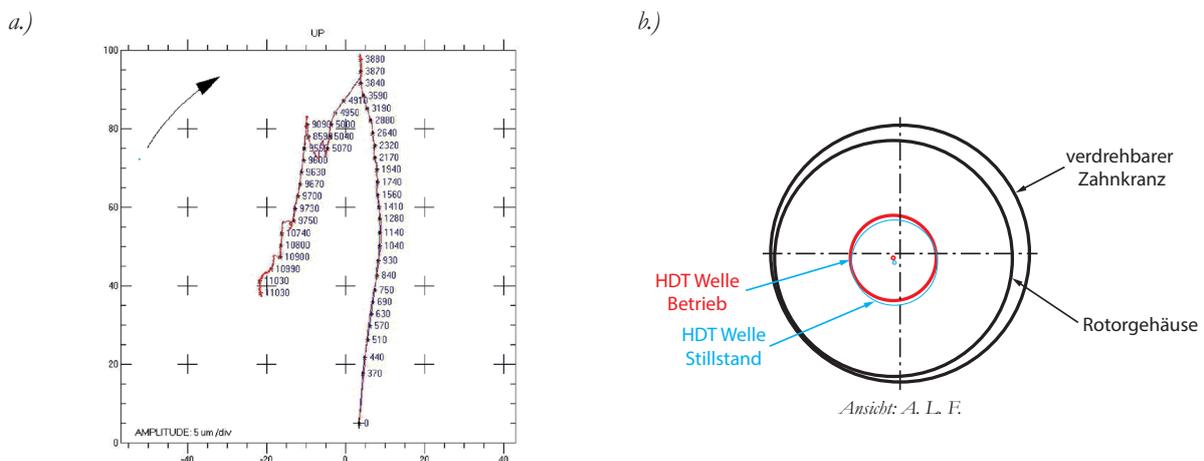


Abbildung 6.8: a.) Wellenbewegung in horizontaler und vertikaler Richtung während des Hochfahrens (Hubinka, 2012)
 b.) vorangegangene Position der HDT-Welle im Betrieb, relativ zum Zahnkranz - Mischkammer (Ansicht A. L. F.)

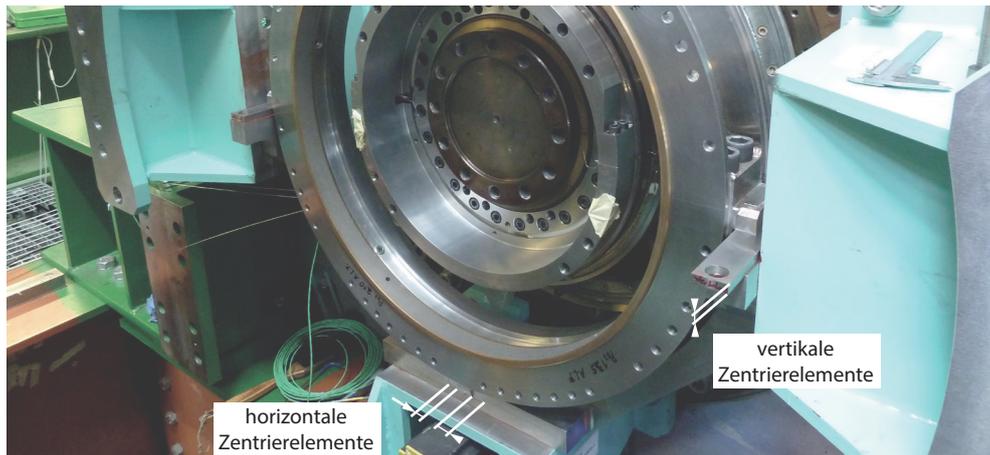
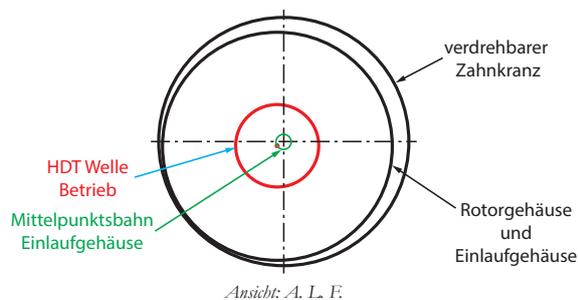


Abbildung 6.9: Zentrierelemente in der thermischen Zentrierung des Rotorgehäuses

Das über einen Teflonring mit dem Rotorgehäuse zentrierte äußere Einlaufgehäuse weist somit ebenso einen Achsversatz zum Zahnkranz auf. Durch das Ausnutzen vom Lagerspiel und dem Lochspiel sowie die Summe aller radialen Toleranzen ist die Verschraubung des Einlaufgehäuse mit dem Zahnkranz dennoch möglich. Die nicht fluchtenden Achsen zwischen dem Einlaufgehäuse und dem Zahnkranz bedeuten, dass das Einlaufgehäuse bei einer 360° Bewegung in Umfangsrichtung eine Exzenterbewegung ausführt. Die Abbildung 6.10a verdeutlicht dabei die Mittelpunktbahn des Einlaufgehäuses bei einer 360° Umfangsbewegung.

Bedingt durch die Konstruktion des Lagers lässt dieses nur einen minimalen exzentrischen Lauf des Innenringes relativ zum Außenring zu. Damit wird das Rotorgehäuse in horizontaler und vertikaler Richtung in der in radialer Richtung weichen thermischen Zentrierung bewegt. In Summe soll die Bewegung des Rotorgehäuses durch die Exzenterwirkung des Einlaufgehäuses in mehreren Iterationen minimiert werden. Die Abbildung 6.10b zeigt hierfür die Messuhranordnung zum Vermessen der Bewegung des Rotorgehäuses in horizontaler und vertikaler Richtung. Das geschlossene und verschraubte Einlaufgehäuse wird für eine Referenzmessung um 360° gedreht und die Bewegung des Rotorgehäuses aufgezeichnet. An der Umfangsposition mit maximalem Ausschlag wird die Verschraubung des Einlaufgehäuses hin zum verdrehbaren Lager gelockert und somit die

a.)



b.)

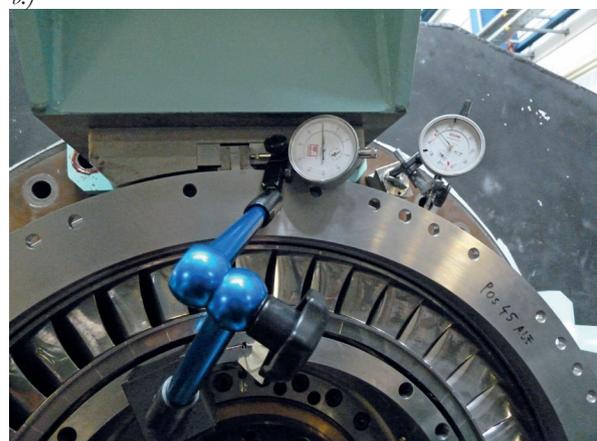


Abbildung 6.10: a.) Theoretische Mittelpunktbahn des Einlaufgehäuses bei einer 360° Umfangsbewegung
b.) Anordnung der Messuhren zur Vermessung der Bewegung des Rotorgehäuses

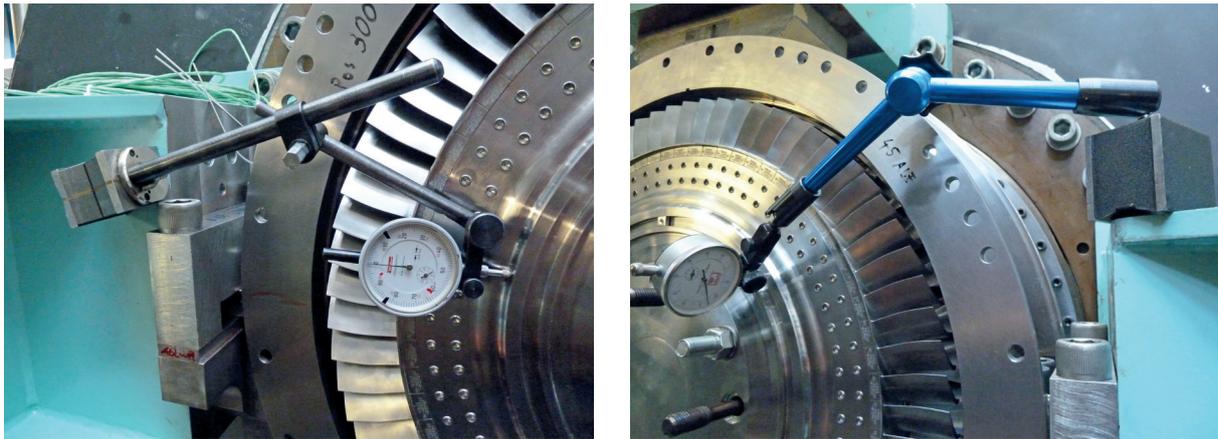


Abbildung 6.11: Überprüfung des Rotorsitzes in radialer und axialer Richtung

Exzentrizität verringert. Dieser Vorgang wird mehrmals wiederholt, bis eine minimale Bewegung des Rotorgehäuses erreicht wird. Diese kann für diesen Aufbau mit 0,10 mm zwischen 135° und 315° (A. L. F.) festgehalten werden. Ein Maßprotokoll der Rotorgehäuse - Bewegung in Umfangsrichtung kann dem Anhang entnommen werden.

Im Anschluss an die Ausrichtung des Rotorgehäuses erfolgt die Montage des Hochdruckrotors. Die Hochdruckturbinenwelle samt der Gleitlagerung wurde bereits während des Aufbaus des Prüfstandes ausgerichtet und soll nicht verändert werden. Der Hochdruckrotor selbst kann somit nicht ausgerichtet werden, doch ist es erforderlich, dessen Lage und korrekte Montage in mehreren Schritten zu bestimmen bzw. zu überprüfen.

- Überprüfung des korrekten Sitzes des Rotors an der Hochdruckturbinenwelle (Rund- und Planlauf)
- Überprüfen der axialen Position des Hochdruckrotors

Zur Überprüfung des Sitzes der Hochdruckturbinen zeigt die Abbildung 6.11 die Anordnungen der Messuhren. Der Rund - und Planlauf an den Messflächen beträgt 0,05 mm, der bei dieser Messmethode bei mehrmaligen Drehen des Hochdruckrotors nicht überschritten werden darf. Durch die Gleitlagerung kann der Hochdruckrotor beim Drehen seine Lage verändern, das durch mehrmaligen Drehen und einer Mittelwertbildung herausgerechnet werden muss.

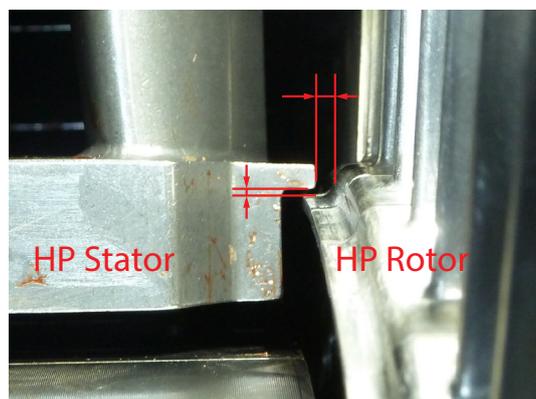


Abbildung 6.12: Axial und Radialspaltkontrolle zwischen Stator und Rotor

Die axiale Position des Rotors kann entsprechend der Abbildung 6.12 mittels Fühlerlehren bestimmt werden, wobei der über den Umfang gemittelte Axialspalt 1,8 mm sowie der über den Umfang gemittelte Radialspalt 0,81 mm betrug.

6.2.3. KALTSPALTMESSUNG

Für einen sicheren Betrieb sowie das Erzielen eines definierten Rotorspaltes für die Strömungsmessungen ist es erforderlich, den Kaltspalt wie auch den Heißspalt des Rotors genau zu kennen. Durch die Gleitlagerung liegt wie zuvor besprochen die Hochdruckturbinenwelle im kalten Zustand in der unteren Lagerschale auf. Aus vorangegangenen Messungen am vorderen Gleitlagerlager (Abbildung 6.8) wurde die Rotorbewegung während des Hochfahrens gemessen. Obwohl der Betriebspunkt der vorangegangenen Versuche in den für die Rotorbewegung wichtigen Punkten wie der Drehzahl, den Lagertemperaturen sowie dem Druckverhältnis der Hochdruckturbinen abweichend war, wurde daraus eine Rotorbewegung geschätzt. Dabei beliefen sich die Schätzwerte auf einen transienten Punkt, welcher das Aufschwimmen des Rotors um 0,06 mm in vertikaler und 0,013 mm in horizontale Richtung definierte.

Da das Rotorgehäuse bereits entsprechend exzentrisch angeordnet wurde bedeutet dies für die Kaltspaltmessung, dass der Mittelpunkt der Spaltmessung einen vertikalen Offset von 0,06 mm nach oben sowie 0,013 mm nach links (A. L. F.) aufweisen sollte.

Die Kaltspaltmessung wurde auf zwei Arten durchgeführt:

- Spaltmessung mittels Fühlerlehren bei einer Messgenauigkeit von 0,05 mm
- Spaltmessung mittels Linipot Verfahren

Die Spaltmessung mittels Fühlerlehren erfolgte an 8 Umfangspositionen und wird an jeder Position achtmal wiederholt. Vor jeder Wiederholung wird der Rotor um ein Achtel (45°) weiter verdreht. Der ermittelte Spaltwert an einer Umfangsposition ergibt sich anschließend aus dem Mittelwert der acht Wiederholungen.

Für die Spaltmessung mittels dem Linipot Verfahren wird eine kapazitive Distanzsonde mittels Wachs an einer Laufschaufel des Hochdruckrotors befestigt und misst während mehrerer Umdre-

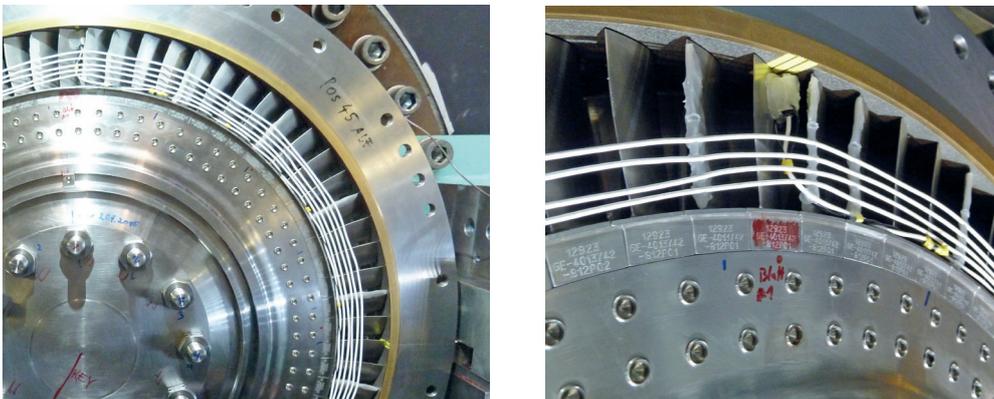


Abbildung 6.13: Linipot Messsystem installiert für fünf Hochdruckrotorumdrehungen

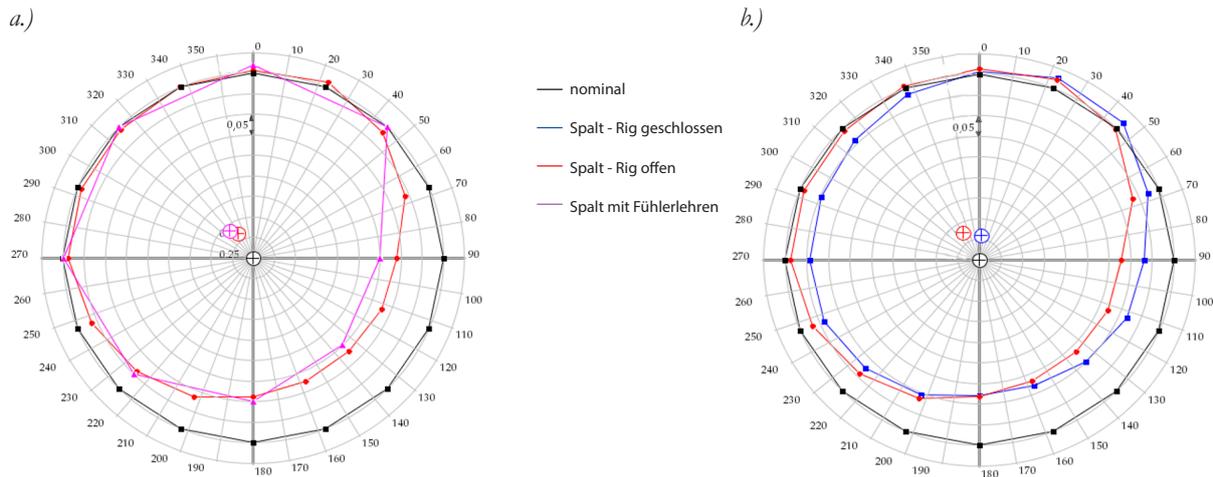


Abbildung 6.14: Kaltspaltmessung zwischen Anstreifbelag und HDT-Rotor mit dem Linipot Messverfahren

a.) Vergleich zur Kaltspaltmessung mittels Fühlerlehren
 b.) Vergleich von geöffneten und geschlossenen Prüfstand

hungen des Hochdruckrotors den Abstand hin zum Anstreifbelag. Die von der Sonde gemessenen Abstände werden über einen Messverstärker in einem Softwareprogramm ausgelesen und mithilfe von Kalibrierdaten in der Auswertung übereinandergelagert. Die Auswertung ergibt einen Wert für den Spalt entlang des Umfanges sowie den durch eine Ellipse eingeschnittenen Mittelpunkt. Die Abbildung 6.13 zeigt die am Hochdruckrotor befestigte kapazitive Distanzsonde mit dem Kabel, präpariert für die Messung von fünf Hochdruckrotorumdrehungen. Die Abbildung 6.14a gibt den gemessenen Spalt entlang des Umfanges bei offenem Prüfstand in rot und den errechneten Mittelpunkt (rote Markierung) an. Im Vergleich dazu ist der ideal runde Nominalspalt in schwarz mit eingezeichnet. Zu erkennen ist ein kleinerer Spalt zwischen 50° und 260° , der in etwa deckungsgleich mit der Lage der Welle im kalten Zustand und der zur erwartenden Wellenbewegung beim Hochfahren ist.

Aufgrund der Neuheit des Linipot Verfahrens an diesem Prüfstand wurden am offenen Prüfstand die Messmethode mit Fühlerlehren der Linipot Messung gegenübergestellt. Die Abbildung 6.14a zeigt dazu die Gegenüberstellung der beiden Messmethoden. Die Abbildung führt zur Schlussfolgerung, dass beide Systeme den identen Spalt wiedergeben. Unterschiede sind nur entsprechend der Auflösung und der erhöhten Messunsicherheit der Fühlerlehren von $0,05$ mm zu sehen. Im Mittelpunkt weichen die beiden Messmethoden mit einem Radius von $0,02$ mm ab.

In weiterer Folge ist es mittels des Linipot Verfahrens möglich den Kaltspalt bei vollständig geschlossenem Prüfstand zu ermitteln. Dabei ist das Rotorgehäuse durch das zusätzliche Gewicht der TCF Baugruppe belastet und die vorderen Stützen (vgl. Abbildung 6.1) mit den hinteren Stützen verschraubt und verstiftet. Die Prüfstandssituation gleicht somit jener bei der Testdurchführung. Das Ergebnis der mechanischen Veränderung auf den Rotorspalt ist in Abbildung 6.14b ersichtlich. Der Mittelpunkt der durch die Spaltverteilung eingeschnittene Ellipse verschiebt sich primär in der horizontalen Ebene um $0,035$ mm hin zur Mittelachse. In der vertikalen Ebene senkt sich der Mittelpunkt und liegt bei $0,06$ mm über dem nominalen Mittelpunkt. Die Position des Mittel-

punkts der durch die Spaltverteilung eingeschnittene Ellipse deckt sich mit den Erwartungen der Ausrichtung des Rotorgehäuses.

6.3. ROTORSPALT MESSSYSTEM

Neben der Betriebssicherheit ist entsprechend der Literatur der Rotorspalt für den Wirkungsgrad der Hochdruckturbinen wie auch dem TCF und den stromabliegenden Niederdruckstator von Bedeutung. Dabei wird der Rotorspalt des deckbandlosen HDT-Rotors aus der Wahl der Durchmesser von Rotor und dem im Rotorgehäuse befestigten Anstreifbelag mechanisch voreingestellt. Im Betrieb wird der Rotor sowie das Rotorgehäuse thermisch belastet und somit der Spalt verändert. Zusätzlich wirkt auf den Rotor eine Fliehkraft, die eine Durchmesseränderung hervorruft. Im speziellen Fall des Zweiwellen-Prüfstandes sitzt die HDT-Welle in Gleitlagern, wodurch wie zuvor besprochen die Lage des Wellenmittelpunkts eine Bewegung ausführen kann und damit der Rotorspalt, bzw. dessen Umfangsverteilung verändert wird. Eine Messung des tatsächlichen Rotorspaltes ist daher von großem Interesse.

6.3.1. EINBAU

Zum Messen des Rotorspaltes werden vier kapazitive Sonden entsprechend der Abbildung 6.15 am Umfang der Rotorgehäuses eingebaut. Die Passbohrungen für die Sonden befinden sich dabei unter den Winkeln von 45° , 135° , 210° und 300° (A. L. F.) im Rotorgehäuse und werden im Uhrzeigersinn nummeriert. Die Aufteilung am Umfang kommt - neben der möglichen Zugänglichkeit der Sonden von außen - durch eine Optimierung hinsichtlich der Detektion von Schwingungen. Die Erfahrungswerte des Industriepartners besagen, dass durch die bessere Abbildung der Schwingungsamplituden bei einer Aufteilung ungleich 90° auch die Messgenauigkeit der Spaltmessung erhöht wird. Die Sonden werden ins Rotorgehäuse entsprechend der Abbildung 6.16 eingebaut, sodass sie zum Anstreifbelag hin einen Rückstand von 0,2 mm aufweisen. Für eine genaue Spaltmessung muss der Sondenrückstand eingestellt und vermessen werden, wobei Distanzscheiben wie in der Abbildung 6.15 markiert verwendet werden. Die Abbildung 6.16 zeigt dazu die zur Sonden-

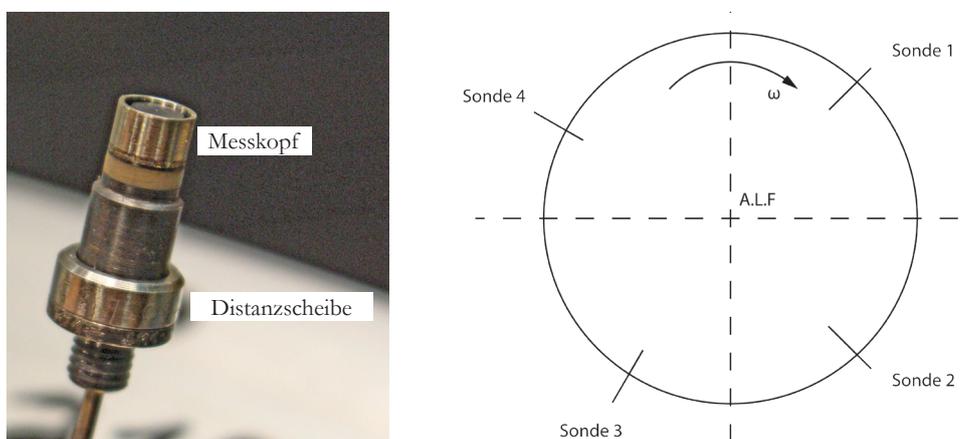


Abbildung 6.15: Kapazitive Sonde und deren Einbaulage im Rotorgehäuse



Abbildung 6.16: Vermessung des Sondenrückstandes im Rotorgehäuse mittels Messuhr

rückstandsmessung verwendete Messuhr mit einer speziellen Spitze, die nur eine Linienberührung am Durchmesser aufweist. Die Messung wird mehrmals wiederholt, der Sondenrückstand somit genau ermittelt und eine Beeinflussung der Messunsicherheit des Rotorspaltes minimiert. Die Messprotokolle für die drei unterschiedliche Anstreifbeläge finden sich im Anhang.

6.3.2. MESSTECHNIK

Das Rotorspalt Messsystem selbst ist in der Abbildung 6.17 skizziert. Die Messung des Rotorspaltes erfolgt durch vier kapazitive Quasi Triax Sonden aus dem Hause MTU Aero Engines, die an vier hochfrequente Fogale Module vom Typ MC925 mit einer Bandbreite von 0,005 kHz bis 230 kHz angeschlossen sind. Diese wandeln das Faradsignal der Sonden (in der Größenordnung von fF) in ein Volt signal um, welches über SMB zu BNC Kabel zur Messkarte Mi.3122 der Firma Spectrum mit einer Abtastrate von 10 MS/s geleitet wird. Die Messkarte wurde adaptiert und angepasst und in einer Dell Workstation verbaut, dessen Betriebssystem speziell für die Rotorspaltmessung angepasst wurde.

Die Auflösung bzw. Abtastrate der Komponenten ist ausreichend, um nicht nur den Rotorspalt zu messen, sondern bei Erweiterung der Software Schaufelschwingungen auszuwerten. Unterschiedliche Ausformungen der Turbinenschaufel im Blattspitzenbereich wie z.B. die am Institut oft verwendete Kronenanschräpfung können ebenso aufgelöst werden. Neben dem Rotorspalt wird über

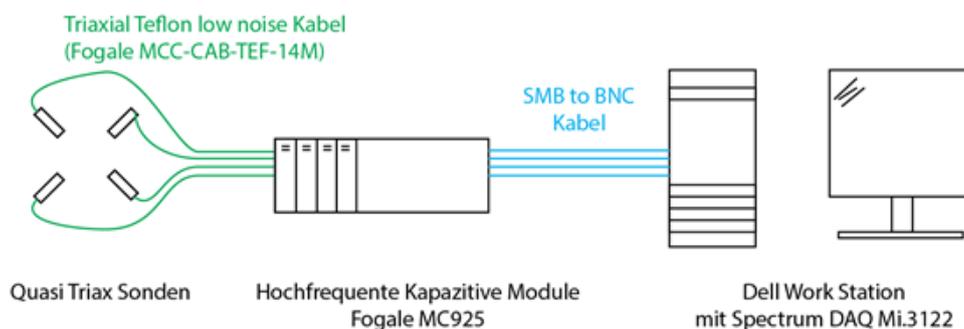


Abbildung 6.17: Skizze des Rotorspalt Messsystemes

ein softwaretechnisches Indizieren einer Schaufel und dem zeitlichen Zählen der folgenden die Drehzahl ermittelt.

Um aus dem Rohsignal einen Rotorspalt ermitteln zu können, ist eine Kalibrierkurve mit einem Polynom 3ter Ordnung erforderlich. In die Kalibrierung fließen die Geometrie des Setups, die elektrische Leitfähigkeit von Laufschaufel, Gehäuse und Sonde, die dielektrische Konstante des Materials vom Anstreifbelag und die dielektrische Konstante der Sondenkeramik ein. Die Kalibrierkurve kann entweder durch das Vorbeibewegen der tatsächlichen Rotorschaufel ermittelt oder wie in diesem Fall anhand eines numerischen Modelles durch den Industriepartner MTU Aero Engines berechnet werden.

6.3.3. AUSWERTUNG

Die Abbildung 6.18 zeigt an einem Oszilloskop den zeitlichen Verlauf eines Sondensignales beim Vorbeibewegen einer Rotorschaufel mit Kronenanschärfung. Dabei gibt ein niedriger Signalwert einen großen Rotorspalt, bzw. den Bereich in dem keine Rotorschaufel im Messbereich ist, an. Umgekehrt ist bei einem großen Signalwert der Rotorspalt klein und repräsentativ für die Schaufelspitze. Die Grundlinie wird entweder durch ein zusätzliches analoges Modul oder wie in diesem Falle durch ein Softwareprogramm ermittelt und ist ein zeitlicher Mittelwert zwischen der fallenden und steigenden Schaufelflanke. Der mittlere Spitzenwert ist ebenso ein zeitliches Mittel zwischen der steigenden und der fallenden Flanke. Da immer auf die zweite Flanke gewartet werden muss, läuft das Rechtecksignal immer eine Rotorschaufel nach. Die Grundlinie von dem mittleren Spitzenwert subtrahiert ergibt das Rohsignal, welches repräsentativ für den mittleren Rotorspalt steht. Für die genaue Ermittlung des Ortes der Flanke sei auf weiterführende Literatur von Haase und Haase (2013) verwiesen.

Das Rechtecksignal kann auf eine gerade gerichtete Grundlinie bezogen und in ein Treppensignal abgeleitet werden, wie es die Abbildung 6.19a verdeutlicht. Um für das Speichern einer Versuchsfahrt über mehrere Stunden hinweg die Datenmenge zu reduzieren, werden durch die Software

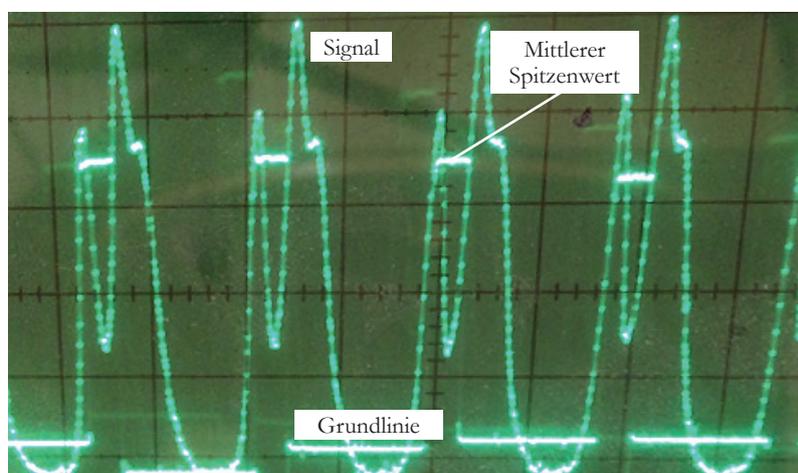


Abbildung 6.18: Zeitlicher Verlauf des Signales einer kapazitiven Sonde beim Vorbeibewegen einer Rotorschaufel

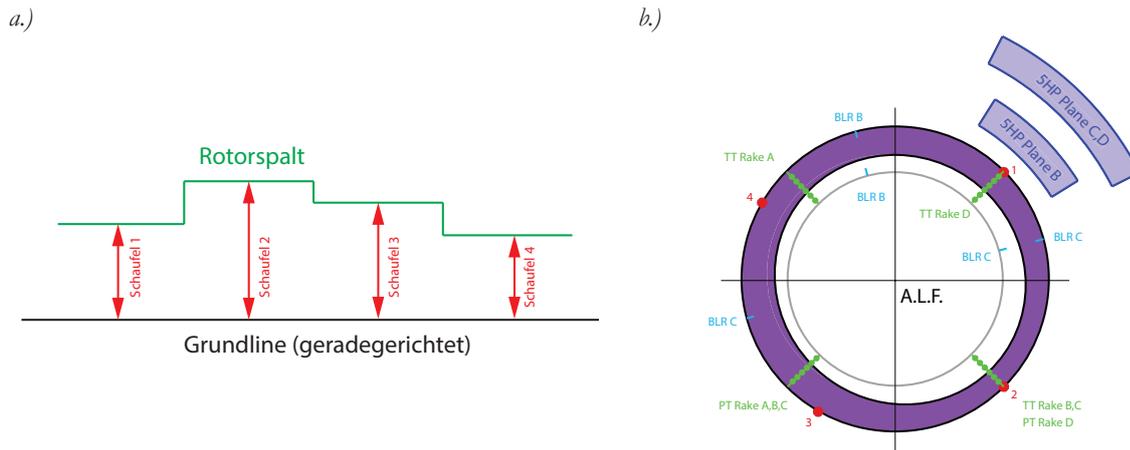


Abbildung 6.19: a.) Skizze eines Treppensignales des Rotorspaltes
 b.) Rotorspaltverteilung für den Anstreifbelag „medium Clearance“

drei Rotorumdrehung gemittelt und jeweils ein mittlerer Spalt sowie ein minimaler und ein maximaler Wert gespeichert. Der minimale und maximale Spalt sind dabei die beiden Extrema, die in den drei Umdrehungen gemessen wurden. Wenn alle vier Sonden unter dem jeweiligen Umfangswinkel und dem Spaltwert auf einem idealen Kreis angeordnet werden, ergibt sich aus den vier Stützstellen eine Ellipse mit einem Zentrum abweichend von der Maschinenachse. Die Abbildung 6.19b zeigt vorgreifend bereits den gemittelten Rotorspalt über die gesamte Versuchsdauer. Der äußere Kreis bildet dabei das Rotorgehäuse, während der Innere den Rotor darstellt. In violett eingefärbt ist der Rotorspalt über den Umfang aufgetragen. Das Minimum wird in dieser Abbildung in etwa bei der Sonde 2 erreicht, während der größte Rotorspalt bei 225° (A. L. F.) liegt. Durch die Berücksichtigung aller vier Sonden für die Kreisbildung, zeigt der Rotor eine leicht elliptische Form. Es kann dabei vermutet werden, dass nicht der Rotor sondern die thermische Ausdehnung des Gehäuses diese elliptische Form aufweist. Um einen einzelnen repräsentativen mittleren Spaltwert zu erhalten, wird anders als gewöhnlich nicht mit den vier Sondenwerten sondern mithilfe der Software entlang der Ellipse gemittelt. Die dazugehörigen repräsentativen mittleren Minimal- und Maximalspaltwerte werden analog aus der Ellipse errechnet.

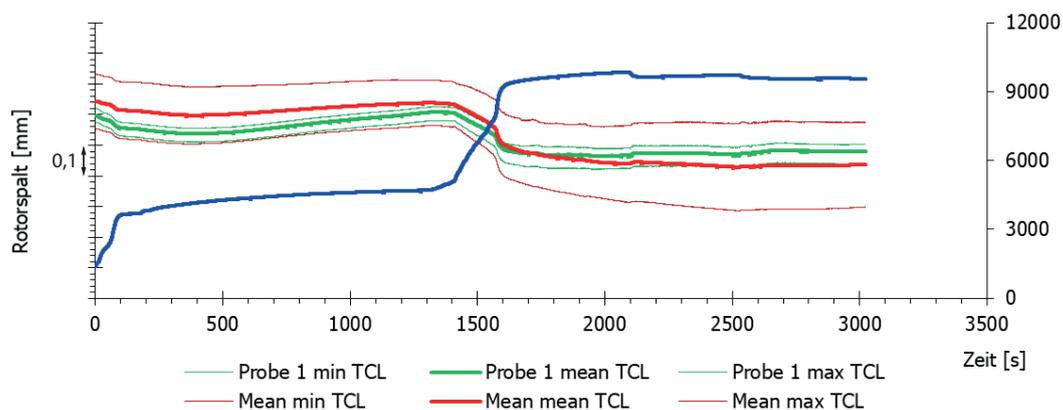


Abbildung 6.20: Rotorspaltauswertung der Sonde unter 45° A.L.F. über die Zeit

Für den Verlauf des Spaltes über der Zeit zeigt die Abbildung 6.20 das transiente Zeitsignal einer Sonde (in grün) sowie den mittleren Rotorspalt (in rot) zusammen mit der Rotordrehzahl (in blau). In dünnen Linien ist der jeweils zugehörige Maximal – bzw. Minimalwert mit angegeben.

Der Drehzahlverlauf beginnt erst bei einer gewissen Drehzahl, die mit einer Mindestdrehzahl für die Flankenbewertung zusammenhängt. In den ersten 100 s wird die Hochdruckturbinen beschleunigt, wodurch erwartungsgemäß der Spalt durch die Fliehkraft abnimmt. In den nächsten ca. 1200 s erwärmt sich der Rotor und das Gehäuse bei einer Zunahme der mittleren Spaltwerte. Anschließend wird der Massenstrom des Bremsverdichters (GHH) zum Hauptmassenstrom gemischt, wobei dieses Vorgehen die Drehzahl rapide ansteigen lässt (zwischen 1400 s und 1600 s). Die damit einhergehende Fliehkraftänderung sowie die Lageänderung der Welle im Gleitlager ist im Verlauf des Rotorspaltes deutlich zu sehen. Nach dem vollständigen Koppeln des Massenstromes erreicht die Hochdruckturbinen eine annähernd konstante Drehzahl. Der Spalt verringert sich jedoch weiter bis etwa 2700 s, wo er konstant wird. Die Verringerung kann auf eine schnellere Erwärmung des Hochdruckrotors gegenüber der des Gehäuses zurückgeführt werden. In dem Diagramm nicht mehr ersichtlich vergrößert sich der Spalt im weiteren Verlauf wieder, bis die Temperatur des Rotorgehäuses stabilisiert ist. Die gezeigte Versuchsfahrt wurde mit Sekundärluft durchgeführt, die zum Zeitpunkt 2100 s eingeschaltet wurde. Wie im folgenden Kapitel 6.5 ausführlicher besprochen, verringert sich durch das Zuschalten der Kühlluft der Wirkungsgrad der HDT. Dementsprechend fällt die Drehzahl und die auf den Rotor wirkende Fliehkraft sprunghaft. Diese Änderung unterbricht den Trend des Rotorspaltes und lässt diesen kurzzeitig anwachsen. Eine Stabilisierung und Einregelung der Drehzahl auf den Betriebspunkt sowie die langsame Stabilisierung der Gehäuse- und Rotortemperatur lassen den Spalt ab ≈ 2700 s konstant werden.

Neben der Durchmesseränderung und der damit einhergehenden Spaltänderung wandert durch die hydrodynamische Lagerung auch der Wellenmittelpunkt. Dabei wird durch die Bewegung des Zentrums der Ellipse die Wellenbewegung ermittelt und stellt einen für den mittleren Spalt repräsentativen Wert dar. Die mittlere Zapfenbewegung kann über die Versuchsdauer in einem x, y Diagramm aufgetragen (Abbildung 6.21a) oder die Verschiebung gemeinsam mit der Drehzahl über die Zeit dargestellt werden (Abbildung 6.21b). Die Welle schwimmt beim Hochfahren im Lager

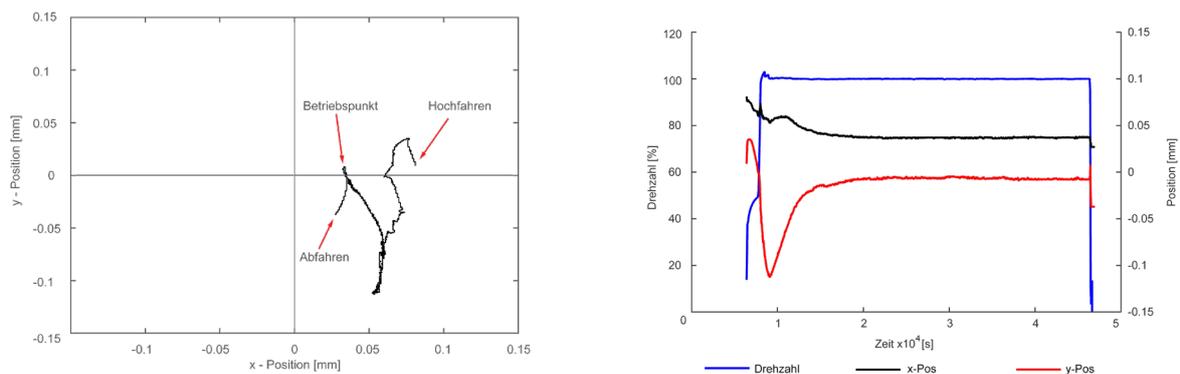


Abbildung 6.21: Rotorbewegung im $x-y$ Diagramm und Rotorbewegung mit Drehzahlverlauf über die Zeit (Ansicht A. L. F.)

auf, wobei der Wellenmittelpunkt zum Zeitpunkt der ersten Messwerte im Quadranten I liegt. Dieser bewegt sich für den Betriebspunkt weiter in den Quadranten IV, 0,035 mm auf der horizontalen und -0,01 mm auf der vertikalen Achse. Die Restabweichung wurde seitens des Industriepartners als akzeptabel angenommen und eine erneute Ausrichtung des Rotorgehäuses war nicht erforderlich. Darüber hinaus ist deutlich zu sehen, dass die größten Wellenmittelpunktbewegungen bei starker Drehzahländerungen auftreten. Beim Hochfahren bzw. beim Einspeisen des Bremsverdichtermassenstromes bewegt sich der Wellenmittelpunkt relativ zum Anstreifbelag im Rotorgehäuse nach unten, bevor dieser beim Erreichen des Betriebspunktes wieder nahe der Nulllinie ist. Der Wellenmittelpunkt bleibt nach dem Durchwärmen der Bauteile über die restliche Versuchsfahrt ortsfest, bis er beim Abfahren zuerst kurz nach oben bewegt wird, bevor die Drehzahl zu gering ist und der Zapfen sich im Lager nach unten bewegt.

6.3.4. ERMITTLUNG DES MINIMALEN ROTORSPALTES

Die Reduzierung des Rotorspaltes auf einen triebwerksrelevanten Wert ist in Hinblick auf die Betriebssicherheit eine Herausforderung. Kritisch zeigt sich vor allem der am Umfang entstehende Minimalspalt, welcher sich speziell nach dem Beimischen des Bremsverdichtermassenstromes einstellt. Hierbei bewegt sich der Rotorwellenmittelpunkt nach unten, während die Fliehkraft ihr Maximum erreicht und das Rotorgehäuse noch kühl und der Rotor bereits stark erwärmt wurde (vgl. Abbildung 6.20 bei 2500 s). Um dennoch einen triebwerksrelevanten Rotorspalt einstellen zu können wurden drei Anstreifbeläge gefertigt, die sich im Durchmesser unterscheiden. Stufenweise kann somit von einem großen Spalt über einen mittlereren Spalt zu dem kleinen, triebwerksrelevanten Spalt gewechselt werden.

Begonnen wurde mit der Untersuchung des Anstreifbelages für den großen Spalt, bei dem die aus der Kaltspaltmessung und der erwarteten Wellenbewegung im Lager (Abbildung 6.8a) geschätzte maximale Rotorbewegung keinesfalls zum Anstreifen führt. Nach dem ersten Betrieb der Anlage sind für jede Spaltmesssonde die Messwerte der Kaltspaltmessung (bei etwa 10 U/min) und jene der Heißspaltmessung ab ≈ 1000 U/min vorliegend. Die Differenz zwischen dem gemessenen Kaltspalt an jeder Sondenposition und den entsprechenden kleinsten Heißspalten über die Betriebsdauer ist ein Maß für die maximale Rotorbewegung, die zum Anstreifen führen kann. Die nun bekannte maximale Rotorbewegung kann auf den gemessenen Kaltspalt des nächst kleineren Anstreifbelages übertragen werden und ergibt damit eine Vorhersage des minimalen zu erwartenden Spaltes. Somit ist die Betriebssicherheit für den Anstreifbelag mit den mittleren Spalt gegeben. Mit erneuter Auswertung der maximale Rotorbewegung bei dem Anstreifbelag für den mittleren Spalt, kann die maximale Rotorbewegung beim großen Spalt überprüft und eine Vorhersage für den kleinen Spalt getroffen werden.

Die Messunsicherheit der Sondenrückstandsmessung kann lt. MTU Aero Engines mit $\pm 0,05$ mm angegeben werden. Die Messungengenauigkeit der Sonden selbst kann vernachlässigt werden, doch muss ein systematischer Fehler durch den Einfluss von Fertigungsungenauigkeiten und deren Ein-

fluss auf die elektrische Leitfähigkeit berücksichtigt werden. Ist der errechnete Spalt kleiner als die Messunsicherheit, besteht ein erhöhtes Risiko des Anstreichens, das für den Anstreibbelag mit dem kleinen Spalt, mit einem prognostizierten Minimum von 0,02 mm am Ende der Messkampagne eingegangen wurde. Ein Anstreifen bei kleinem Anstreibbelag konnte durch die nachfolgende Inspektion ausgeschlossen werden.

Alle in der vorliegenden Arbeit gezeigten Ergebnisse sind mit dem Anstreibbelag für den mittleren Spalt gemessen worden, da für diesen der größte Datensatz verfügbar ist.

6.4. SEKUNDÄRLUFTSYSTEM

Zur triebwerksrelevanten Nachbildung der Strömung soll im Rahmen dieser Arbeit ein Sekundärluftsystem zur Einblasung von Kühlluft im Bereich der Radseitenräume der Hochdruckturbinen konzipiert und in Betrieb genommen werden.

Die Abbildung 6.22 zeigt einen schematischen Ausschnitt aus dem Test-Setup, in dem die Kühlluft eingeblasen wird. Hierbei sind der vordere und hintere Radseitenraum des Hochdruckrotors (**FWD Hub** und **AFT Hub**) an der inneren Kanalkontur zu sehen. Zwei weitere Kühlluft einblasungen sind im äußeren Gehäuse eingezeichnet (**FWD Tip** und **AFT Tip**). Die beiden Kavitäten im äußeren Gehäuse imitieren axiale Spaltegeometrien, während die beiden Einblasungen an der Nabe produktrepräsentative Geometrien darstellen. Für dieses Test-Setup wurden die Geometrie sowie die aerodynamischen Parameter für jede einzelne Kavität vom Industriepartner gewählt. Das Sekundärluftsystem soll für jede Einblasung einen separat einstellbaren kontinuierlichen Massenstrom bei individueller Temperatur in einer zum Prüfstand skalierten triebwerksähnlichen Größe bereitstellen. Für zukünftige Projekte soll darüber hinaus das Konzept des Sekundärluftsystems die Luft für bis zu vier weitere Kavitäten bereitstellen, die z.B. zur Stator- bzw. Rotor-Schaufelkühlung

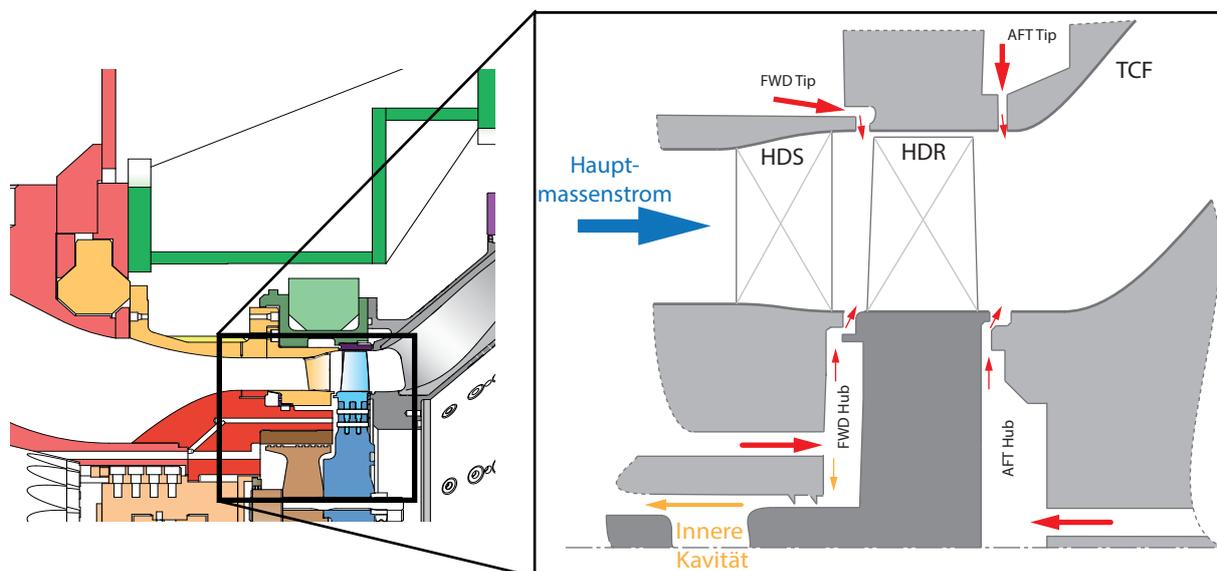


Abbildung 6.22: Kühlluft einblasung aus vier Kavitäten im Bereich des Hochdruckrotors

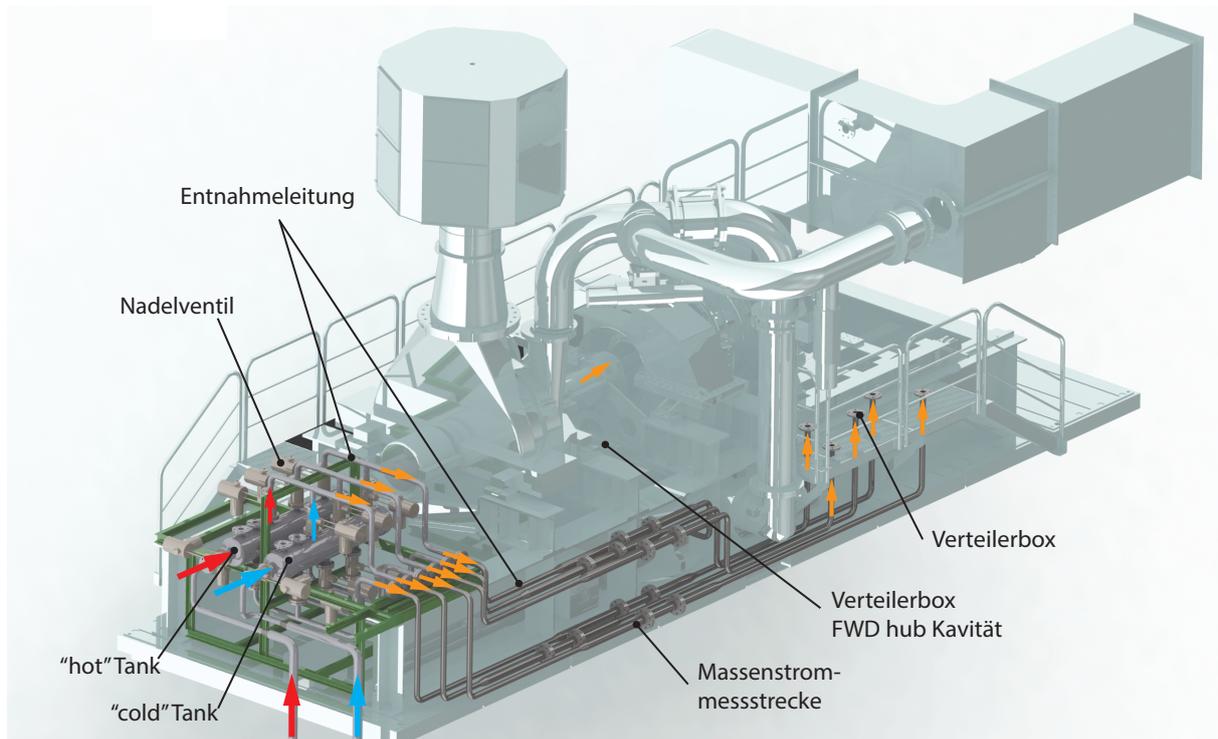


Abbildung 6.23: 3D-Modell des Sekundärluftsystems am Zweiwellen-Prüfstand

verwendet werden können. Dementsprechend sollen in Summe acht unabhängige Massenströme ermöglicht werden können.

6.4.1. KONZEPT

Grundsätzlich gibt es mehrere Möglichkeiten, die Luft in den entsprechenden Kavitäten einzubringen. Die ausgewählte und hier diskutierte Lösung wird durch die Abbildung 6.23 verdeutlicht, die ein 3D-Modell des Sekundärluftsystems zusammen mit dem bestehenden Prüfstand (in grau) zeigt. Hierbei ist das Konzept analog zu einem Wasserhahnsystem gewählt worden, das die Mischung eines kalten und eines heißen Massenstroms über jeweilige Ventile vorsieht. Das System kann dabei in vier Teilbereiche gegliedert werden:

- Die Versorgung des Systems mit heißer und kalter Luft
- Die Konditionierung des Massenstroms und der Temperatur über Verteilertanks und Nadelventile
- Die Messung des jeweiligen bereitgestellten Massenstroms und der Temperatur
- Verteilung des jeweiligen Massenstromes in die entsprechende Kavität

6.4.2. DIE VERSORGUNG DES SYSTEMS MIT HEISSER UND KALTER LUFT

Um die Versorgung des Systems mit heißer und kalter Luft besser zu erklären, ist wie in Kapitel 3 in der Abbildung 6.24 ein Schaltplan des Zweiwellen-Prüfstandes (**TTTF**) mit dem Sekundärluftsystem (**SAS**) und den beiden am Institut bestehenden Kompressorstationen (**CS** und **CS2**) gezeigt. Die 3 MW Kompressorstation (**CS**) fördert über die Niederdruck- bzw. die Hochdruckschiene (**LP**

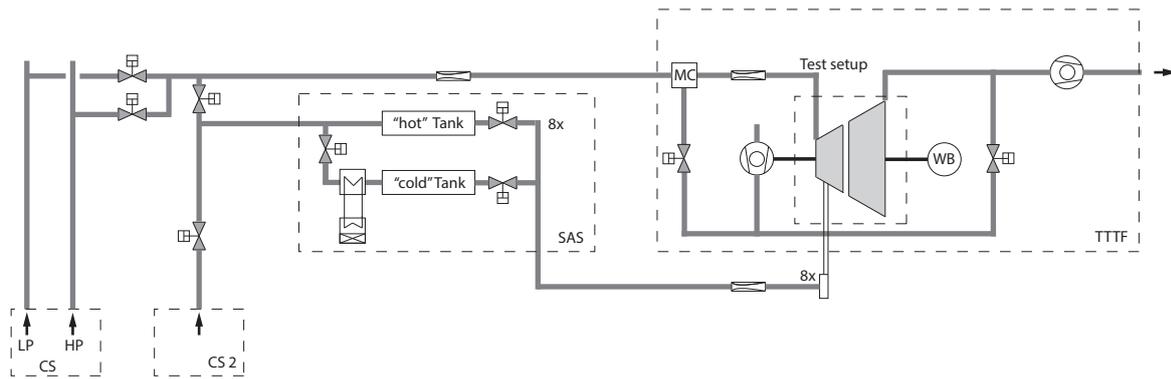


Abbildung 6.24: Schaltplan des Zweiwellen-Prüfstandes mit Sekundärluftsystem

bzw. **HP**) die Luft in die Turbinenhauptleitung, die mit der Mischkammer (**MC**) des Prüfstandes verbunden ist. Naheliegender ist das Anzapfen dieser Turbinenhauptleitung und Abzweigen eines für das Sekundärluftsystems erforderlichen Massenstromes. Zu diesem Zwecke befindet sich ein DN90 Ventil in der Turbinenhauptleitung, bei dessen öffnen das Sekundärluftsystem mit von der Kompressorstation (CS) versorgt wird und hinsichtlich dem Druck und der Temperatur an den Hauptmassenstrom gekoppelt ist.

Eine weitere Option für die Versorgung des Sekundärluftsystems wurde durch das Anbinden der zweiten Kompressor Station (CS2) ermöglicht. Dazu wird das Sekundärluftsystem durch das DN90 Ventil vom Hauptmassenstrom gänzlich entkoppelt und der Druck kann unabhängig vom Hauptmassenstrom eingestellt werden. Zusätzlich beeinflusst der Volumenstrom des Sekundärluftsystems nicht den Druck in der Turbinenhauptleitung, der unmittelbar mit der Betriebspunkteinstellung der HDT zusammenfällt.

6.4.3. DIE KONDITIONIERUNG DES MASSENSTROMS UND DER TEMPERATUR ÜBER VERTEILERTANKS UND NADELVENTILE

Ungeachtet der beiden Versorgungsmöglichkeiten wird die Luft direkt zu einem Tank geführt, der als heißes Reservoir dient („hot“ Tank). Für den zweiten Tank („cold“ Tank) wird die Luft zuvor durch einen Luft - Wasser Wärmetauscher geleitet und abgekühlt. Um das Kühlwasser für diesen Luft - Wasser Wärmetauscher bereit zu stellen, ist ein separater Wasser / Glykol Kreislauf eingerichtet. In diesem ist zum Rückkühlen ein Wasser - Luft Kühler der Firma KKT Chillers vom Typ cBoxX 100 eingesetzt, der eine maximale Leistung von 105 kW aufweist. Im gegenwärtigen Setup wurde so eine kalte Lufttemperatur von 17 °C im Kaltluft - Tank eingestellt. Dies erwies sich zum Einstellen der Temperatur des Kühlluftmassenstromes als geeignet und ein auskondensieren der Luft wurde verhindert.

Jeder der beiden Tanks hat eine Länge von 1,6 m und ein Normvolumen von 0,09 m³. Die Abzweigung der bis zu acht Einzelmassenströme erfolgt über acht DN50 Flansche, die an der Ober- und Unterseite eines jeden Tankes montiert sind. An jedem Flansch kann ein Nadelventil angebracht werden, das eine Entnahmeleitung speist, die den heißen und kalten Tank verbindet. Die

Abbildung 6.23 und Abbildung 6.25 verdeutlichen diese Anordnung der Nadelventile und der Entnahmeleitungen.

Jeder der beiden Tanks fällt aufgrund seines maximalen Auslegungsdruckes von 4 bar Absolutdruck und einer Temperatur kleiner 160 °C entsprechend der Richtlinie 2009/105/EG unter „einfache Druckbehälter“. Darüber hinaus können die beiden Behälter entsprechend BGI. II Nr. 420/2004 - als Druckbehälter mit niedrigem Gefahrenpotenzial (§5) eingeordnet werden. Daraus sind entsprechend §3 Abs. 5 seitens des Betreibers Kontrollen zur Inbetriebnahme und Kontrollen während des Betriebes in dessen eigener Verantwortung durchzuführen. Die Tangentialspannungen wurden entsprechend der Kesselformel überprüft und die Wandstärke von 2 mm als ausreichend

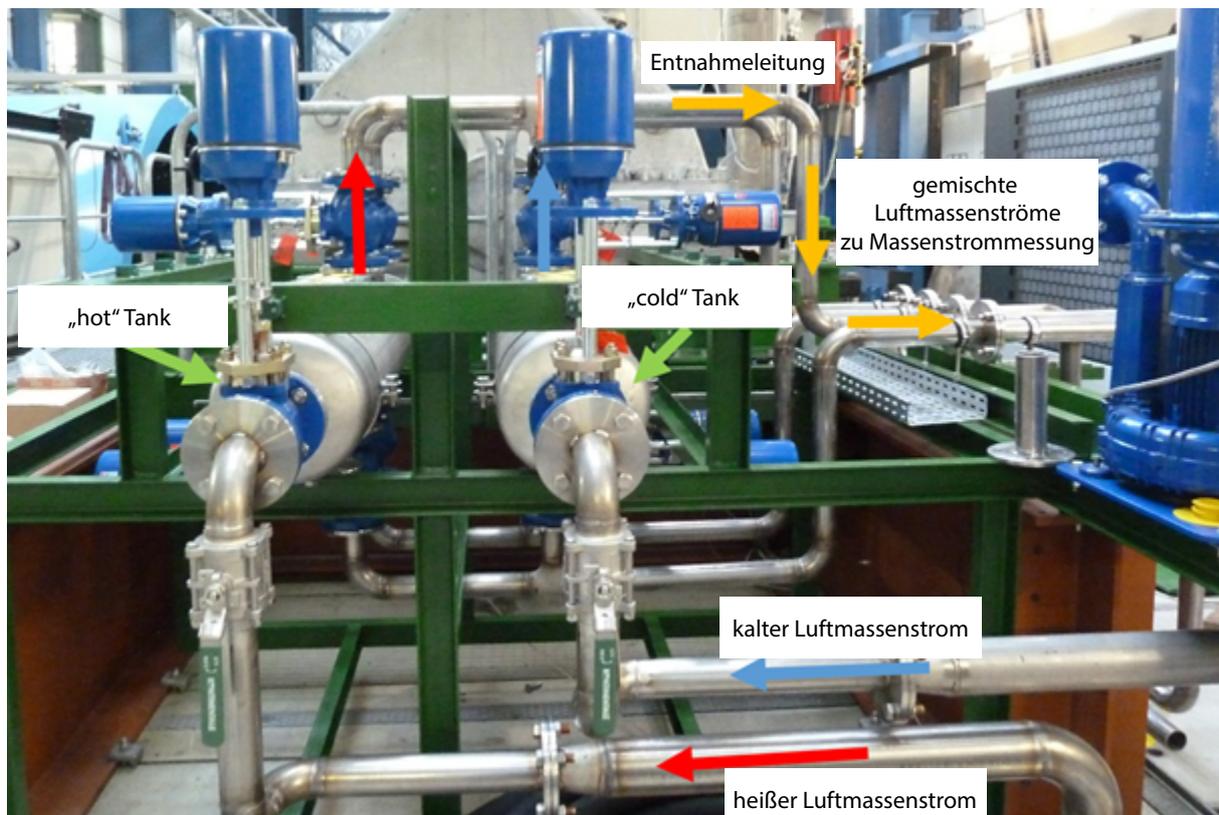


Abbildung 6.25: Bilder des Sekundärluftsystems

erachtet, um der Richtlinie 2009/105/EG zu genügen, die generell die zulässige Membranspannung auf höchstens 0,3 mal der Zugfestigkeit beschränkt. Eine durch die Norm vorgeschriebene Druckprobe wurde bei 6 bar und einer Haltezeit von 30 min durchgeführt und von beiden Tanks sowie von den Rohrleitungen bestanden.

Ähnlich einem Wasserhahn mit Zweigriffmischer kann der Massenstrom sowie die Temperatur der Luft für jede Entnahmeleitung individuell über das verbundene Paar an Nadelventilen eingestellt werden. Die Ansteuerung der Ventile erfolgt über analoge Ausgangsmodule vom Typ NI 9265 mit einem Strom von 4 mA bis 20 mA und einer Genauigkeit von 1,8 %.

6.4.4. DIE MESSUNG DES JEWEILIGEN BEREITGESTELLTEN MASSENSTROMS UND DER TEMPERATUR

Bevor die bereitgestellte Luft zur jeweiligen Kavität im Test-Setup geleitet wird, durchströmt sie eine Massenstrom- und Temperaturmessstrecke. Diese ist in einem DN80 Rohr montiert und besitzt eine Zulaufstrecke mit der Länge des zehnfachen Rohrdurchmessers sowie eine Auslaufstrecke mit der Länge des sechsfachen Rohrdurchmessers (siehe Skizze in Abbildung 6.26). Die Ermittlung des Massenstroms erfolgt mittels eines V-Cones, einem Massenstrommessgerät beruhend auf dem Differenzdruckprinzip. Der Druckunterschied (Δp) in der Rohrleitung wird durch Drosselung durch einen Konus – in diesem Fall V-Cone genannt, hervorgerufen. Die Messung des Differenzdruckes erfolgt über einen Druckaufnehmer der Type 266DSH der Firma ABB, der einen Messbereich von 0 mbar bis 160 mbar und eine absolute Genauigkeit von $\pm 0,06$ % vom Endwert aufweist. Über eine getrennte Druck- und Temperaturmessstelle kann die Dichte der durchströmenden Luft für die Massenstromberechnung ermittelt werden. Die Aufnahme des Druckes erfolgt durch den Drucktransmitter der Type 261AS von der Firma ABB mit einem Messbereich von 0 mbar bis 5000 mbar und einer absoluten Genauigkeit von $\pm 0,1$ % vom Endwert. Die Temperatur wird über einen PT100 Temperatursensor vom Typ TSP121 (ebenfalls von der Firma ABB) mit einer Genauigkeit entsprechend der Norm IEC 60751, Klasse B erfasst. Die zulässige Abweichungsgrenze ist somit entsprechend der gemessenen Temperatur der Formel $\Delta T = \pm(0,3 + 0,005 \cdot T$ [°C]) zu entnehmen.

Der Massenstrom wird aus den drei Größen (Druck, Temperatur und Differenzdruck) mithilfe eines sogenannten FlowCom Computer errechnet. Hierzu werden über die Eingangsgrößen und den Kalibrierkoeffizienten des V-Cones der Volumenstrom und die Dichte in gespeicherten Kalibriertabellen ermittelt. Der Realgasfaktor wird auf diesem Wege für die Dichtebestimmung mit-

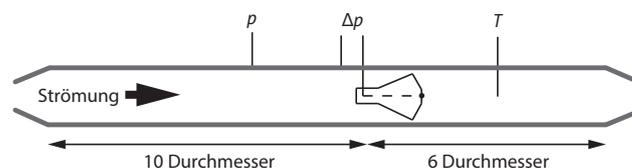


Abbildung 6.26: V-Cone Massenstrommessstrecke in einer Leitung des Sekundärluftsystems

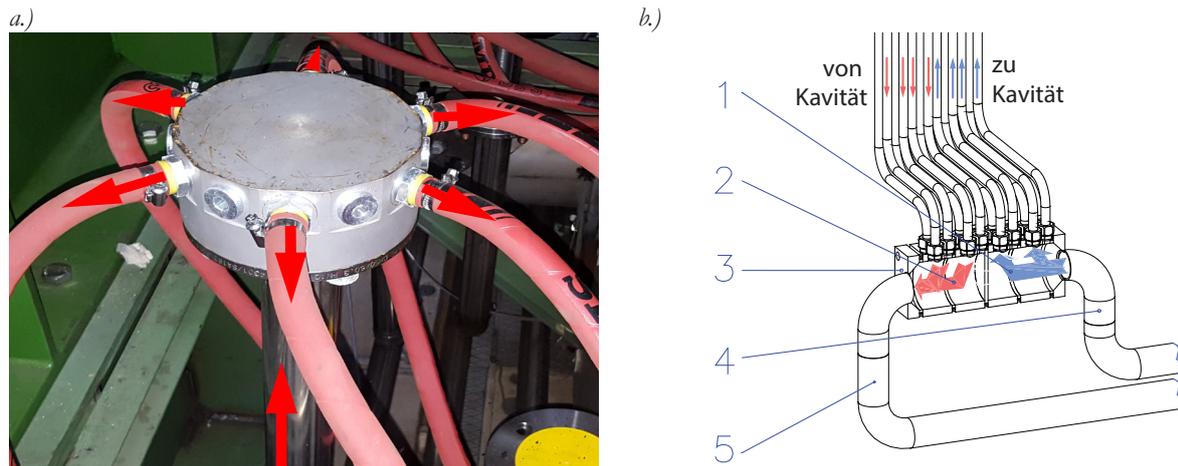


Abbildung 6.27: a.) Allgemeiner Verteiler für die Sekundärluft und b.) Verteiler für die FWD Hub Kavität

berücksichtigt. Die Genauigkeit in der Angabe des Massenstromes beläuft sich lt. Hersteller auf 0,5 % des Messwertes bei einer Wiederholgenauigkeit von 0,1 %.

6.4.5. VERTEILUNG DES JEWEILIGEN MASSENSTROMES IN DIE ENTSPRECHENDE KAVITÄT

Stromab der Massenstrommessung wird die Kühlluft zum Zweck einer umfangssymmetrischen Einblasung in die einzelnen Kavitäten aufgeteilt. Dies geschieht mit Ausnahme der Zuleitung zur FWD Hub Kavität (vgl. Abbildung 6.22) durch eine Aufteilung der DN50 Leitung auf sechs gleiche Dampfschläuche der Firma Semperit mit einem Innendurchmesser von 13 mm und einer Länge von 5 m. Die Position dieser Verteilerbox ist in Abbildung 6.23 gezeigt, die Verteilerbox selbst ist in Abbildung 6.27a dargestellt. Dabei ist eine zirkulare Anordnung der Dampfschläuche, bei einer zentralen Zuleitung zu sehen. Der Vorteil dieser Anordnung ist, dass sich an jedem am Umfang angeordneten Dampf Schlauch ein ähnlicher Druck einstellt und somit von einem ähnlichen Massenstrom pro Dampf Schlauch ausgegangen werden kann.

Die FWD Hub Kavität weist aufgrund des an einer überhängenden Welle montierten Hochdruckrotors eine Labyrinthdichtung zur Abdichtung des Radseitenraumes gegenüber der inneren Kavität

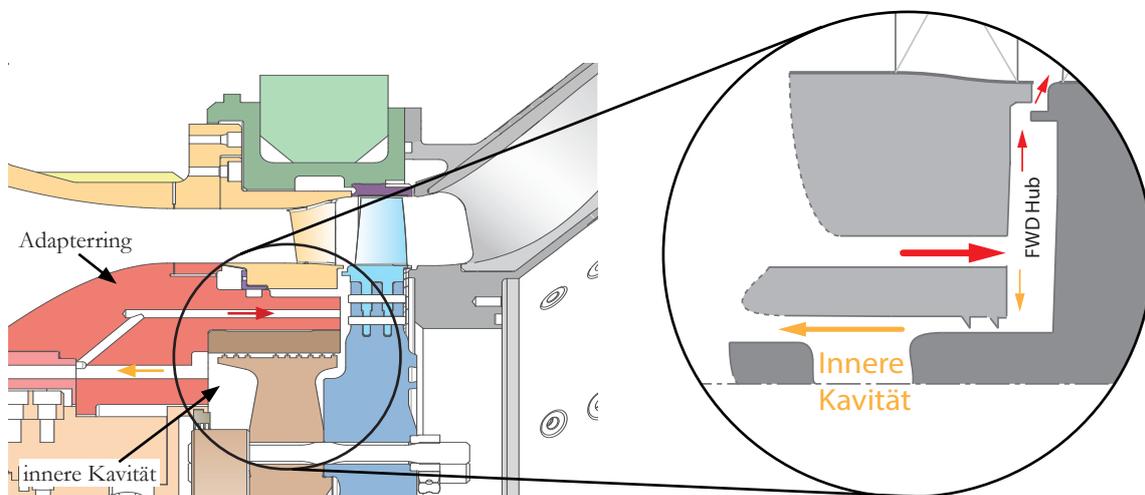


Abbildung 6.28: Detail des vorderen Radseitenraumes der HDT

und in weiterer Folge der Umgebung auf (vgl. Abbildung 6.28). Wenn der Radseitenraum druckbeaufschlagt wird, kann somit ein Teil der Luft als Leckage über diese Labyrinth-Dichtung in die innere Kavität strömen. Theoretisch könnte die Leckageluft von der inneren Kavität aus über eine weitere Labyrinth-Dichtung in das HD-Wellenlager einströmen (vgl. Abbildung 6.22), dass durch eine Bohrung die die innere Kavität mit der Umgebung verbindet verhindert werden soll.

Diese Tatsache das ein Leckagemassenstrom auftritt führt dazu, dass der Kühlluftmassenstrom der aus der FWD Hub Kavität über den Radseitenraum in die Hauptströmung eingeblasen wird, als Differenz des gemessenen totalen eintretenden Luftmassenstromes und des Leckagemassenstroms, errechnet werden muss.

Um den Leckagemassenstrom gezielt abzuführen und zu messen, sowie den Kühlluftmassenstrom in diese Kavität einzubringen, kommt eine am Institut bereits vorhandene Verteilerbox in Verwendung, die in Abbildung 6.27b dargestellt ist. Die Verteilerbox besteht aus vier Blöcken (in der Abbildung 6.27b markiert als 3), in denen jeweils vier Rohre mit einem Durchmesser von 18mm münden. Dies macht in Summe 16 Leitungen, welche über Bohrungen (in einem angepassten Adapterring) zum Radseitenraum des HDT-Rotors führen. Die vier Blöcke in der Verteilerbox sind über eine mittlere Bohrung miteinander verbunden, die durch das Einsetzen einer Trennscheibe voneinander abgetrennt werden können. In der gegenwärtigen Konfiguration wurde die Trennscheibe in der Mitte der vier Blöcke gesetzt, wodurch acht Leitungen für die Zuströmung in das Test-Setup (Abbildung 6.27b markiert als 1) und acht Leitungen für den Leckagemassenstrom (Abbildung 6.27b markiert als 2) genutzt werden. Während die Bestimmung des Kühlluftmassenstroms in das Test-Setup über die V-Cone Messstrecke erfolgt, wird der Leckagemassenstrom mit einer Genauigkeit von 2 % des gemessenen Wertes über ein thermisches Massenstrommessgerät vom Typ TA10 der Firma Höntzsch bestimmt (kalorimetrisches Messverfahren, ähnlich einer Hitzdrahtsonde).

6.5. EINFLUSS DER SEKUNDÄRLUFT AUF DIE HOCHDRUCKTURBINE

Abschließend zu dem Kapitel über die Entwicklung des Sekundärluftsystems soll die Funktion des Systems anhand des Wirkungsgrades der Hochdruckturbinen dargestellt werden. Die an dieser Stelle gezeigten Ergebnisse stellen eine Zusammenfassung einer Veröffentlichung durch Steiner et al. (2017) dar, an der der Autor maßgeblich beteiligt war.

Die Abbildung 6.29 zeigt in Umfangsrichtung massengemittelte radiale Verläufe der zwei in Kapitel 4.2 definierten Betriebspunkte: den Betriebspunkt ADP mit Kühlluft und einen zweiten vergleichbaren Betriebspunkt ohne Kühlluft (No Purge). In der Abbildung 6.29a ist dabei der totale isentrope mechanische Wirkungsgrad angeführt, der nach der Formel 4.14 (Kapitel 4.5.3.5) berechnet wurde und der sich erheblich von dem totalen isentropen aerodynamischen Wirkungsgrad in Abbildung 6.29b nach Formel 4.15 (Kapitel 4.5.3.5) unterscheidet. Der Grund liegt in der Berücksich-

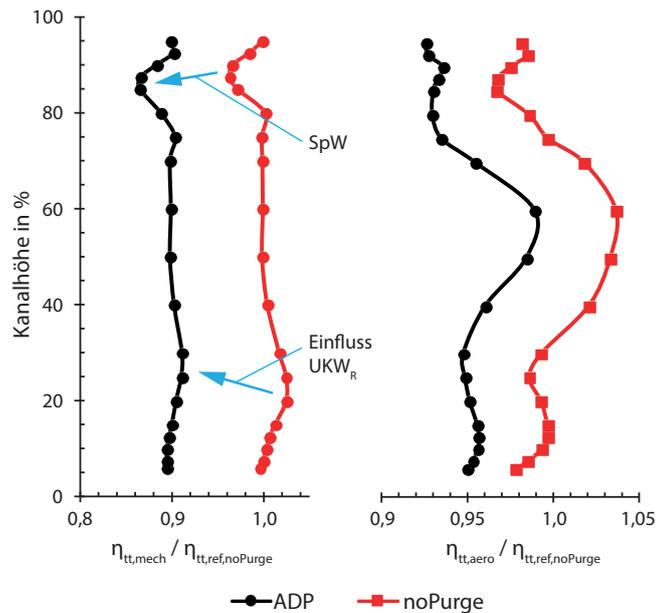


Abbildung 6.29: Gegenüberstellung der umfangsgemittelten Radialverläufe mit und ohne Kühlluft für
a.) den mechanischen Wirkungsgrad, b.) den aerodynamischen Wirkungsgrad

tigung der Totaltemperatur der Messebene B, die im Zähler des aerodynamischen Wirkungsgrades einfließt.

Ungeachtet dessen können vier Effekte beobachtet werden, die durch die Einbringung von Kühlluft hervorgerufen werden:

- Deutlich verringerter Wirkungsgrad über die gesamte Kanalhöhe bei der Einbringung von Kühlluft (beim Betriebspunkt ADP ersichtlich)
- Radialer Versatz der lokalen Spitzen in den unteren 30 % der Kanalhöhe
- Radialer Versatz der lokalen Spitzen in den oberen 30 % der Kanalhöhe
- Eine Veränderung des Gradienten im Bereich der Kanalmitte, speziell beim aerodynamischen Wirkungsgrad

Erstens ist der Versatz des radialen Wirkungsgradprofils in beiden dargestellten isentropen Wirkungsgraden (Abbildung 6.29a und b) deutlich zu erkennen. Da der Betriebspunkt nach dem Zuschalten der Kühlluft entsprechend nachgeführt wurde, kann daraus geschlossen werden, dass die Leistungsabgabe der Turbine durch die Kühlluft vermindert wird. Zusätzlich ist durch die Berücksichtigung der Totaltemperatur ein Einfluss der Kühlluft auf die Verteilung des totalen aerodynamischen Wirkungsgrads im Bereich der Kanalmitte zu vernehmen (Abbildung 6.29b). Die Beobachtungen unterstützen die Hypothese, dass die an der inneren und äußeren Kanalkontur eingebrachte Kühlluft die Hauptströmung mit höherer Temperatur in Richtung der Kanalmitte drückt und diese sich daher dort konzentriert.

Zweitens ist in den unteren 30 % der Kanalhöhe im totalen mechanischen Wirkungsgrad (Abbildung 6.29a) der radiale Versatz des lokalen Maximums durch die Einbringung der Kühlluft deutlich

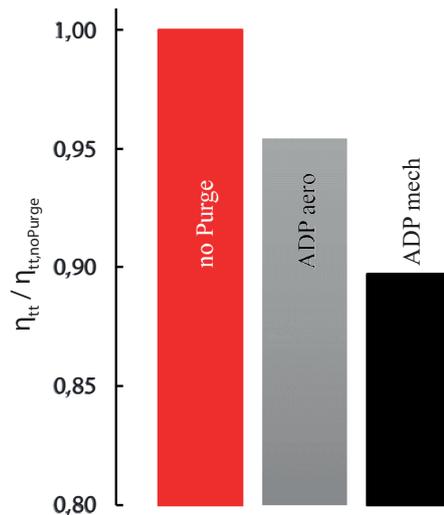


Abbildung 6.30: Wirkungsgradgegenüberstellung der Hochdruckturbine

zu beobachten. Dabei ist das lokale Maximum im radialen Verlauf zurückzuführen auf den unteren Kanalwirbel des Rotors (UKW_R), der unterhalb von 20% Kanalhöhe für einen erhöhten Totaldruckverlust und somit einem geringeren Wirkungsgrad verantwortlich ist. Dieser untere Kanalwirbel des Rotors wird durch die Einbringung von Kühlluft verstärkt und in Richtung Kanalmitte versetzt. Das radiale Profil wirkt dadurch in diesem Bereich geglättet. Diese Veränderungen wurden unter anderem auch von Regina et al. (2012) (vgl. Kapitel 2.2 und Abbildung 2.9) beobachtet.

Drittens ist in den oberen 30 % der Kanalhöhe ebenso ein radialer Versatz des Spaltwirbels (SpW), bzw. des dadurch hervorgerufenen lokalen Minimums des Wirkungsgrades in Richtung Kanalmitte zu beobachten. Neben dem direkten Einfluss der Kühlluft auf den Spaltwirbel veränderte sich zusätzlich die Materialtemperatur des Gehäuses und des HD Rotors. Damit vergrößert sich der Rotorspalt durch die Einbringung von Kühlluft um 19 %, wodurch die radiale Verschiebung des durch den Spaltwirbel hervorgerufenen lokalen Minimums des Wirkungsgrades verstärkt wird.

Die Abbildung 6.30 fasst die Unterschiede im totalen isentropen Wirkungsgrad anhand des in radialer Richtung gemittelten repräsentativen Wert zusammen. Dabei wurde der Betriebspunkt ohne Kühlluft als Referenz herangezogen und ist mit 100 % eingezeichnet. Ähnlich wie bereits im radialen Verlauf zu beobachten bewirkt die Kühlluft einblasung eine Verringerung des totalen isentropen aerodynamische Wirkungsgrads um 4,6 %, während der totale isentrope mechanische Wirkungsgrad um 10,3 % abfällt.

Das bedeutet, dass bei gleich eingestelltem Betriebspunkt (Stufendruckverhältnis, reduziertem Massenstrom und reduzierter Drehzahl) die Kühlluft einen signifikanten Unterschied auf das Strömungsfeld am Austritt der HDT Stufe bewirkt und damit die TCF Aerodynamik beeinflusst.

7

EINFLUSS DER ZUSTRÖMUNG AUF DEN TCF

In diesem Kapitel wird die TCF Aerodynamik für die vier in der Aufgabenstellung definierten Versuchsanordnungen diskutiert. Die Messungen wurden dazu in den beiden zuvor ausführlich diskutierten Prüfständen durchgeführt. Dabei werden die Fünflochsonden Messungen in den Messebenen B0 und C für die drei Versuchsanordnungen im Ringgitterprüfstand sowie in den Messebenen B und C für die Versuchsanordnung mit Hochdruckturbine herangezogen. Die Ergebnisse der statischen Wanddruckverteilung sowie das Strömungsabbild im Ölanstrich unterstützen die Diskussion und geben ein Bild über die Ausbildung der Strömung im TCF. Abschließend werden alle vier Versuchsanordnungen über den für die Auslegung von Triebwerken wichtigen TCF Druckverlust gegenübergestellt und der Einfluss der Zuströmung verdeutlicht.

7.1. VERHALTEN DES TCFs BEI UNGESTÖRTER ZUSTRÖMUNG

In diesem Abschnitt sind die Ergebnisse für die Versuchsanordnung der ungestörten Zuströmung angeführt. Die Versuchsanordnung dient als Referenz für die danach erläuterten Fälle: mit IGVs, mit IGVs und Speichenrad und mit HDT. Alle im weiteren präsentierten Messergebnisse sind daher auf die entsprechende gemittelte Größe der ungestörten Zuströmung normiert ($p_{t,ref}$, $p_{s,ref}$, usw.). Ferner gelten die in dieser Versuchsanordnung gewonnenen Erkenntnisse über die TCF Aerodynamik als Basis.

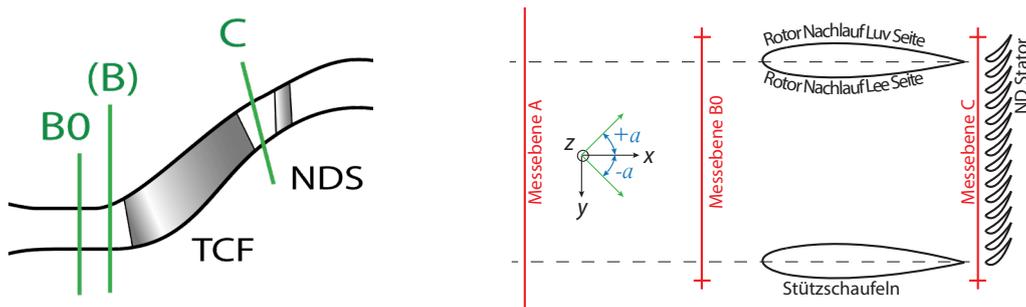


Abbildung 7.1: Meridian- und Mittelschnitt des Test-Setups bei ungestörter Zuströmung

Die Versuchsanordnung selbst wird in Abbildung 7.1 zusammen mit den Messebenen am Mittelschnitt mit den Schaufelprofilen zusammengefasst. Es sei hingewiesen, dass stromauf des TCF hier keine Einbauten die Strömung stören.

7.1.1. ANALYSE DER TCF ZUSTRÖMUNG

Für die Beurteilung der Zuströmung sind in Abbildung 7.2 die in Umfangsrichtung über eine TCF Stützschaufelteilung massengemittelten Radialprofile des Totaldruckes, des statischen Druckes, der Machzahl und des Drallwinkels abgebildet. Diese Profile weisen aufgrund der ungestörten Zuströmung in der Eintrittsebene B0 einen primär vertikalen Verlauf auf. Geringe Abweichungen sind im statischen Druck, in der Machzahl und im Drallwinkel im oberen Viertel der Kanalhöhe zu erkennen.

Eine Analyse der radialen Profile kann anhand der in Abbildung 7.3 angegebenen Konturplots von Totaldruck, statischem Druck und Drallwinkel über den Ringraumsektor von 1,2 TCF-Stützschaufelteilungen (später 8,4 IGV Teilungen) durchgeführt werden. Während in zu erwartender Weise der Totaldruck keine Variation aufweist, werden im statischen Druck zwei sich partiell überlagernde Effekte sichtbar. Einerseits ist dies der Potenzialeffekt der Stützschaufeln (Abbildung 7.3b I), die sich stromab an den Umfangspositionen $\Delta\theta/\theta_{IGV}$ ist 1 und 8 befinden und andererseits ist dies der Einfluss der ersten radialen Umlenkung des TCF, der an der äußeren Kanalwand ersichtlich wird (Abbildung 7.3b II).

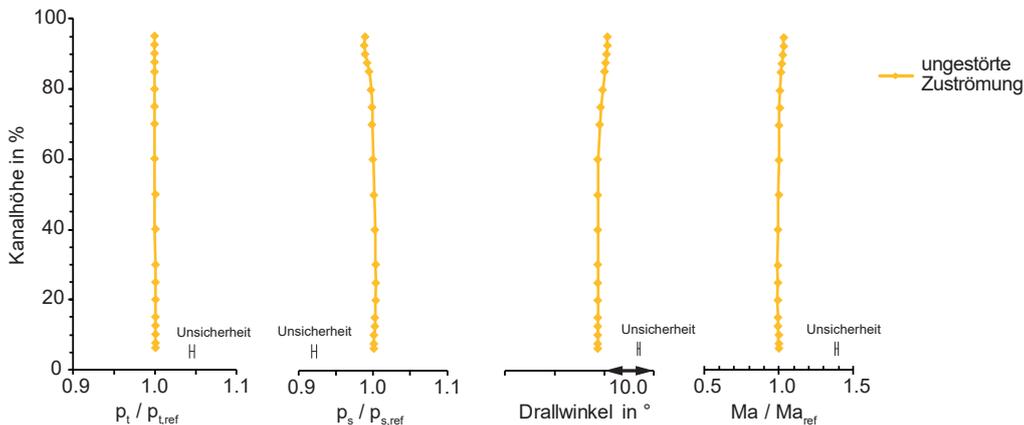


Abbildung 7.2: Radialprofile am TCF Eintritt bei ungestörter Zuströmung

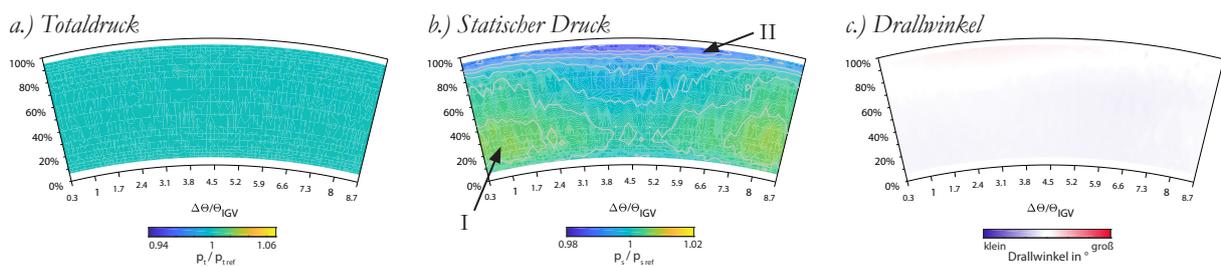


Abbildung 7.3: Konturplots am TCF Eintritt bei ungestörter Zuströmung

Die damit einhergehende Beschleunigung der Strömung kann im radialen Profil der Machzahl (in Abbildung 7.2) beobachtet werden. Diese ist an der relativen Kanalhöhe von 95 % um 3 % gegenüber der Kanalmitte erhöht.

Der Drallwinkel bei der ungestörten Zuströmung kann natürlich nicht verändert bzw. eingestellt werden. Anlagenbedingt ergibt sich jedoch ein leichter Restdrall, der bis etwa 60 % relativer Kanalhöhe ersichtlich ist (Abbildung 7.3c). Im oberen Kanaldrittel ändert sich der Drallwinkel wahrscheinlich durch die erhöhte Beschleunigung der Strömung. Die Drallwinkelvariation zwischen Kanalmitte und äußerer Kanalwand misst dabei $1,9^\circ$ und ist damit vernachlässigbar klein gegenüber jenem der nachstehenden untersuchten Versuchsanordnungen.

7.1.2. ANALYSE DER TCF AERODYNAMIK

Der Theorie entsprechend bilden sich im TCF Sekundäreffekte aus, die bei ungestörter Zuströmung nur von den geometrischen Parametern und den damit verbundenen Druckgradienten abhängig sind. Dazu zeigt die Abbildung 7.4 die statische Wanddruckverteilung anhand des Druckbeiwertes c_p an der inneren und äußeren Gehäusewand in der TCF Stützschaufel - Passagenmitte (vgl. Abbildung 4.3). Die Druckbeiwerte werden (wie in Kapitel 4.4.1 definiert) über der axialen Sehnenlänge der TCF Stützschaufel aufgetragen, wobei 0 % die Schaufel - Vorderkante (VK) und 100 % die Schaufelhinterkante (HK) (beide auf mittlerer Kanalhöhe) markiert. Da der Verlauf des Druckbeiwertes von den Wandkrümmungen abhängig ist, werden die Positionen der maximalen Krümmungen der Wandkontur in Abbildung 7.4 mit angeführt.

Dazu befindet sich an der äußeren Kanalwand die maximale Krümmung der konvexen ersten Umlenkung bei -20 % sowie die maximale Krümmung der konkaven zweiten Umlenkung bei 91 % axialer Sehnenlänge (Abbildung 7.4 grüne Linien). An der inneren Kanalwand beginnt die konkave erste Umlenkung bei -14 % und erreicht ihre maximale Krümmung bei ~ 20 % axialer Sehnenlänge und die zweite konvexe Umlenkung weist ihre maximale Krümmung bei 111 % axialer Sehnenlänge auf (Abbildung 7.4 rote Linien).

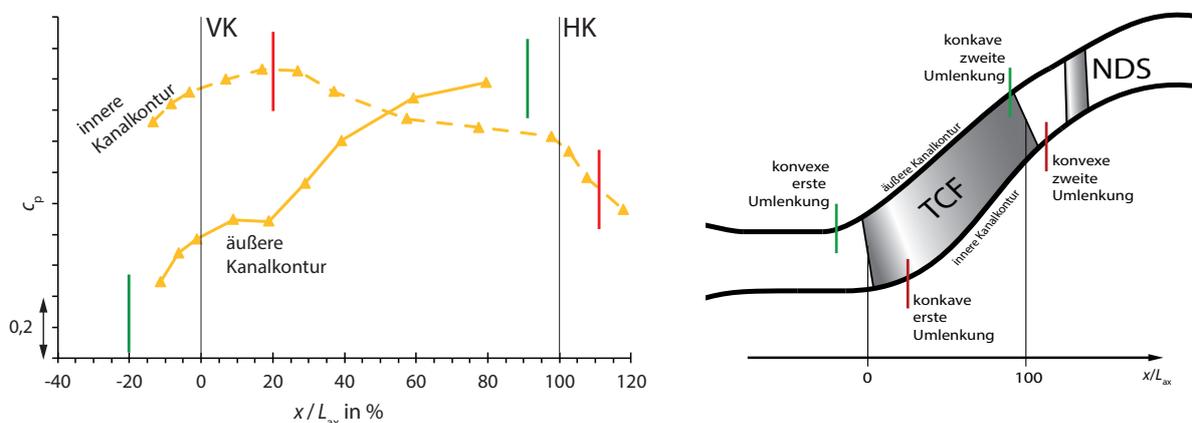


Abbildung 7.4: Statischer Wanddruckverlauf an der inneren und äußeren Kanalwand bei ungestörter Zuströmung

Die Strömung an der inneren Kanalwand verzögert moderat bis zur konkaven ersten Umlenkung und erreicht ein Maximum im statischen Druck zwischen 17 % und 27 % axialer Sehnenlänge. Stromab beschleunigt die Strömung moderat und der statische Druck reduziert sich bis 97 % axialer Sehnenlänge. Anschließend bewirkt die konvexe zweite Umlenkung durch die Krümmung der Stromlinien einen erneuten verstärkten Druckabfall bei 115 % axialer Sehnenlänge.

An der äußeren Kanalwand (untere Bildhälfte im ϵ_p Verlauf) entsteht durch die Krümmung der Stromlinien in der konvexen ersten Umlenkung bei -20 % axialer Sehnenlänge der minimale statische Druck und damit einhergehend die maximale Strömungsgeschwindigkeit. Danach vergrößert sich die Querschnittsfläche im TCF und die Strömung verzögert bei einem statischen Druckrückgewinn (steiler Anstieg des Druckbeiwertes in der Abbildung 7.4 zwischen -11 % bis -1 % axialer Sehnenlänge). Beginnend mit der Vorderkante der TCF-Stützschaufel entsteht jedoch eine zusätzliche Versperrung, die ein Abfallen des Druckbeiwertverlaufes ab -1 % axialer Sehnenlänge bewirkt (vgl. Flächenverlauf in Abbildung 3.2)

Unmittelbar stromab ist bei 9 % axialer Sehnenlänge ein beginnendes Plateau im Druckbeiwert zu erkennen, das bis mindestens 19 % axialer Sehnenlänge anhält. Dies ist ein Indiz für eine abgelöste Strömung, die durch den axialen Druckgradienten und der Verzögerung auftritt. Dennoch scheint die kinetische Energie in der Strömung ausreichend, um nach 19 % axialer Sehnenlänge erneut einen bis zum letzten Messpunkt anhaltenden Druckanstieg zu erreichen.

Der Verlauf des radialen Druckgradienten, der für die Interpretation des Ölanstriches von Bedeutung ist, ist in Abbildung 7.4 als Differenz zwischen dem Verlauf des Druckbeiwertes an der inneren - und äußeren Kanalwand erkennbar. Dieser weist neben dem absoluten Maximum am Kanaleintritt ein lokales Maximum bei ~19 % axialer Sehnenlänge auf. Bei 52 % axialer Sehnenlänge ergibt sich ein Schnittpunkt im statischen Wanddruckverlauf, der radiale Druckgradient geht dabei durch Null und kehrt sich stromab um.

Als Ausgangspunkt der Diskussion über das Abbild der Strömung im Ölanstrich zeigt die Abbildung 7.5 zwei Passagen (drei Stützschaufeln) des Übergangskanales in Blickrichtung stromauf



Abbildung 7.5: Abbild des Ölanstriches in zwei TCF Passagen sowie eine Vergrößerung der Hinterkante, bei ungestörter Zuströmung

und für eine bessere Sichtbarkeit ist die Hinterkante der mittleren Stützschaufel zusätzlich vergrößert dargestellt. Entsprechend der Mehrkanalansicht ist es offensichtlich, dass eine Überlagerung mehrerer Effekte zu einer dreidimensionalen Ausprägung der Strömung führt. Weiters zeigt die Ansicht eine aufgrund der Zuströmgeometrie (bewertet in Kapitel 5.5) zu erwartende periodisches Abbild der Strömung zwischen den beiden gezeigten Passagen, die besonders deutlich durch die nahezu idente Abbildung der Strukturen an der inneren Kanalkontur wird. Die nahezu drallfreie Zuströmung erlaubt ferner eine symmetrische Ausbildung der Strömung, welche speziell an der vergrößerten Hinterkante deutlich zu erkennen ist. Dieses symmetrische Verhalten erlaubt die Diskussion für beide Stützschaufelseiten gemeinsam.

Das Abbild des Ölanstriches an der inneren und äußeren Kanalwand in Abbildung 7.6 verdeutlicht im Detail die Strömungssituation im TCF. Beginnend bei der relativen axialen Position von 8 % (rot gekennzeichnet) ist die beginnende Strömungsablösung an der äußeren Kanalwand (Abbildung 7.6a) auffällig. Die dazugehörige Ablöselinie kann durch das Zusammenlaufen der Wandschubspannungstrajektorien und deren Umlenkung in Umfangsrichtung identifiziert werden. Außerdem kann ein Wiederanlegen der Strömung bei ~50 % axialer Sehnenlänge beobachtet werden: eine Linie, von der aus sich die Wandschubtrajektorien erneut in Hauptströmungsrichtung und stromauf entgegen der Hauptströmungsrichtung krümmen. Diese Wiederanlegelinie kann zusätzlich als gedachte Linie zwischen einem sich ausbildenden Quellpunkt (**Q**, blau markiert) und zwei Sattelpunkten (**S2** und **S3**) jeweils an einer der Seitenflächen der Stützschaufel gesehen werden. Alle drei Punkte bilden sich im vorliegenden Fall an etwa der selben axialen Position von ~50 % Sehnenlänge aus. Der Quellpunkt, von dem sich die Wandschubtrajektorien in alle Richtungen ausbreiten,

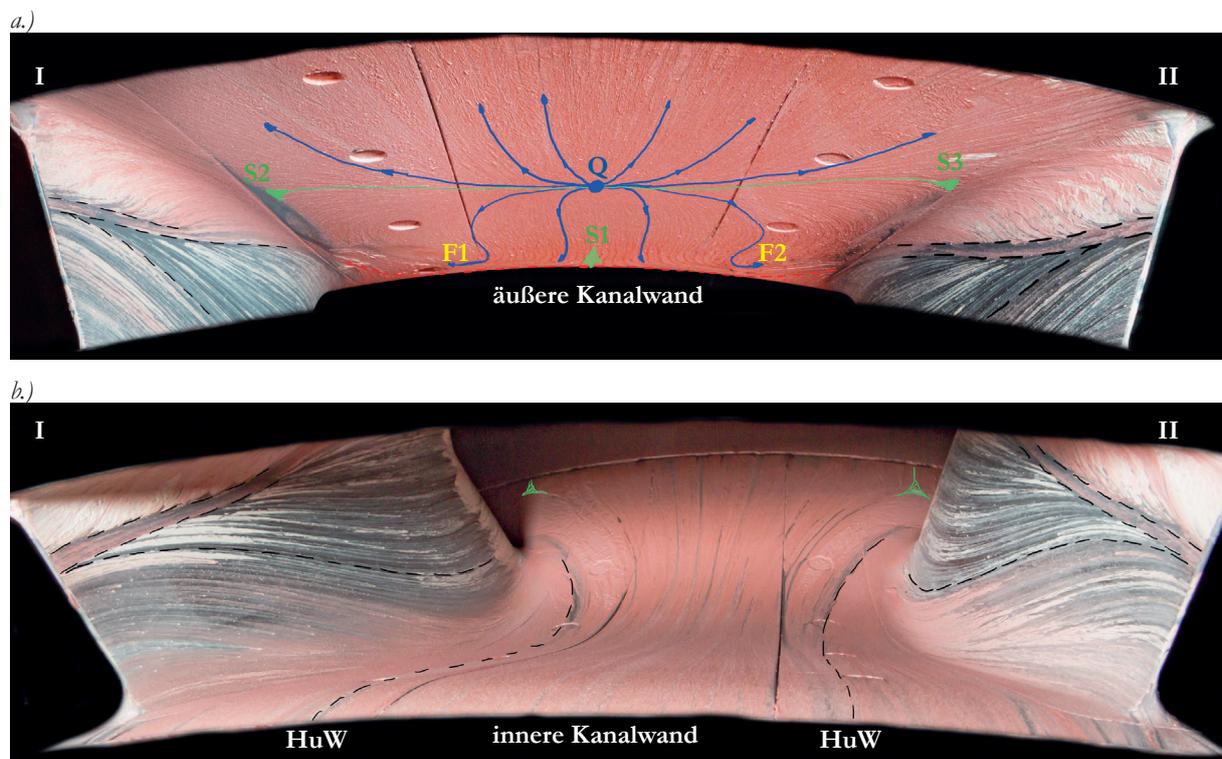


Abbildung 7.6: Abbild des Ölanstriches an der a.) äußeren und b.) inneren Kanalwand, bei ungestörte Zuströmung

befindet sich aufgrund der ausgeprägten Symmetrie durch die Stützschaufeln und der drallfreien Strömung genau in der Kanalmitte. In der abgelösten Zone selbst bilden sich zwei um die Kanalmitte symmetrische Fokuspunkte (**F1** und **F2**), die sich aufgrund des axialen Druckgradienten gerade noch nicht zu einem Wirbel aufrollen (anders als in Abbildung 2.25).

Um die Strömung an der Stützschaufel besser interpretieren zu können, kann das in der Theorie beschriebene Modell eine Kompressor - Kaskadenströmung herangezogen werden (vgl. Kapitel 2.5). Die Abbildung 7.7 zeigt die gegen die Strömungsrichtung blickende rechte Seite der Stützschaufel (entspricht Abbildung 7.6 II), die in der Kompressorkaskade die seitliche Begrenzungsfläche darstellt. Zum besseren Verständnis sind drei aus der statischen Wanddruckverteilung abgeleitete Druckgradienten in Abbildung 7.7 eingezeichnet. Deutlich zu erkennen ist eine druckgetriebene radiale Fluidbewegung, die sich beginnend von der inneren Kanalwand über die Seitenwand der Stützschaufel ausbildet. Dementsprechend kann eine klare, schwarz gestrichelte Begrenzungslinie zwischen rotem und weißem Ölanstrich an der Stützschaufel eingezeichnet werden. Diese radiale Fluidbewegung steht in Analogie mit der Querkanalströmung in der Kompressorkaskade und entsteht durch den vorliegenden Druckgradienten zwischen Saugseite und Druckseite und dessen Wirken auf die sich ausbildende Grenzschicht an der Oberfläche. Bei dem zweiten eingezeichneten Druckgradienten (Druckgleichgewicht - bei 52 % axialer Sehnenlänge) erfährt die Begrenzungslinie einen Wendepunkt. Ab diesem Punkt wirkt der Druckgradient entgegengesetzt und die Steigung der Begrenzungslinie nimmt ab.

Ferner ist durch den entgegengesetzt wirkenden radialen Druckgradienten eine weitere, an der äußeren Kanalwand beginnende Querkanalströmung feststellbar. Zeichnet man dazu eine weitere Begrenzungslinie an der oberen Stützschaufelhälfte ein, scheint es, als würde diese ebenso bei ~10 % axialer Sehnenlänge beginnen. Die genauere Betrachtung zeigt, dass hier zwei Effekte zu beobachten sind. Einerseits bildet sich in der Ablöseblase an der äußeren Kanalwand ein Wirbel, der an dieser Stelle beginnt und andererseits wirkt ab ~52 % der negative Druckgradient, der die Ausbildung der Querströmung verursacht (dargestellt durch eine zweite gestrichelte Linie beginnend bei 40 % axialer Sehnenlänge). Anders als in der unteren Stützschaufelhälfte rollt sich die

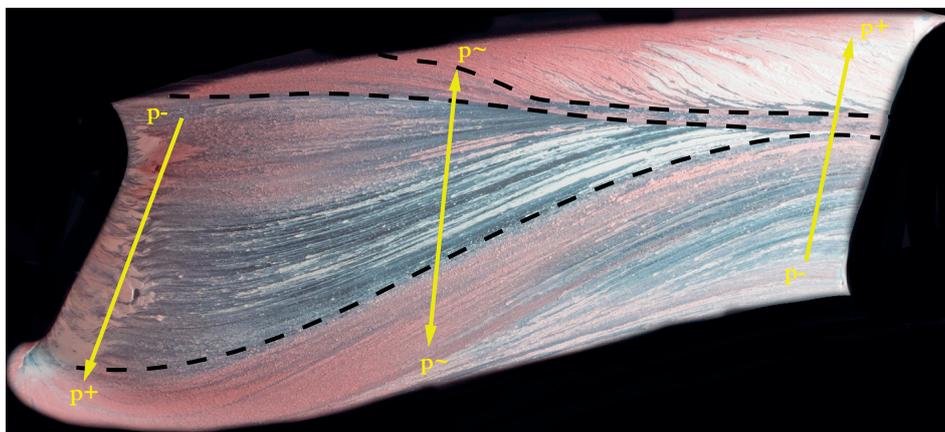


Abbildung 7.7: Abbild des Ölanstriches an der Oberfläche der Stützschaufel II, bei ungestörter Zuströmung

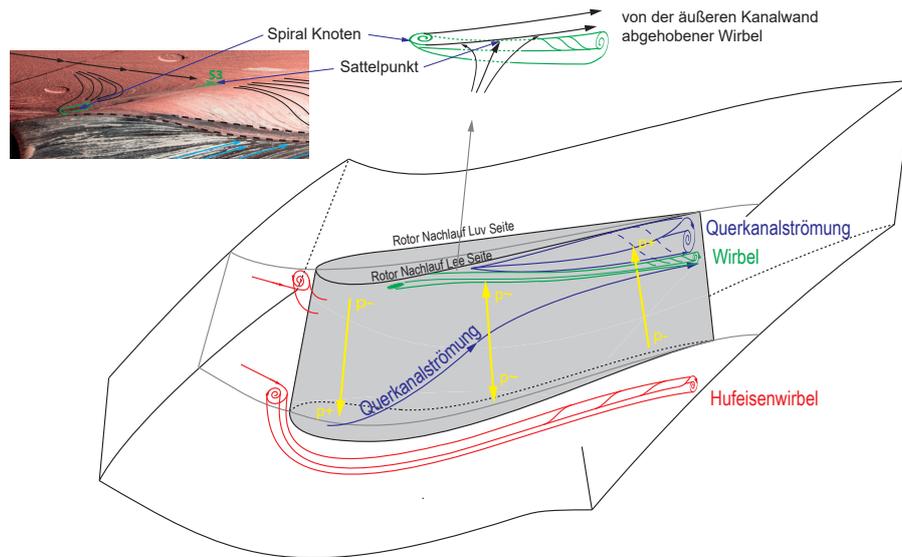


Abbildung 7.8: Zusammenfassende Skizze der TCF Sekundäreffekte bei ungestörter Zuströmung

obere Querkanalströmung kurz nach ihrer Ausbildung zu einem Wirbel auf. Dies zeigt sich durch rote Farbstriche über dem weißlich dicken Ölanstrich ab 75 % axialer Sehnenlänge, die ähnlich zur sich aufrollenden Spaltströmung in der Kompressorkaskade eine S-förmige Ausbildung der Schubspannungstrajektorien aufweisen (vgl. Abbildung 2.22 - clearance flow).

Die Abbildung 7.8 verdeutlicht die radiale Bewegung der Querkanalströmung von der inneren sowie von der äußeren Kanalwand, während sich letzter zu einem Wirbel ausbildet. Darüber hinaus zeigt die Skizze den von der äußeren Kanalwand abgehobenen Wirbel in grün. Der Spiralknoten des zuvor angesprochenen, in der Ablöseblase (in Abbildung 7.8 grün eingezeichnet) entstandenen Wirbels kann an der äußeren Kanalwand in Abbildung 7.6a stromauf des Sattelpunktes **S2** und **S3** sowie vergrößert in Abbildung 7.8 beobachtet werden. Der dem Spiralknoten entsprechende Wirbel legt sich an der Seitenwand der Stützschaufel an und schiebt sich zwischen die Querkanalströmung von unten und der sich aufrollenden Querkanalströmung von oben. Es sei angemerkt, dass ein ähnliche Wirbelbildung sowie ein ähnliches Abbild der Wandschubspannungstrajektorien durch Beselt et al. (2014) beobachtet und in der Abbildung 2.23 dargestellt ist.

Darüber hinaus zeigt die Abbildung 7.8 noch den Pfad des Hufeisenwirbels, der von der unteren Ecke der Stützschaufel ausgeht und im Strömungsabbild aus Abbildung 7.6 ersichtlich ist. Durch die vorhandene Ablösung an der äußeren Kanalwand kann der Pfad des Hufeisenwirbels, der sich an der oberen Stützschaufelecke bildet, nicht erkannt werden. Durch das Strömungsabbild an der Stützschaufel selbst kann ausgeschlossen werden, dass dieser sich an der Stützschaufelwand anlegt.

7.1.3. ANALYSE DER TCF ABSTRÖMUNG

Die Abbildung 7.9 stellt zusammen mit den Konturplots in Abbildung 7.10 die Strömungssituation am Austritt des TCF (Messebene C) dar. Die radialen Profile zeigen erneut den Totaldruck, den statischen Druck, den Drallwinkel sowie die Machzahl und damit jene Größen, die auch am Eintritt in der Messebene B0 dargestellt wurden. Als Konturplots werden einerseits der normierte Totaldruck sowie andererseits die Wirbelstärke mit überlagerten Isolinien des Druckverlustes abgebildet.

Während die radialen Profile in der Zuströmung (Abbildung 7.2) einen primär vertikalen Verlauf aufweisen, weichen die radialen Profile der Abströmung (Abbildung 7.9) durch den Einfluss der ersten und zweiten Umlenkung im TCF, der Diffusorwirkung und der Sekundäreffekte vom vertikalen Verlauf ab. Generell kann beobachtet werden, dass im Falle des Totaldruckes ein Maximum bei 30 % relativer Kanalhöhe auftritt, welches um nur 0,15 % reduziert zum Eintrittsdruck ist. Ferner ist - wie bei Diffusoren - zu erwarten der statische Druck am Austritt erhöht und die Machzahl reduziert. Der Drallwinkel wird durch die Strömungsverzögerung im Mittel um etwa 3° erhöht, wobei der radiale Verlauf erhalten bleibt.

In der Kontur des Totaldruckes (Abbildung 7.10a) zeigen sich drei Bereiche niedrigen Druckes bzw. erhöhter Totaldruckverluste (Abbildung 7.10b), die von **I** bis **III** markiert und im folgenden erläutert werden:

- Nachlauf der TCF Stützschaufel
- Aufrollende Querkanalströmung
- Grenzschicht an der inneren und äußeren Kanalwand

Erstens (**I**) ist der erwartungsgemäß auftretende Profilverlust der TCF Stützschaufel an den Umfangspositionen $\Delta\theta/\theta_{IGV} = 1$ bzw. 8 zu nennen. Auffallend ist die Abhängigkeit des Profilverlustes von der Kanalhöhe, der erst ab 20 % ersichtlich wird und ein Maximum bei 60 % erreicht. Der Ölanstrich aus Abbildung 7.7 lässt erkennen, dass die radiale Fluidbewegung die Abströmung an

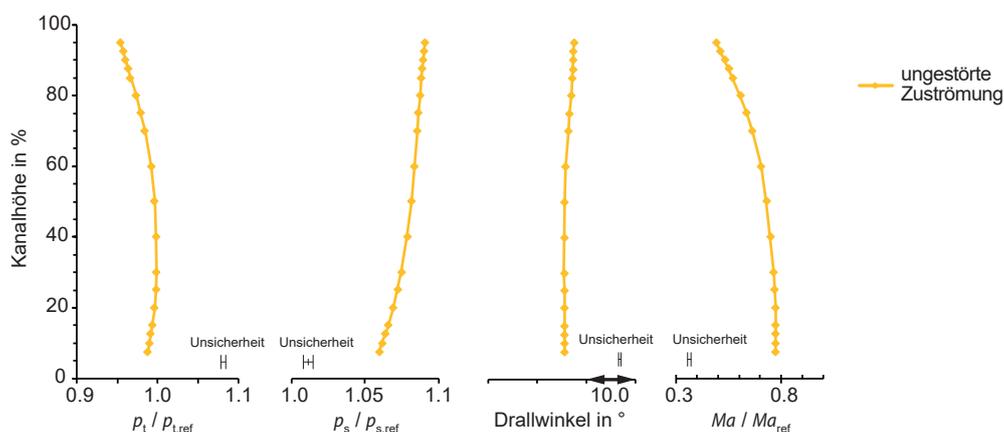


Abbildung 7.9: Radialprofile am TCF Austritt bei ungestörter Zuströmung

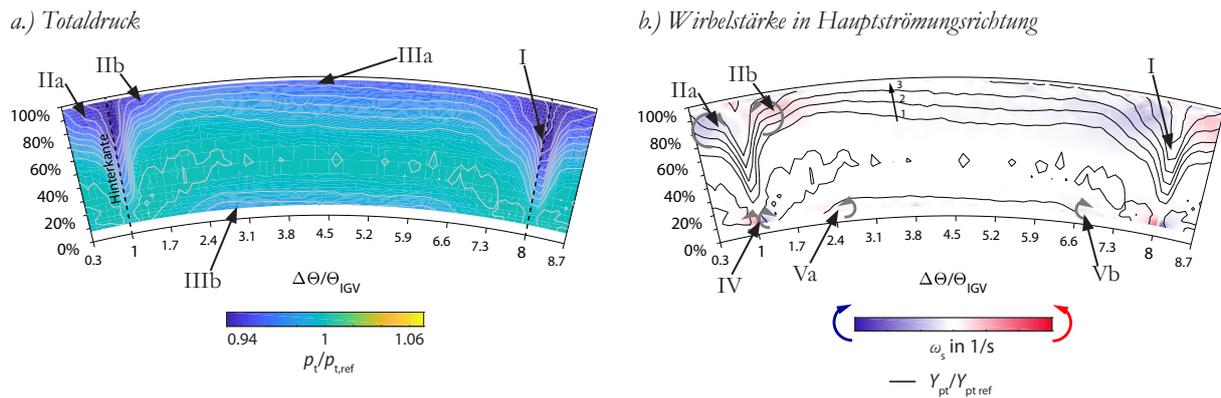


Abbildung 7.10: Konturplots am TCF Austritt bei ungestörte Zuströmung

der Hinterkante der Stützschaufel bis zu dieser Kanalhöhe beeinflusst und somit offensichtlich zusätzlich Energie aus der freien Strömung dem Nachlauf zuführt.

Zweitens (**II**) verstärkt sich der Bereich niedrigen Totaldrucks (**I**) zusätzlich in Umfangsrichtung ab einer Kanalhöhe größer 70 %. Der entsprechende Konturplot der Wirbelstärke (Abbildung 7.10b) weist hierzu zwei gegenläufige Wirbel **IIa** und **IIb** auf, die durch die Dissipation von kinetischer Energie die entsprechenden Verlustbereiche hervorrufen. Dem Strömungsabbild im Ölanstrich (Abbildung 7.6) kann entnommen werden, dass die beiden Wirbel der sich aufrollenden Querkanalströmung zugeordnet werden können.

Drittens (**III**) bildet sich an der äußeren (**IIIa**) und inneren Kanalkontur (**IIIb**) eine Grenzschicht aus, die in Umfangsrichtung als Bereich niedrigen Totaldruckes ersichtlich ist. Die unterschiedliche Dickenverteilung dieser Grenzschicht kann dabei auf den Einfluss des axialen Druckgradienten sowie der Strömungsablösung zurückgeführt werden. Ferner ist auffallend, dass die Grenzschicht in Umfangsrichtung aus der Kanalmitte heraus abnimmt. Ein ähnliches Verhalten wurde bereits von Dominy und Kirkham (1996) in ihrem Übergangskanal, beeinflusst von Nachläufen dünner Platten, festgestellt. Hervorgerufen durch den radialen Druckgradienten war hierbei der radiale Transport von Fluid und die damit verbundene Wirbelbildung für ein lokales Energetisieren der Grenzschicht verantwortlich. In ähnlicher Form ist im vorliegenden Fall der druckgetriebene radiale Transport von Fluid entlang der niedrigerenergetischen Grenzschicht der TCF Stützschaufeln ersichtlich. Zusätzlich erscheint, dass der beobachtete Effekt im oberen Bereich durch das Aufrollen der Querkanalströmung sowie im unteren Bereich durch die radiale Fluidbewegung, die Energie aus der ungestörten Strömung zuführt, hervorgerufen wird.

Der Vollständigkeit halber sind im Konturplot der Wirbelstärke (Abbildung 7.10b) noch zwei weitere Wirbel **IV** und **V** eingezeichnet. Der Sekundärwirbel-Paar **IV** könnte die Folge einer Interaktion von dem aufsteigenden radialen Fluid und dem Nachlauf sein. Ebenso könnte das Sekundärwirbel-Paar jedoch die Folge der verbreiterten Hinterkante nahe der inneren Kanalwand sein, die bedingt durch das Auslaufen der beiden Seitenwandradialen der TCF Stützschaufel (vgl. Abbildung 7.5 rechts) entsteht. Die beiden gegenläufigen Wirbel **Va** und **Vb** hingegen konnten bereits im Ölanstrich in Abbildung 7.6b als Hufeisenwirbel (**HuW**) identifiziert werden.

7.2. EINFLUSS VON STATIONÄREN NACHLÄUFEN UND DRALL

Der Drallwinkel weist entsprechend der Literatur (Kapitel 2.4) einen großen Einfluss auf das aerodynamische Verhalten eines TCF auf. Da die Abströmung der Hochdruckturbinen die in dieser Arbeit verwendet wird nicht drallfrei erfolgt, soll der Einfluss des Dralls bzw. einer Drallwinkelvariation separat untersucht werden.

Das in Kapitel 5.3 erwähnte Vorleitgitter (im folgenden **Inlet Guide Vanes - IGVs**) dient diesem Zweck und erzeugt eine Drallwinkelvariation ähnlich der später diskutierten HDT (vgl. Abbildung 5.33). Abweichend zur Intention in der Auslegung mischen sich die Nachläufe der IGVs trotz dünner Schaufeln bis zum Eintritt in den TCF nicht vollständig aus, wodurch deren Einfluss mit in die Betrachtung der TCF Aerodynamik einbezogen werden muss. Die Abbildung 7.11 zeigt die entsprechende Versuchsanordnung am Mittelschnitt zusammen mit den Schaufelschnitt bei $\approx 50\%$ Kanalhöhe.

7.2.1. ANALYSE DER TCF ZUSTRÖMUNG

Erneut werden für die Beurteilung der Zuströmung die radialen Profile des Totaldrucks, statischen Druck, Machzahl und des Drallwinkels in der Messebene B0 in Abbildung 7.12 herangezogen. Um Unterschiede zwischen der „Zuströmung mit IGVs“ und der „ungestörten Zuströmung“ hervorheben zu können, ist Letztere in gelb mit in der Abbildung 7.12 abgebildet. Der Vergleich verdeutlicht, dass die radialen Profile mit Ausnahme des Drallwinkels über nahezu die gesamte Kanalhöhe deckungsgleich bzw. innerhalb der Messunsicherheit verlaufen.

Unabhängig davon zeigt sich die durch die IGVs induzierte Drallwinkelverteilung deutlich in dem massengemittelten Radialprofil der Fünfflochsondenmessung. Normalerweise verändert Drall in der Strömung das radiale Druckgleichgewicht und bewirkt damit eine Veränderung im statischen Druckfeld. In diesem Fall ist der Drallwinkel an der inneren und äußeren Kanalwand gegensätzlich orientiert, wodurch sich entweder die Effekte für das statische Druckfeld kompensieren könnten, oder der Drallwinkel zu gering ist um das statische Radialprofil wesentlich zu verändern.

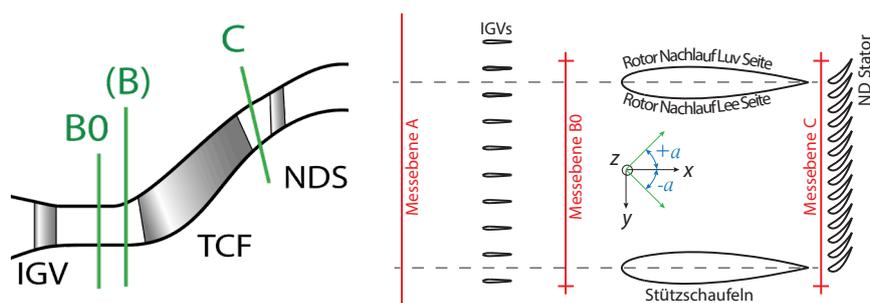


Abbildung 7.11: Meridian- und Mittelschnitt des Test-Setups mit IGVs, ohne Speichenrad

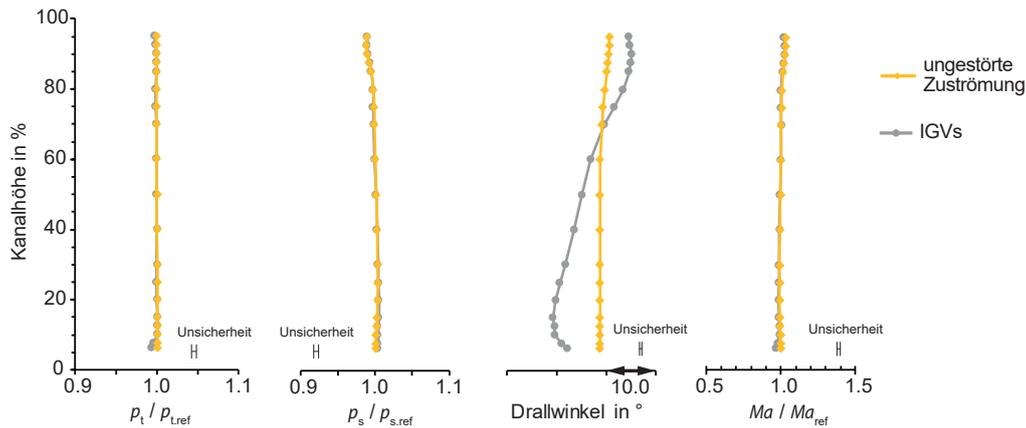


Abbildung 7.12: Radialprofile am TCF Eintritt mit IGVs, ohne Speicherad

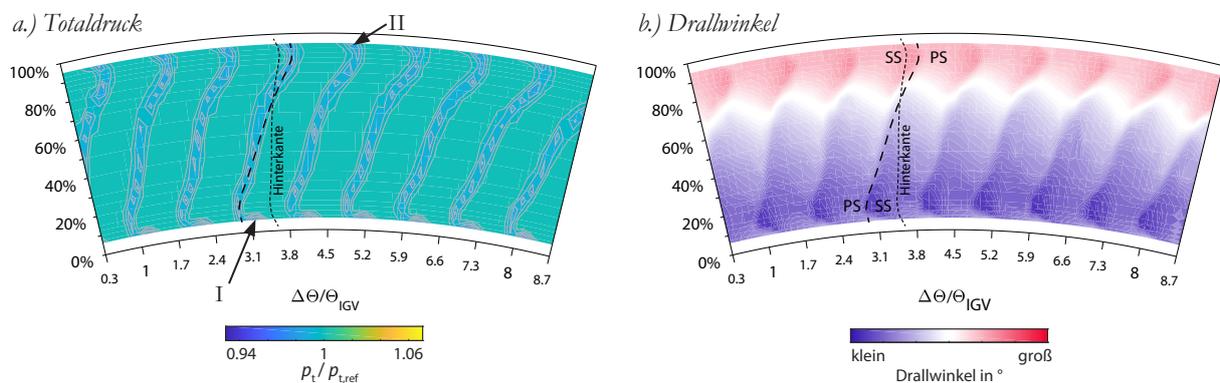


Abbildung 7.13: Konturplots am TCF Eintritt mit IGVs, ohne Speicherad

Im Strömungsfeld sind zusätzlich die Einflüsse der IGVs ersichtlich. Diese sind:

- die Nachläufe der IGVs
- der Drallwinkel
- Innere und äußere Sekundärwirbel der IGVs

Hinsichtlich der Nachläufe ist im Konturplot des Totaldruckes (Abbildung 7.13a) ein periodisches Muster zu erkennen, das sich gemäß den 8,4 vermessenen IGV Teilungen wiederholt. Da die Zuströmung der IGVs mit guter Näherung als ungestört betrachtet werden kann, stimmen die großflächigen blaugrünen Flächen mit der freien Strömung überein. Die geneigten blauen Strukturen entsprechen den Nachläufen der IGVs, die in der vorliegenden Messebene B0 ($\approx 200\%$ axialer Sehnenlänge stromab der IGV Hinterkante) primär Profilverluste und Ausmischungsverluste darstellen. Als Referenz ist eine gestrichelte Linie eingezeichnet, die die axiale Projektion der Hinterkante eines IGV Profiles, abgeleitet aus dem Übereinanderlegen des Strömungsfeldes mit der technischen Zeichnung, repräsentiert.

Der durch die Auslegung der IGVs induzierte Drallwinkel verkippt bzw. verzerrt den Nachlauf der IGVs im Uhrzeigersinn. Diese Winkelverteilung spiegelt sich im gezeigten umfangsgemittelten radialen Strömungswinkel (Abbildung 7.12) wieder, wo bei 70 % Kanalthöhe sowohl der Schaufelwinkel wie auch der Strömungswinkel einen Nulldurchgang zeigen. Dem Schaufelwinkel entspre-

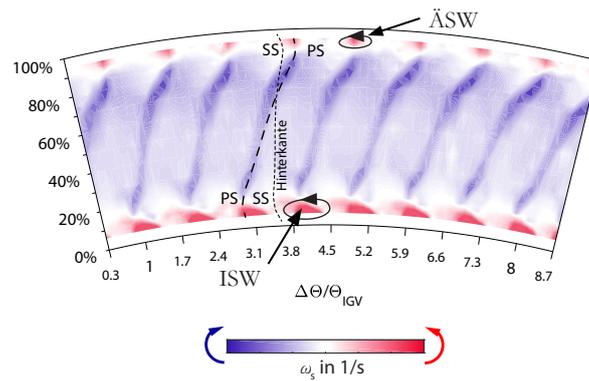


Abbildung 7.14: Konturplot der Wirbelstärke am TCF Eintritt mit IGVs, ohne Speichenrad

chend kann eine Druck (**PS**) - und Saugseite (**SS**) in Abhängigkeit von der Kanalhöhe definiert und im Drallwinkelkonturplot (Abbildung 7.13b) eingezeichnet werden. Derart verdeutlicht zeigen sich in einem Bereich bis 20 % relativer Kanalhöhe lokale Winkelminima an der Saugseite des Nachlaufes. Im Gegensatz dazu finden sich in den oberen 20 % der Kanalhöhe (ebenfalls an der lokalen Saugseite) Segmente von lokalen Winkelmaxima.

Drittens sind Sekundärwirbel in der Zuströmung zu identifizieren, die durch eine Betrachtung des Konturplots der Wirbelstärke in Abbildung 7.14 deutlich werden. Diese gegen den Uhrzeigersinn drehenden Wirbel sind an der inneren Kanalwand als Innere Sekundärwirbel (**ISW**) sowie an der äußeren Kanalwand als Äußere Sekundärwirbel (**ÄSW**) eingezeichnet. Durch das Übertragen der für den Nachlauf repräsentativen Linie können beide Sekundärwirbel näher an der lokalen Saugseite **SS** des IGV Profils identifiziert werden. Über die genaue Spezifizierung dieser Wirbel kann aufgrund fehlender Untersuchungen der IGV Reihe nur spekuliert werden. Grundsätzlich sind ein Hufeisenwirbel ausgehend von der Vorderkante, sowie ein Kanalwirbel durch die Umlenkung, aufgrund der vorliegenden Streckung des IGV Profils von ≈ 3 , nahe der inneren und äußeren Kanalwand zu erwarten. Ungeachtet der Spezifizierung der Wirbel entstehen Verluste die im Totaldruck in Abbildung 7.13a bei 6 % Kanalhöhe (markiert mit **I**) sowie bei 95 % Kanalhöhe (markiert mit **II**) zu erkennen sind. Der Verlustkern **I** erfüllt mehr als 50 % der IGV Teilung und kann dementsprechend auch im radialen Verlauf des Totaldruckes in Abbildung 7.12 identifiziert werden.

7.2.2. ANALYSE DER TCF AERODYNAMIK

Die Abbildung 7.15 verdeutlicht für den vorliegenden Fall mit IGVs den statischen Wanddruckverlauf anhand des Druckbeiwertes c_p (in grau), wobei als Referenz zusätzlich der Fall der ungestörten Zuströmung abgebildet ist.

An der inneren Kanalkontur zeigt der Vergleich einen nahezu identen Verlauf. Ein durch den Drall zu erwartendes Abfallen des maximalen statischen Druckes in der ersten Umlenkung (hervorgehoben durch die reduzierte effektive Krümmung in der Stromlinie) nicht beobachtet werden. Wie im folgenden Strömungsabbild des Ölanstriches (Abbildung 7.16b) zu erkennen, liegt die Vermutung nahe, dass der wandnahe Drallwinkel zu gering ausfällt, um diesen Effekt im statischen Druck zu

identifizieren. Ferner ist an der inneren Kanalkontur zwischen 40 % und 80 % axialer Länge ein geringerer statischer Druck ersichtlich. Dabei könnten einerseits Strukturen der IGVs direkt über den statischen Wanddruckbohrungen den Messwert beeinflussen (siehe Ölanstrich Abbildung 7.16b) bzw. könnte andererseits die Strömungsablösung an der äußeren Kanalwand den freien Strömungsquerschnitt in der Passage reduzieren und damit die mittlere Strömungsgeschwindigkeit anheben.

An der äußeren Kanalkontur sind die Unterschiede deutlicher zu sehen. Gefolgt von einem gleichartigen Anstieg im Druckbeiwert divergieren die beiden Fälle stromab der Vorderkante der Stützschaufel. Ein Plateau kann beginnend bei 0 % und endend bei ≈ 9 % axialer Sehnenlänge festgestellt werden. Dieses Verhalten bedeutet, dass sich die Ablösung ungeachtet des Drallwinkels und der stationären Nachläufe am Eintritt nach wie vor ausbildet. Obwohl der Vergleich einen Versatz der Ablösung stromauf nahe legt, ist die Ablösung nur mehr in einem Teilbereich der äußeren Kanalwand präsent und damit die Aussage nur mit Vorbehalt zu treffen (vgl. Abbildung 7.16a).

Der weitere Verlauf des Druckrückgewinnes ab 9 % axialer Sehnenlänge verläuft ähnlich und zeigt mit IGVs einen um 8 % reduzierten Druckrückgewinn des TCFs, bewertet an der axialen Position der Stützschaufel-Hinterkante.

Für die erweiterte Bewertung der Strömung durch das TCF soll erneut der Ölanstrich entsprechend der Abbildung 7.16 an der äußeren und inneren Kanalwand einer Passage (zwischen zwei Stützschaufeln) herangezogen werden. Der Drallwinkelvariation am Eintritt entsprechend fällt das Abbild der Strömung asymmetrisch aus, am deutlichsten ersichtlich durch ein unterschiedliches Verhalten der Strömung an den Seitenwänden der beiden Stützschaufeln (**I** und **II**).

Für die weitere Diskussion werden drei zu beobachtende Effekte hervorgehoben. Dies sind:

- Die Strömungsablösung an der äußeren Kanalwand
- Die Querkanalströmung an den beiden Seiten der Stützschaufel
- Die von den IGVs stammenden Strukturen, die an der inneren Kanalkontur ersichtlich sind

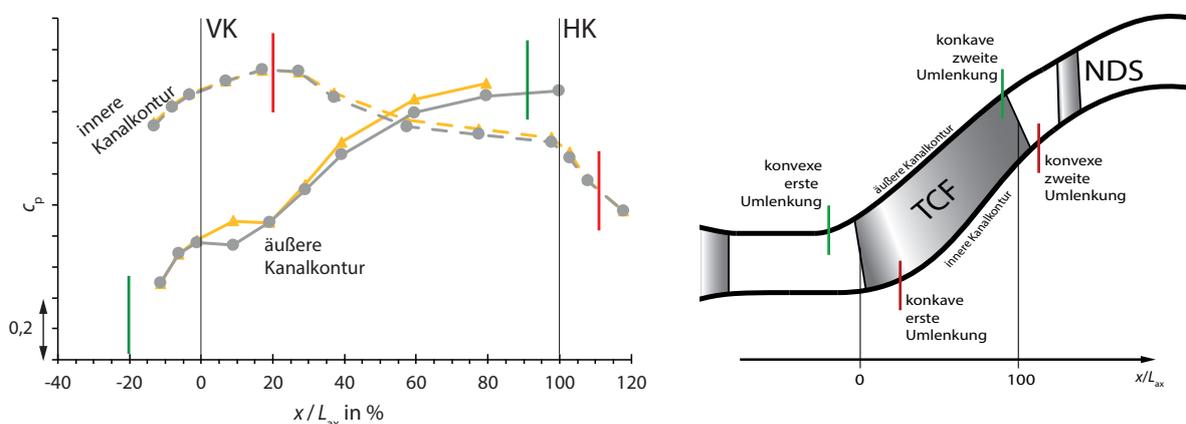


Abbildung 7.15: Statischer Wanddruckverlauf an der inneren und äußeren Kanalwand mit IGVs, ohne Speichenrad

Die Strömungsablösung an der äußeren Kanalwand ist nur mehr in einem Teilbereich des Umfangs ersichtlich. Die asymmetrisch Verteilung der Strömungsablösung kann dabei auf den Eintrittsdrall zurückgeführt werden. Dem Verlauf des statischen Druckbeiwertes entsprechend bestätigt der Ölanstrich den Beginn der partiellen Ablösung bei 0 % axialer Sehnenlänge (in der entsprechenden Abbildung 7.16 durch die Wandkrümmung nicht mehr zu sehen). Ein Wiederanlegen der Strömung kann bei 47 % axialer Sehnenlänge ausgemacht werden und wird in Abbildung 7.16 durch eine grüne Linie verdeutlicht, die eine Verbindung zwischen der Quelle (**Q**) und dem Sattelpunkt (**S1**) darstellt. Im Detail kann den Wandschubspannungstrajektorien aus der Quelle **Q** in Abbildung 7.16a eine bevorzugte Richtung zur Oberfläche der Stützschaufel (**II**) entnommen werden. Zusätzlich bildet ein Teil des Fluides, das in der Ablöseblase stromauf strömt, einen Fokus (**F1**) aus und zeigt Ansätze für eine Wirbelbildung normal zur Oberfläche. Ferner entsteht stromab der Quelle (**Q**) eine Zone sehr geringer Wandschubspannung (**D1**), deren Verlust in der Messebene C am TCF Austritt im Totaldruck - Konturplot (Abbildung 7.20 **VI**) eingezeichnet werden kann, jedoch im Vergleich zu dem Verlustkern nahe der Stützschaufel (Abbildung 7.20 **II**) gering ist. Die partielle Strömungsablösung an der äußeren Kanalwand erlaubt eine angelegte Strömung mit niedriger Wandschubspannung nahe der Oberfläche der Stützschaufel (**I**) (gelbe Linien), wodurch kein weiterer Sattelpunkt (**S2**) gebildet wird.

Der radiale Druckgradient im TCF verursacht eine Querkanalströmung an beiden Seitenflächen der TCF Stützschaufeln (**I** und **II**), die in Abbildung 7.16 gegenübergestellt wird. Dabei ist die Querkanalströmung an der Oberfläche der Stützschaufel (**II**) deutlich ausgeprägter und ähnlich zu der Versuchsanordnung mit ungestörten Zuströmung. Von der äußeren Kanalwand ist durch die Querkanalströmung eine sofortige Wirbelbildung zu beobachten (Abbildung 7.16a), wobei der

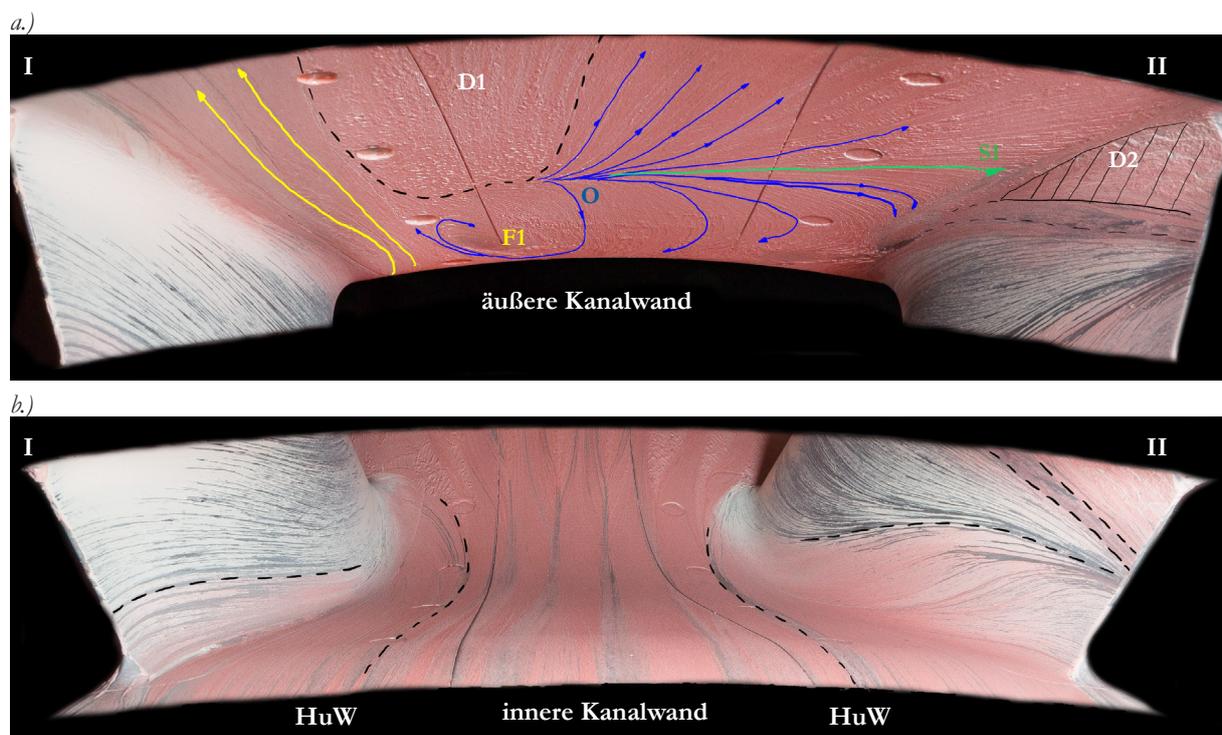


Abbildung 7.16: Abbild des Ölanstriches an der a.) äußeren und b.) inneren Kanalwand, mit IGVs, ohne Speichernd

dadurch entsprechende Totaldruckverlust deutlich in dem Konturplot am TCF Austritt ersichtlich ist (Abbildung 7.20b **II**). Der Drallwinkel an der äußeren Kanalwand scheint die sich aufrollende Querkanalströmung in ihrer Wirbelstärke zusätzlich zu verstärken. Eine genauere Betrachtung der Zone **D2** in Abbildung 7.16a verdeutlicht dazu, mit erkenntlichen ungeordneten roten Farbpigmenten eine unter dem Wirbel liegende Fläche sehr geringer Wandschubspannung. Hinzukommend visualisiert die in Kapitel 4.7 beschriebene URANS Simulation anhand von Stromlinien, dass der obere Hufeisenwirbel diesen Verlustkern weiter verstärkt (Abbildung 7.17). Darüber hinaus ist ersichtlich, dass wie bereits in der Versuchsanordnung mit ungestörter Zuströmung, ein Spiral-knoten stromauf des Sattelpunktes (**S1**) die Bildung eines zusätzlichen Wirbels andeutet (vgl. Abbildung 7.8 grün markiert). Dieser Wirbel legt sich an der Oberfläche der Stützschaufel **II** an und kann so als Abbild im Ölanstrich beobachtet werden.

Wie bereits erwähnt ist für die Strömungsstrukturen an der Oberfläche der Stützschaufel **I** Unterschiedliches zu beobachten. Während die Querkanalströmung von der inneren Kanalkontur an der Oberfläche der Stützschaufel **I** bei einer relativen Kanalhöhe von 30 % endet, geschieht dies an der Hinterkante der Stützschaufel **II** bei einer relativen Kanalhöhe von 43 %. Ferner kann keine von der äußeren Kanalwand beginnende radiale Fluidbewegung im Bereich des negativen radialen Druckgradienten (>50 % axialer Sehnenlänge) beobachtet werden. Stattdessen ist eine Zone mit sehr geringer Wandschubspannung (weiße Fläche) in der hinteren Hälfte der Stützschaufel zu erkennen. Obwohl noch vereinzelt Wandschubspannungstrajektorien in diesem Bereich ersichtlich sind, ist eine beginnende Ablösung nicht auszuschließen.

Abschließend sind im Strömungsabbild des Ölanstriches an der inneren Kanalkontur des TCFs (Abbildung 7.16b) deutlich von den IGVs stammende Strukturen hoher Wandschubspannung zu erkennen. Dazu zeigt die Abbildung 7.18 die mithilfe der CFD dargestellten Stromlinien durch das TCF sowie den Konturplot der Wirbelstärke in Hauptströmungsrichtung am Ein- und Austritt. Im Gegensatz zu den Abbildungen des Ölanstriches ist die Ansicht in Strömungsrichtung dargestellt. Die in schwarz eingefärbten Stromlinien verdeutlichen die Strukturen der IGVs, während die in pink hervorgehobenen Stromlinien entlang des unteren Hufeisenwirbel verlaufen. Die Simulation

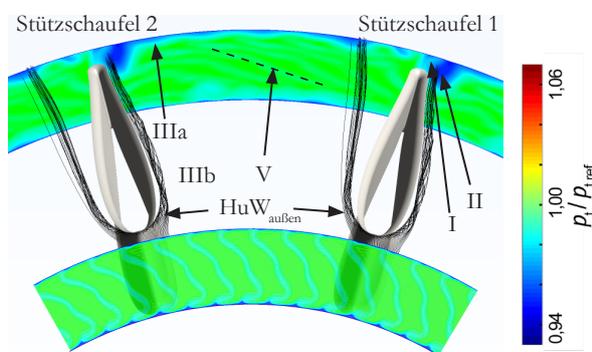


Abbildung 7.17: Stromlinien durch den oberen Hufeisenwirbel der Stützschaufel mit der Totaldruckkontur am TCF Ein- und Austritt

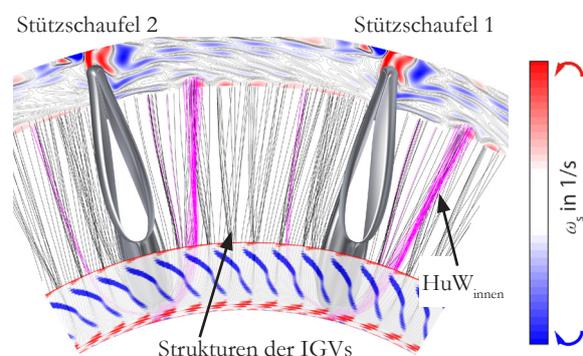


Abbildung 7.18: Stromlinien an der inneren Kanalwand mit der Wirbelstärke in Hauptströmungsrichtung am TCF Ein- und Austritt

verdeutlicht, dass die inneren Sekundärwirbel der IGVs für das Aufrollen der in schwarz dargestellten Stromlinien verantwortlich sind. Die Wirbelkerne sind entsprechend der Simulation (wie auch der Messung in Abbildung 7.20b) nach wie vor am Austritt des TCFs ersichtlich und verursachen dementsprechend Bereiche niedrigen Totaldruckes (Abbildung 7.17 sowie Abbildung 7.20 **IIIb**). Weiters ist in Abbildung 7.18 ersichtlich, dass die unteren Hufeisenwirbel nicht an der Oberfläche der Stützschaufeln anlegen, sondern an der inneren Kanalkontur verbleiben und in Richtung Kanalmitte driften. Der Pfad der unteren Hufeisenwirbel (**HuW**) kann ferner im Ölanstrich in Abbildung 7.16b verfolgt werden.

7.2.3. ANALYSE DER TCF ABSTRÖMUNG

Für die Strömungssituation am Austritt zeigt die Abbildung 7.19 die in Umfangsrichtung massen-gemittelten Radialprofile des Totaldruckes, des statischen Druckes sowie des Drallwinkels und der Machzahl ergänzt um das Ergebnis der ungestörten Zuströmung in gelb. Auffallend ist, dass die Radialprofile für den Totaldruck, den statischen Druck sowie die Machzahl am Austritt nahezu ident verlaufen, obwohl die Zuströmung lokal durch die IGVs gestört ist und sich dadurch im TCF unterschiedliche Sekundäreffekte ausbilden.

Die Drallwinkelverteilung in der Eintrittsebene des TCF wird erwartungsgemäß bei der Durchströmung des TCF durch die Stützschaufeln reduziert und axial ausgerichtet. Dabei vermindert sich der Winkel im lokalen Maximum wie auch Minimum um jeweils $1,5^\circ$. Damit lässt die Betrachtung der radialen Profile die Schlussfolgerung zu, dass durch den Drall primär eine Umverteilung der Verluste in Umfangsrichtung erfolgt sowie die zusätzlichen, durch die stationären Nachläufe eingebrachten Verluste gering ausfallen.

Um die Umverteilung der Verluste genauer betrachten zu können, sind in Abbildung 7.20 die dazugehörigen Konturplots des Totaldruckes und die Wirbelstärke in Hauptströmungsrichtung kombiniert mit Isolinien des Druckverlustes $Y_{pt}/Y_{pt,ref}$ in % angegeben. Es kann vorweggenommen werden, dass in Analogie zu dem Ergebnis der ungestörten Zuströmung im Totaldruck (Abbildung 7.20a) neben den drei Verlustkernen noch zusätzlich die nicht gänzlich ausgemischten Nachläufe der IGVs identifiziert werden können. Somit sollen folgende vier auftretende Verluste besprochen werden:

- Nachlauf der TCF Stützschaufel
- Aufrollende Querkanalströmung
- Nachläufe der IGVs
- Grenzschicht an der inneren und äußeren Kanalwand

Erstens kann wie in der Versuchsanordnung der ungestörten Strömung der Nachlauf der TCF Stützschaufeln an den Umfangspositionen $\Delta\theta/\theta = 1$ und 8 ausgemacht werden (**I**). Erneut führt die Querkanalströmung entlang der Oberfläche der Stützschaufel Energie aus der verlustfreien Strömung dem Nachlauf zu und es kann ein sich über die Kanalhöhe ändernder Verlust festgestellt

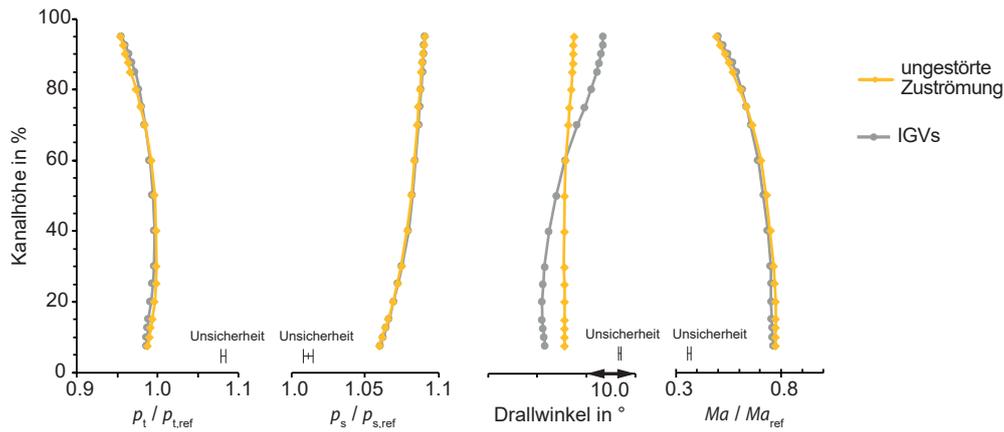
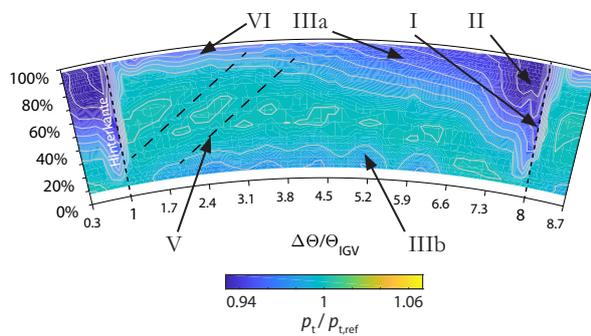


Abbildung 7.19: Radialprofile am TCF Austritt mit IGVs, ohne Speichenrad

a.) Totaldruck



b.) Wirbelstärke in Hauptströmungsrichtung

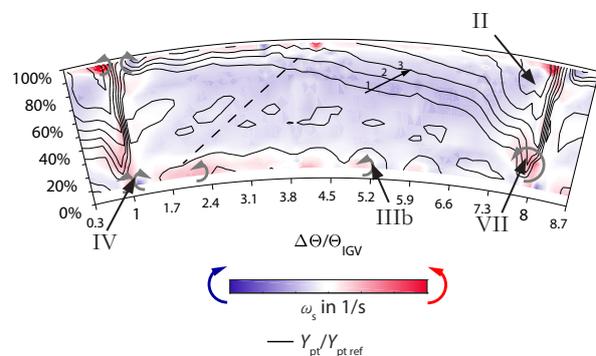


Abbildung 7.20: Konturplots am TCF Austritt mit IGVs, ohne Speichenrad

werden. Dabei beginnt der Verlustanstieg bereits bei 12 % und erreicht sein Maximum bei ≈ 80 % relativer Kanalhöhe.

Zweitens fällt der große Verlustkern niedrigen Totaldruckes (**II**) auf, der nur an der Lee-Seite der Stützschaufel auftritt (entspricht der Oberfläche der Stützschaufel II im Ölanstrich). Abgeleitet aus der Analyse der Strömung im TCF deckt sich die örtliche Kumulation des Verlustes mit der Bildung eines Wirbels aus der sich aufrollenden Querkanalströmung, der durch den oberen Hufeisenwirbel verstärkt wird.

Drittens ist zu beobachten, dass sich die Nachläufe der IGVs nur teilweise im Kanal ausmischen und noch als Bereiche niedrigen Totaldruckes am Austritt des TCFs sichtbar sind (**V**). Durch die Drallwinkelverteilung am Eintritt sind diese im Uhrzeigersinn verkippt. Dieses Verhalten ist ähnlich zu jenem, das durch die Untersuchungen Dominy and Kirkham (1995) in einem generischen Übergangskanal beschrieben und später durch Göttlich (2011) illustriert wurde. Ferner beobachteten die Autoren im Nachlauf eine durch den radialen Druckgradienten getriebene radiale Fluidbewegung. Zwangsläufig ist auch im gegenwärtigen TCF der radiale Druckgradient ausgeprägt, wodurch von einem ähnlichen Verhalten in den IGV Nachläufen ausgegangen werden kann. Mit der radialen Fluidbewegung über die Nachläufe hinweg bilden sich an der inneren und äußeren Kanalwand zusätzliche Sekundärwirbel aus. Die Schräglage der Nachläufe begünstigt ein Annähern

der Wirbel und damit ein Kumulieren entsprechend ihrer Drehrichtung. Damit bewirken diese in der Grenzschicht eine lokale Aufdickung sowie einen erhöhten Verlust.

Viertens zeigt sich dies durch eine veränderte Grenzschicht an der äußeren und inneren Kanalwand (**IIIa** und **IIIb**). Es wirkt so, als würden die Nachläufe (**V**) mit der Grenzschicht entlang des gesamten Umfangs interagieren und damit das Strömungsbild verändern. Hierbei kumuliert das niedrigenergetische Fluid durch die radiale Fluidbewegung in der äußeren Grenzschicht und unterstützt die Bildung des großen Verlustkernes (**II**). Die innere Grenzschicht (**IIIb**) ist ferner durch die an der inneren Kanalkontur im Ölanstrich in Abbildung 7.16b beobachteten Wirbel beeinflusst. Diese auch in Abbildung 7.20b (**IIIb**) ersichtlichen Wirbel tragen örtlich durch Dissipation von kinetischer Energie zum Verlust bei, während sie anderorts Fluid aus der freien Strömung in die Grenzschicht fördern und diese somit energetisieren.

Im Nachlauf der Stützschaufel tritt in Abbildung 7.20b (**VII**) noch ein weiterer gegen den Uhrzeigersinn drehender Wirbel auf, der zuvor nicht beobachtet wurde. Entsprechend des Ölanstriches ist an der Hinterkante der Stützschaufel nach wie vor die Querkanalströmung dominierend. Es ist naheliegend, dass dies stromab mit der niedrig energetischen Strömung auf der gegenüberliegenden Oberfläche der Stützschaufel interagiert und sich dementsprechend aufrollt.

7.3. EINFLUSS VON DRALL, STATIONÄREN UND ROTIERENDEN NACHLÄUFEN

In der Versuchsanordnung mit IGVs und Speichenrad liegt das Interesse an der Quantifizierung des Einflussfaktors der instationären Effekte auf die TCF-Aerodynamik. Um dies zu simulieren, wurde unter Beibehaltung der IGVs der in Kapitel 5.2 beschriebene Rotor mit zylindrischen Stäbchen $\approx 50\%$ axialer Sehnenlänge der TCF Stützschaufel stromauf platziert (vgl. Abbildung 7.21).

7.3.1. ANALYSE DER TCF ZUSTRÖMUNG

Der Einfluss des Speichenrades in der Zuströmung zum TCF (Messebene B0) kann den radialen Verläufen von Totaldruck, statischem Druck, Drallwinkel und Machzahl in Abbildung 7.22 entnommen werden. Die gegenwärtige Konfiguration (Abbildung 7.22 rot dargestellt) ist zu Vergleichszwecken der Konfiguration mit stationären IGV Nachläufen aus Kapitel 7.2 (Abbildung 7.22 grau dargestellt) gegenübergestellt. Ähnlichkeiten in der Machzahl und folglich dem Totaldruck sind bei 50 % relativer Kanalhöhe erneut aufgrund der Betriebspunkteinstellung mithilfe der Fünfflochsonde beabsichtigt.

Neben den Ähnlichkeiten kann erstens der Einfluss des Rotorspaltes des Speichenrades deutlich in der Machzahl wie auch im Totaldruck in den äußeren 15 % der Kanalhöhe gesehen werden. Diese lokale Beschleunigung der Strömung in Zusammenhang mit dem erhöhten Totaldruck kann entsprechend der Theorie (Sumner, 2013) durch die Spitzenüberströmung sowie durch ein vom freien Ende der Stäbchen stammendes Paar von Nachlaufwirbeln (bzw. Spitzenwirbel) erklärt werden.

Zweitens verändert das Speichenrad den induzierten Drall entsprechend seiner Drehrichtung. Genaugenommen ist ein dabei um den Messpunkt bei 90 % Kanalhöhe gekippter Verlauf zu beobachten, der auf zwei sich überlagernden Effekten beruht: einerseits der Effekt der zusätzlichen Versperrung und andererseits der Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit. Dabei verursacht die zusätzliche Versperrung der Stäbchen eine erhöhte axiale Geschwindigkeit und bewirkt damit eine Drallwinkeländerung in Richtung axialer Strömungsrichtung. Bei stillstehendem Stäbchenrad würde damit der Drallwinkel um einen Punkt des Nulldurchganges ($\approx 70\%$ Kanalhöhe) verkippen. Die Umfangsgeschwindigkeit der Stäbchen verändert den Abströmwinkel im Nachlauf der Stäbchen. Für einen zeitlich mittelnden Messpunkt (wie jene der Fünfflochsonde) stromab der bewegten Stäb-

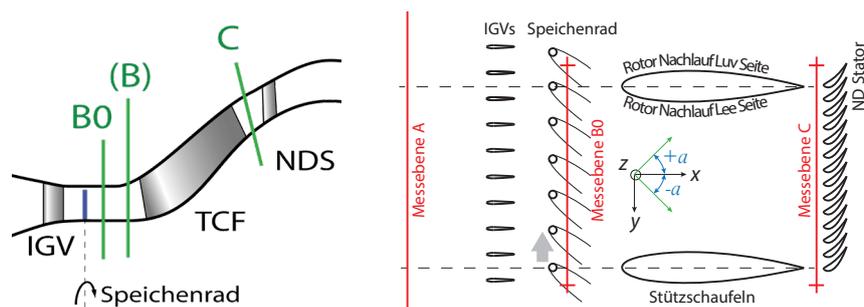


Abbildung 7.21: Meridian- und Mittelschnitt des Test-Setups mit IGVs und Speichenrad

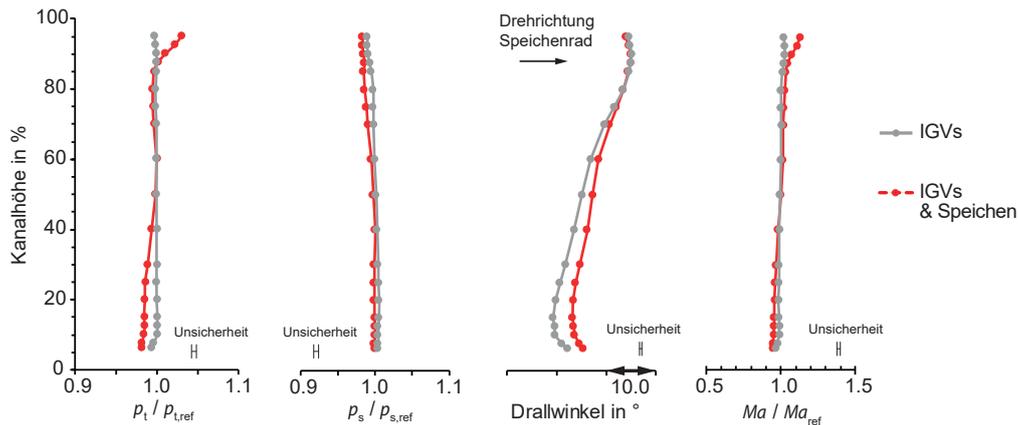


Abbildung 7.22: Radialprofile am TCF Eintritt mit IGVs und Speichenrad

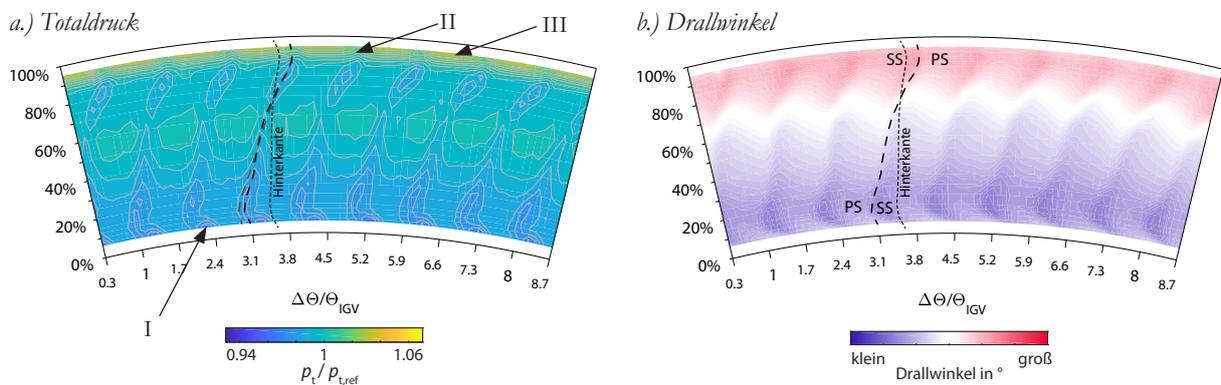


Abbildung 7.23: Konturplots am TCF Eintritt mit IGVs und Speichenrad

chen ändert sich somit der mittlere Strömungswinkel. Dieser ist durch die Umfangsgeschwindigkeit zusätzlich eine Funktion des Radius, mit größerer Umlenkung nahe der äußeren Kanalwand (großer Radius) und kleinerer Umlenkung nahe der inneren Kanalwand (kleiner Radius). Eine Abschätzung zeigt, dass im Nachlauf bei diesem Geschwindigkeitsdreieck die axiale Strömungsgeschwindigkeit fünf mal größer jener der Umfangskomponente ist. Die Änderung der Umfangsgeschwindigkeit über die Kanalhöhe hat damit einen geringen Einfluss und ist für eine Drallwinkelvariation über die Kanalhöhe in der Größenordnung von 2° verantwortlich. Das radiale Profil des Drallwinkels wird damit annähernd parallel verschoben und kommt bei $\approx 90\%$ zur Deckung mit dem Vergleichsdrallwinkel ohne Speichenrad (Abbildung 7.22).

Für den Fall des Totaldruckes zeigt die Abbildung 7.23a den dazugehörigen Konturplot in der Messebene B0. In diesem Fall ist das Strömungsfeld von stationären (ortsfesten), von den IGVs ausgehenden Effekten sowie von instationären (bewegten), vom Stäbchenrad verursachten Effekten beeinflusst. Zur besseren Identifikation ersterer kann die gestrichelte Linie der mechanischen Hinterkante sowie jene des Nachlaufes vom rein stationären Fall aus Abbildung 7.13a (in grau) in die Abbildung 7.23a übertragen werden. Dabei findet sich der Nachlauf der IGVs für den Fall mit Speichenrad nahe jenem des vorangegangenen stationären Falles. Es zeigen sich lediglich Abweichungen in der unteren Kanalhälfte, die in Übereinstimmung mit dem geänderten radialen Verlauf des Drallwinkels stehen.

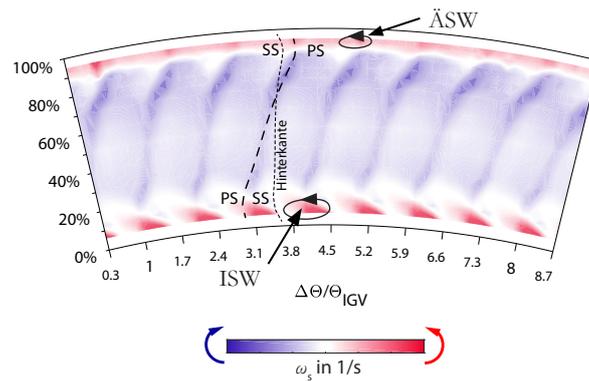


Abbildung 7.24: Konturplot der Wirbelstärke am TCF Eintritt mit IGVs und Speichenrad

Mithilfe von zeitlich mittelnder Messtechnik (wie der Fünflochsonde) können darüber hinaus die periodischen Nachläufe der Stäbchen als über den gesamten Umfang konstanter und entlang der Kanalhöhe variierender Messwerte festgestellt werden. Abgeleitet aus Abbildung 7.16a, deren freie Strömung (zwischen zwei IGV Nachläufen) einen einheitlichen Totaldruck aufwies, kann an dieser Stelle die radiale Variation zwischen zwei IGV Nachläufen eindeutig dem zusätzlichen Verlust durch das Speichenrad zugeschrieben werden. Besonders deutlich zu sehen ist dies in dem Bereich erhöhten Totaldruckes (**III**), der der Spitzenüberströmung zugeordnet werden kann (wie bereits in den radialen Profilen beschrieben).

Die IGVs bringen erneut Sekundärwirbel hervor, die für die Versuchsanordnung ohne Speichenrad (Kapitel 7.2.1) an den Positionen 6 % und 95 % relativer Kanalhöhe identifiziert wurden. Für die Versuchsanordnung mit Speichenrad veranschaulicht dazu die Abbildung 7.24 die Wirbelstärke in Hauptströmungsrichtung und zeigt an vergleichbarer Position den inneren (**ISW**) sowie den äußeren Sekundärwirbel (**ÄSW**). Die damit in Verbindung zu bringenden Verluste der Wirbel können im Konturplot des Totaldruckes entsprechend eingezeichnet werden. Während die inneren Sekundärwirbel (**I**) erneut deutlich im Strömungsbild ersichtlich sind, können die Verluste der äußeren (**II**) aufgrund der Superposition mit dem erhöhten Totaldruckband (**III**) nur vermutet werden.

Am freien Ende bringen die Stäbchen Spitzenwirbel hervor, die durch ein gegen den Uhrzeigersinn drehendes Wirbelband ab 90 % relativer Kanalhöhe zu erkennen sind. Dabei kann davon ausgegangen werden, dass die äußeren Sekundärwirbel der IGVs, die den gleichen Drehsinn aufweisen, verstärkt.

7.3.2. ANALYSE DER TCF AERODYNAMIK

Erneut wird der statische Wanddruckverlauf durch den Druckbeiwert c_p (in rot) in Abbildung 7.25 verdeutlicht. Als Referenz ist zusätzlich der Fall der stationären Zuströmung mit IGVs (in grau) abgebildet. Der Vergleich zeigt einen deutlichen Unterschied, der durch das Speichenrad hervorgerufen wird. Genauer sind es die bewegten Nachläufe des Speichenrades sowie die Spaltströmung,

die es der Strömung im TCF ermöglichen, der Wandkontur deutlich besser zu folgen (siehe folgend Abbildung 7.26a und b).

Im Detail zeigt sich an der äußeren Kanalkontur in Abbildung 7.25 ein starker Anstieg des Druckbeiwertes vor der TCF Stützschaufel-Vorderkante. Die geänderte Krümmung der Stromlinien sowie die lokal erhöhte Machzahl nahe der äußeren Kanalwand erlaubt damit einen deutlich erhöhten Druckrückgewinn. Beginnend mit der Vorderkante der Stützschaufel ist ein Knick mit einem Plateau - ähnlichen Verhalten bei 9 % axialer Sehnenlänge auffällig. Dieser kann mit dem dazugehörigen Abbild im Ölanstrich (Abbildung 7.26a) nicht einer Ablösung zugeordnet werden, sondern ist von der zusätzlichen Versperrung der Stützschaufel und der damit verbundenen Flächenänderung verursacht. Der Druckrückgewinn wirkt sich ferner positiv auf den gesamten Druckrückgewinn des TCFs aus und ist durch einen erhöhten Druck an der Stützschaufel-Hinterkante deutlich zu erkennen.

An der inneren Kanalwand steigt nahe der ersten Umlenkung der maximale Druckbeiwert im Vergleich zur stationären Zuströmung mit IGVs um 13 % an und verschiebt sich 10 % axialer Sehnenlänge stromab an die nächste Messposition. Diesbezüglich kann auf einen reduzierten Radius der Stromlinien in der ersten Umlenkung geschlossen werden, der das radiale Druckgleichgewicht der Strömung beeinflusst. Selbiges ist auch in der konvexen zweiten Umlenkung an der inneren Kanalwand zu beobachten, wo sich gleichermaßen ein stärker abfallender Gradient stromab der Hinterkante der Stützschaufel einstellt. Im Bereich zwischen 27 % und 57 % axialer Sehnenlänge, ist der Gradient reduziert wahrzunehmen. Es wird vermutet, dass der durch die fehlende Ablösung an der äußeren Kanalwand entstehende erhöhte freie Strömungsquerschnitt im Kanal dafür verantwortlich ist.

Der speziell an der äußeren Kanalkontur deutlich erhöhte Druckrückgewinn verringert den radialen Druckgradienten bei $\approx 19\%$ axialer Sehnenlänge um 49 %, wodurch die Querkanalströmung entlang der Stützschaufel-Oberfläche deutlich reduziert ausfällt (vgl. Abbildung 7.26).

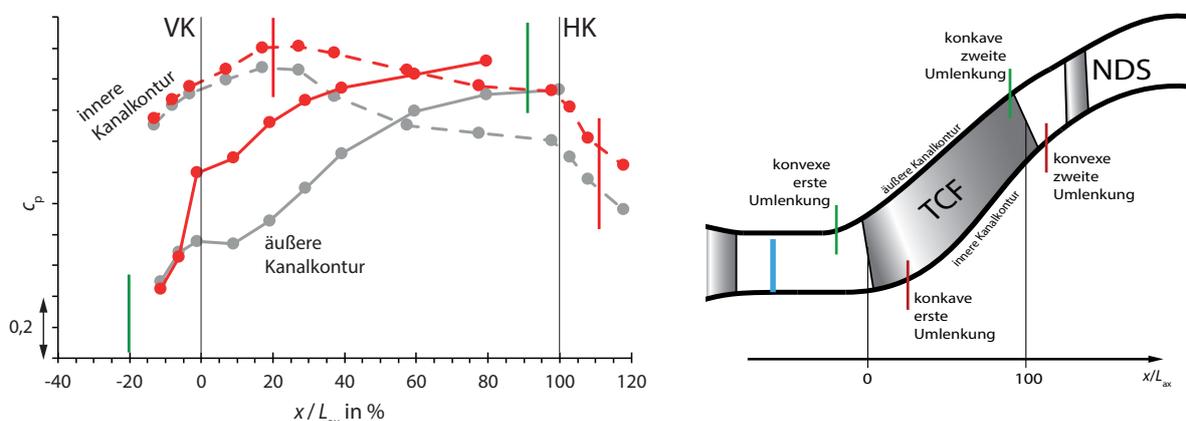


Abbildung 7.25: Statischer Wanddruckverlauf an der inneren und äußeren Kanalwand mit IGVs und Speichenrad

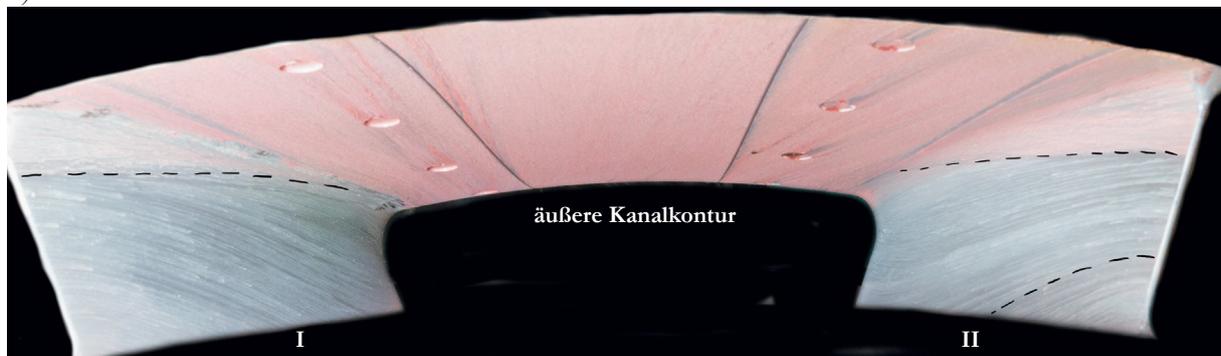
Zur Veranschaulichung der Analyse der TCF Aerodynamik zeigt die Abbildung 7.26a und b den dazugehörigen Ölanstrich an der äußeren und inneren Kanalwand. Dabei sind zusammenfassend vier Effekte zu beobachten:

- Eine erhöhte Wandschubspannungen an der Oberfläche
- Keine Ablösung an der äußeren Kanalwand
- Ausprägung der Querkanalströmung
- Strukturen der IGVs an der inneren Kanalwand

Erstens ist im Unterschied zu den beiden vorangegangenen Fällen in der ganzen TCF Passage eine reduzierte Dicke des Ölanstriches auffällig. Dabei ist der Abtrag des applizierten Ölanstriches von der Schubspannung nahe der Wand sowie der Viskosität des Anstriches selbst abhängig (vgl. Kapitel 4.6). Unter der Verwendung der identen Viskosität kann auf erhöhte Wandschubspannungen geschlossen werden.

Zweitens kann an der äußeren Kanalkontur keine Strömungsablösung festgestellt werden. Im Gegensatz dazu sind Wandschubspannungstrajektorien entlang der gesamten axialen Erstreckung ersichtlich, die aufgrund des Eintrittsdralls eine bevorzugte Richtung hin zur Oberfläche der Stützschaufel II aufweisen. Für den Wegfall der Strömungsablösung ist es sehr wahrscheinlich, dass die durch das Speichenrad induzierte Spaltüberströmung sowie der Spaltwirbel verantwortlich sind. Diese energetisieren die Grenzschicht durch eine lokale starke Beschleunigung sowie durch eine begünstigte Interaktion der Grenzschicht mit der freien Strömung.

a.)



b.)

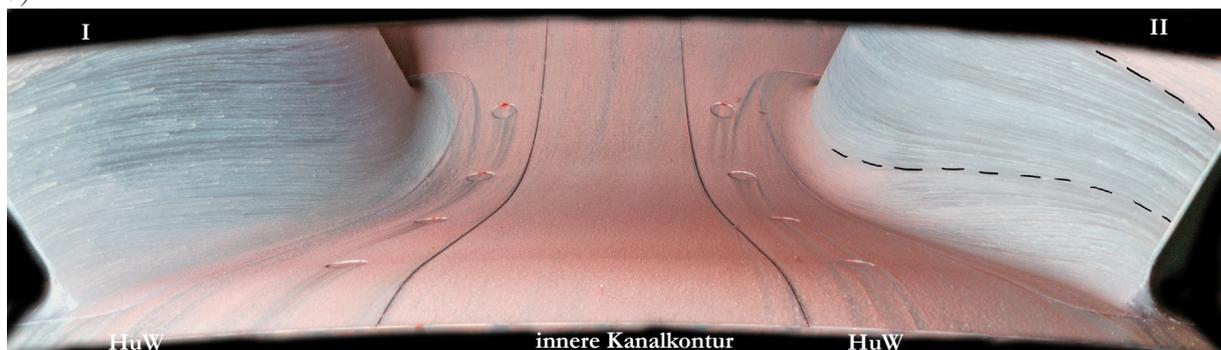


Abbildung 7.26: Abbild des Ölanstriches an der a.) äußeren und b.) inneren Kanalwand, mit IGVs und Speichenrad

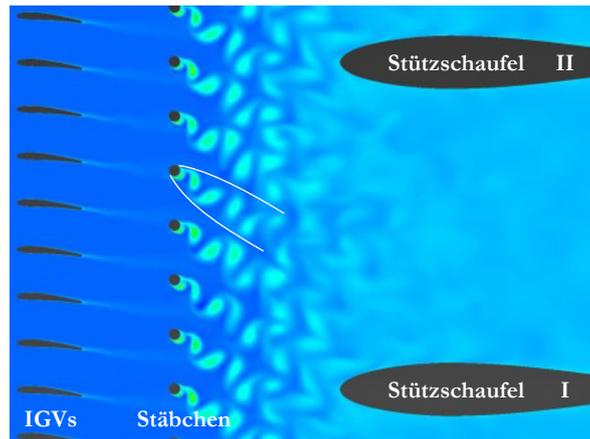


Abbildung 7.27: Konturplot der statischen Entropie aus dem URANS Ergebnis bei 50% Kanalhöhe, mit IGVs und Speichenrad

Drittens kann die Querkanalströmung an den Oberflächen der Stützschaufeln **I** und **II** beobachtet werden. Aufgrund des um 49 % reduzierten radialen Druckgradienten endet der Einfluss der Querkanalströmung von der inneren Kanalwand an der Hinterkante der Stützschaufel **II** bei 40 % relativer Kanalhöhe. Die Querkanalströmung von der äußeren Kanalwand beeinflusst an der Hinterkante der Stützschaufel **II** die oberen 15 % der Kanalhöhe. Damit sind 45 % der Hinterkanten-Abströmung unbeeinflusst und deren Verluste nur der Grenzschicht an der Oberfläche der Stützschaufel selbst zugeordnet.

Viertens sind an der inneren Kanalwand in Abbildung 7.26b Strukturen am Eintritt in das TCF zu sehen, die aufgrund ihrer Teilung den IGVs zuordenbar sind. Im Kontrast zu dem stationären Fall mit IGVs (Kapitel 7.2.2) mischen sich diese bis zu einer axialen Sehnenlänge von 10 % aus. Abschließend sei noch angemerkt, dass an der inneren Kanalkontur der stromauf der Vorderkante der TCF-Stützschaufel entstandene untere Hufeisenwirbel (**HeW**) entlang der gesamten Kanalwand ersichtlich ist und in Abbildung 7.26b eingezeichnet ist.

Um abschließend eine qualitative Betrachtung der Strömung durch das TCF zu erhalten, zeigt die Abbildung 7.27 das Ergebnis der statischen Entropieentwicklung aus der URANS Simulation als zeitlichen Momentaufnahme am Mittelschnitt. Darin werden einerseits die qualitative Ausbreitung der IGV Nachläufe sowie die Karmanschen Wirbel der Stäbchen ersichtlich. Eine eingezeichnete Hüllkurve um die Wirbel abgelöst von einem Stäbchen verdeutlicht das Anwachsen der Nachlaufbreite stromab, wobei diese durch viskose Effekte sowie eine Mitnahme von umgebendem Fluid hervorgerufen wird. Ferner wird beobachtet, dass die Nachläufe von zwei benachbarten Stäbchen noch stromauf der Vorderkante der Stützschaufel interagieren und an der axialen Position der Vorderkante keinen dezidierten Nachlauf mehr ausbilden. Damit wirken die Stäbchen ähnlich einem aktiven Turbulenzgitter und erhöhen die Freistromturbulenz.

7.3.3. ANALYSE DER TCF ABSTRÖMUNG

Für die Strömung am Austritt werden erneut die radialen Profile von Totaldruck, statischem Druck, Drallwinkel und Machzahl der vorangegangenen Versuchsanordnung der stationären Strömung

(Kapitel 7.2.3) in grau gegenübergestellt. Der Vergleich zeigt dabei durch den Einfluss des Speichenrades deutliche Unterschiede.

Im Detail kann im Totaldruck ein homogeneres radiales Profil beobachtet werden, wobei es wahrscheinlich die zusätzlich eingebrachten Verluste der Stäbchennachläufe sind, die den zusätzlichen Totaldruckverlust zwischen 15 % und 70 % Kanalhöhe verursachen.

Der radiale Verlauf der Machzahl ist ebenso bis etwa 75 % relativer Kanalhöhe reduziert. Einerseits ist dies durch den statischen Druckverlauf aus Abbildung 7.25 zu begründen, der aufgrund des größeren effektiven Strömungsquerschnittes im Kanal einen höheren Druckrückgewinn im TCF zeigt. Andererseits sind die zusätzlich eingebrachten Verluste der Stäbchen für die geringere Machzahl verantwortlich. Unabhängig davon wurde eine erhöhte Strömungsgeschwindigkeit am Eintritt in das TCF in den oberen 10 % der Kanalhöhe (aufgrund der Spitzenüberströmung) beobachtet. Die lokal erhöhte kinetische Energie der Strömung bleibt bis in die Austrittsebene erhalten und führt dort zu einer erhöhten Machzahl in den oberen 15 % der Kanalhöhe.

Auffällig stellt sich auch der Vergleich des Drallwinkels dar, der nur in der oberen Kanalhälfte eine Veränderung aufweist. Der veränderte Bereich deckt sich mit jenem, in dem im stationären Fall (Kapitel 7.2.3) die stärksten Sekundäreffekte aufgetreten sind und nun wegfallen. Dementsprechend stellt sich für die Versuchsanordnung mit Speichenrad ein gleichmäßigeres Profil ein das durch den Einfluss der TCF Stützschaufeln sowie der Diffusorwirkung im TCF begünstigt wird.

Die Konturplots des Totaldruckes sowie der Wirbelstärke in Abbildung 7.29 verdeutlichen für die TCF Abströmung in Messebene C, dass die Strömung durch die bewegten Stäbchen homogener ausfällt und nur drei Verlustkerne erkannt werden können. Diese sind:

- Nachlauf der TCF Stützschaufel
- Grenzschicht an der äußeren Kanalwand
- Unterer Hufeisenwirbel der TCF Stützschaufel

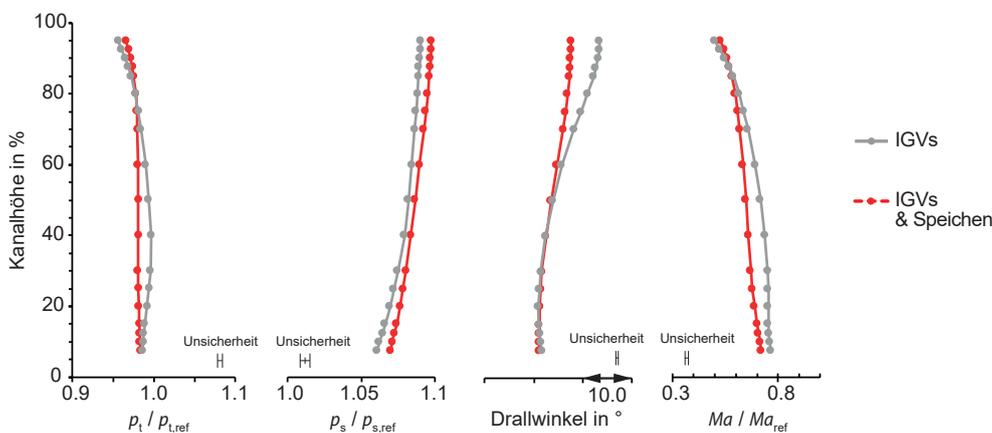


Abbildung 7.28: Radialprofile am TCF Austritt mit IGVs und Speichenrad

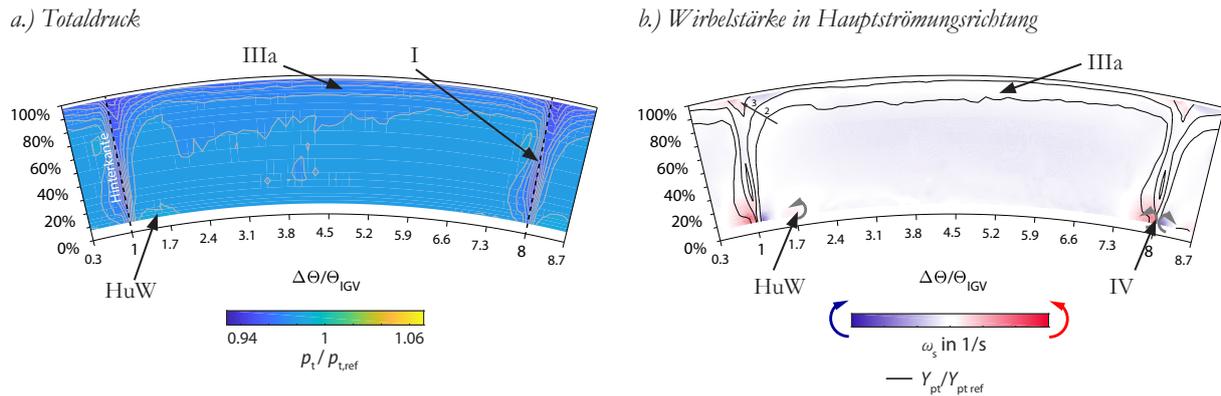


Abbildung 7.29: Konturplots am TCF Austritt mit IGVs und Speichenrad

Als erstes ist der Nachlauf der Stützschaufeln zu erwähnen (**I**), der an den Umfangspositionen $\Delta\theta/\theta_{IGV}$ 1 und 8 auftritt. Die zuvor im Ölanstrich erkannte geringer ausfallende Querkanalströmung von der inneren Kanalwand kann die Grenzschicht an der Stützschaufel nur mehr bedingt energetisieren, sodass ein Verlust durch den Nachlauf an der ersten Messposition bei 7,6 % relativer Kanalhöhe bereits erkennbar wird. Das Einzeichnen der mechanischen Hinterkante der Stützschaufel verdeutlicht den Einfluss des Drallwinkels, der den Nachlauf stromab der Hinterkante entsprechend im Uhrzeigersinn verkippt.

Zweitens sei auf die Grenzschicht hingewiesen (**IIIa**), die speziell an der äußeren Kanalwand eine nahezu symmetrische Verlustverteilung entlang des Umfanges aufweist. Die Spitzenüberströmung sowie die Interaktion der Spitzenwirbel mit der Grenzschicht an der äußeren Kanalwand lassen die Dickenverteilung der Grenzschicht konstant über den Umfang ausfallen.

Drittens fallen in der Abbildung 7.29b zwei Wirbel auf. Einerseits ist dies ein gegen den Uhrzeigersinn drehender Wirbel bei $\Delta\theta/\theta_{IGV}$ gleich 1,7, der aufgrund des Strömungsabbildes im Ölanstrich dem unteren Hufeisenwirbel (**HuW**) zugeordnet werden kann und andererseits ist dies ein direkt in der vom Nachlauf der Stützschaufel beeinflussten Strömung liegendes Wirbelpaar an der inneren Kanalkontur. Für dieses Wirbelpaar ist wie in der Versuchsanordnung der ungestörten Zuströmung bzw. in der Versuchsanordnung mit IGVs die Interaktion des Nachlaufes mit der Grenzschicht der inneren Kanalkontur bzw. die verbreiterte TCF Stützschaufelhinterkante nahe der inneren Kanalwand (vgl. Abbildung 7.5 rechts), am naheliegendsten.

7.3.4. SCHLUSSFOLGERUNGEN FÜR DEN EINFLUSS VON DRALL, STATIONÄREN UND ROTIERENDEN NACHLÄUFEN

Für die Versuchsanordnung mit Speichenrad gilt die Schlussfolgerung, dass die instationären Nachläufe sowie die Spaltüberströmung und die Spaltwirbel der Stäbchen die Strömung im TCF stark beeinflussen. Dabei bilden sich im TCF weder eine Strömungsablösung an der äußeren Kanalwand noch ausgeprägte Sekundärwirbel aus. So ist eine an der äußeren Kanalkontur anliegende Strömung deutlich im Abbild des Ölanstriches sowie im statischen Druckverlauf zu erkennen.

Das in der Versuchsanordnung mit IGVs (Kapitel 7.2.3) beobachtete Aufrollen der äußeren Querkanalströmung ist hier nicht zutreffend und es kann kein dadurch hervorgerufener Verlustkern in der Abströmung des TCF beobachtet werden.

Der Fall der ungestörten Zuströmung weist ebenfalls eine symmetrische Grenzschicht auf (Abbildung 7.10). Ein Verlustvergleich der Grenzschicht (**IIIa**) zwischen der ungestörten Zuströmung und der Zuströmung mit IGVs und Speichenrad zeigt eine Abnahme des beeinflussten Bereiches von 30 % auf 20 % relativer Kanalhöhe. Im Zusammenhang mit den im Ölanstrich ersichtlichen höheren Wandschubspannungen ist dies durch ein volleres Grenzschichtprofil zu erklären. Die erhöhte Wandschubspannung und damit ein volleres Grenzschichtprofil ist auch an der inneren Kanalwand zu beobachten, wodurch der Totaldruckverlust der Grenzschicht außerhalb der vermessenen Kanalhöhe zu vermuten ist.

Abschließend sind die stationären Nachläufe der IGVs zu erwähnen, die in der Zuströmung (Abbildung 7.26) erkennbar sind. Diese mischen sich durch den erhöhten Turbulenzgrad entsprechend der numerischen Simulation (Abbildung 7.27) im TCF aus und können weder in den gemessenen Konturplots am TCF Austritt noch im hinteren Bereich der inneren Kanalkontur im Abbild des Ölanstriches erkannt werden. Ferner ist keine Interaktion der IGV Nachläufe mit der Grenzschicht an der äußeren Kanalwand ersichtlich.

7.4. EINFLUSS DER HOCHDRUCKTURBINE MIT SEKUNDÄRLUFT

In diesem Kapitel soll der Einfluss einer dem TCF vorgelagerten Hochdruckturbinenstufe untersucht und den vorangegangenen Versuchsanordnungen in dem Ringgitterprüfstand gegenübergestellt werden. Als Betriebspunkt wurde für die Versuchsanordnung mit HDT der unter Kapitel 4.2 definierte Aero Design Punkt (ADP) mit Kühlluft einblasung gewählt. Der Rotorspalt wurde durch den in Kapitel 6.3.4 erwähnten mittleren Anstreifbelag realisiert.

Die Hinterkante der HDT Rotorschaukel befindet sich $\approx 110\%$ axialer Sehnenlänge (entspricht $\approx 30\%$ axialer Sehnenlänge der TCF Stützschaufel) stromauf der TCF Stützschaufelvorderkante (Abbildung 7.30). Damit befindet sich die Vorderkante des Hochdruckturbinenrotors annähernd an gleicher axialer Position wie die Stäbchenvorderkante (vgl. Kapitel 5.2, Abbildung 5.32). Die axiale Position des Rotors macht es abweichend zu den Untersuchungen im Ringgitterprüfstand erforderlich, am TCF Eintritt die Messebene B heranzuziehen, in der eine im Kapitel 4.4.2 erwähnte Pseudo Traverse durchgeführt wurde.

7.4.1. ANALYSE DER TCF ZUSTRÖMUNG

Zur Beschreibung der Zuströmung sind in der Abbildung 7.31 die in Umfangsrichtung über drei HD-Statorteilungen massengemittelten radialen Profile am Eintritt des TCF in schwarz dargestellt. Zusätzlich sind zum besseren Vergleich die drei Versuchsanordnungen im Ringgitterprüfstand mit eingezeichnet. Dabei zeigt der Vergleich der Zuströmung zwischen den Versuchsanordnungen im Ringgitterprüfstand und derjenigen mit der vorgelagerten Hochdruckturbinenstufe einerseits Übereinstimmung jedoch auch einige signifikante Unterschiede.

Erstens ist zu bemerken, dass im Falle der Hochdruckturbinenstufe die radialen Profile eine starke Variation entlang der Kanalhöhe für die gezeigten gemessenen Größen (Totaldruck, statischer Druck, Drallwinkel und Machzahl) aufweisen. Diese Variation wird durch ausgeprägte Sekundäreffekte, die das zeitlich gemittelte Strömungsfeld stromab der Hochdruckturbinenstufe dominieren, hervorgerufen (folgend anhand des Konturplots in Abbildung 7.32 diskutiert).

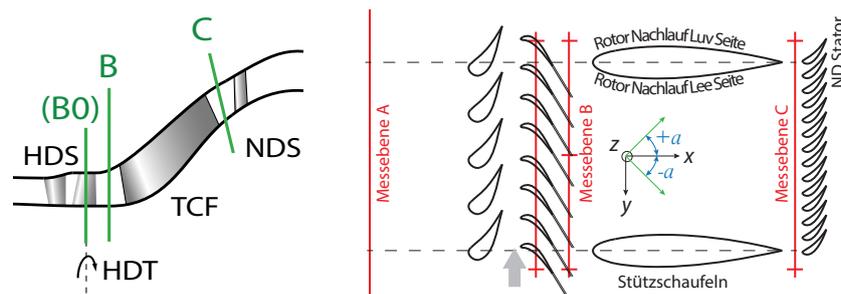


Abbildung 7.30: Meridian- und Mittelschnitt des Test-Setups mit Hochdruckturbinenstufe

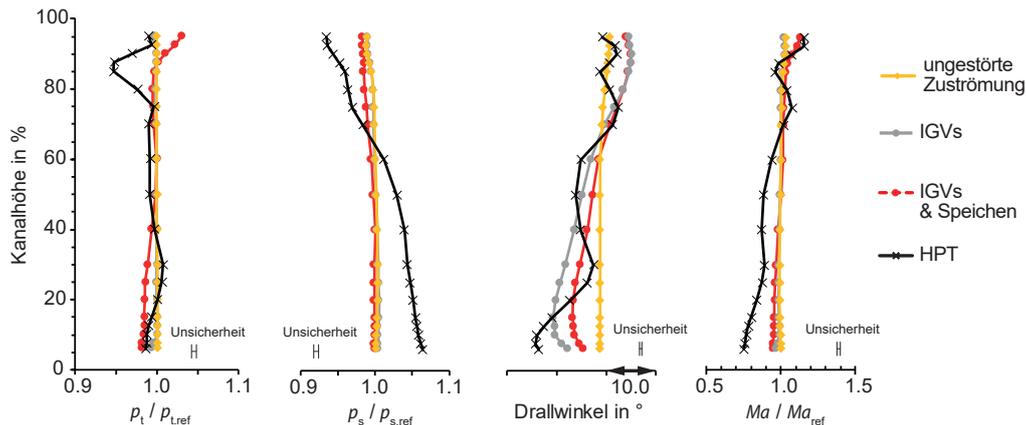


Abbildung 7.31: Gegenüberstellung der Radialprofile am TCF Eintritt mit Hochdruckturbine

Zweitens zeigte sich eine Differenz in der Machzahl bei 50 % Kanalhöhe, die sich durch eine für die Versuchsanordnungen im Ringgitterprüfstand und jener im Zweiwellen-Prüfstand unterschiedliche Anlagenkennlinie sowie durch die Betriebspunkteinstellung ergibt.

Drittens ist in den oberen 13 % der Kanalhöhe zwischen der Versuchsanordnung mit Hochdruckturbine und jenem mit Speichenrad (Abbildung 7.31 rot eingezeichnet) ein ähnlicher Gradient im Totaldruck und in der Machzahl zu beobachten. Zusätzlich ist für die Machzahl auch der Absolutwert nahezu ident. Dies ist in weiterer Folge für die Entwicklung der äußeren Grenzschicht im stromab liegenden TCF von besonderer Wichtigkeit (vgl. Sanz et al. 2009).

Viertens ist für die vorgelagerte Hochdruckturbine ein signifikanter Unterschied im radialen Verlauf des statischen Druckes zu beobachten, der zum Teil zurückzuführen ist auf die unterschiedlichen Messebenen B0 (Ringgitterprüfstand) und B (Zweiwellen-Prüfstand). Der Einfluss der Krümmung der Kanalwände des TCF ist hierbei für die näher dem TCF liegende Messebene B verstärkt wahrzunehmen. Der später gezeigte Verlauf des Druckbeiwertes in Abbildung 7.33 bestätigt dies durch einen im Vergleich zum Fall mit Speichenrad parallel verschobenen Druckverlauf.

Fünftens deckt sich der Abströmdrallwinkel der Hochdruckturbinenstufe (Abbildung 7.31) am besten mit jener der stationären Versuchsanordnung mit IGVs (graue Linie). Im Hinblick auf die Auslegung der IGVs, besprochen im Kapitel 5.3 war dies bereits zu erwarten..

Entsprechend der Theorie (Kapitel 2.1.5) dominieren in der Abströmung einer Hochdruckturbine ohne Deckband die inneren Rotorsekundärströmungen, der Rotornachlauf, der durch den Rotor zerhackten Statornachlauf und die Verluste zuordenbar dem Rotorspalt. Zur Identifikation der Verluste und der Sekundärwirbel zeigt die Abbildung 7.32 das Strömungsfeld für den Totaldruck und der Wirbelstärke in Hauptströmungsrichtung (über 3.3 Hochdruckstator Teilungen). Im Strömungsfeld sind radial dominierende Strukturen vorhanden, die in Umfangsrichtung durch Stator - Rotor Interaktionen moduliert werden. Erneut gilt für die Interpretation des durch die Fünfflochsonde vermessenen Strömungsfeldes, dass zum Rotor zugehörige Strukturen zu einer radialen Variation führen, die konstant entlang des Umfanges auftreten. Strukturen vom Hochdruckstator

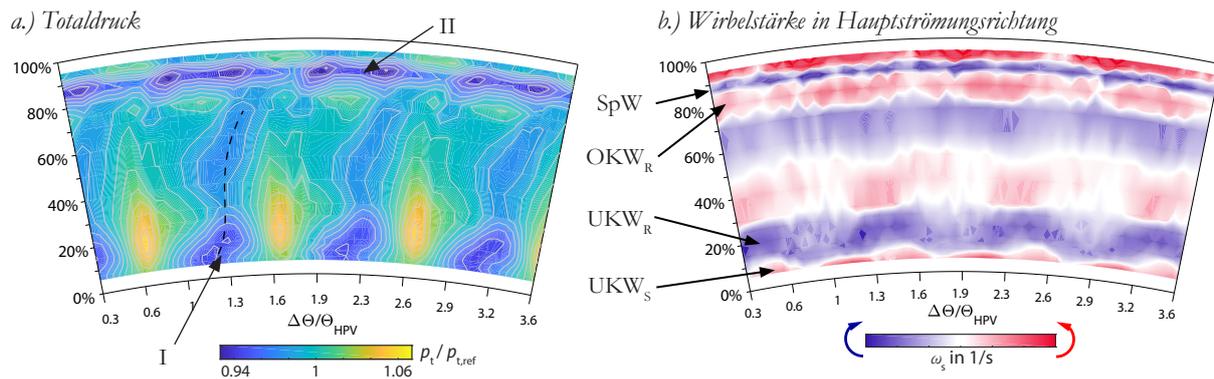


Abbildung 7.32: Konturplot am TCF Eintritt mit Hochdruckturbinen

sind hingegen in radialer - wie auch in Umfangsrichtung ortsfest und treten dort als lokale Minima bzw. Maxima auf. In der Messebene stromab des Rotors (wie in Abbildung 7.32) überlagern dementsprechend die Strukturen des Rotors periodisch mit jenen des Stators.

Aus dem Konturplot der Wirbelstärke (Abbildung 7.32b) werden dabei folgende Sekundärwirbel deutlich:

- der untere Kanalwirbel des Rotors (\mathbf{UKW}_R)
- der untere Kanalwirbel des Stators (\mathbf{UKW}_S)
- der Spaltwirbel (\mathbf{SpW})
- der obere Kanalwirbel des Rotors (\mathbf{OKW}_R)

Nahe der inneren Kanalkontur dominiert entlang des Umfanges der im Uhrzeigersinn drehende untere Kanalwirbel des Rotors (\mathbf{UKW}_R), der im Bereich von 10 % bis 30 % Kanalhöhe ersichtlich ist. Mit der Periodizität des Stators verringert sich die Wirbelstärke in dem \mathbf{UKW}_R an den Positionen $\Delta\theta/\theta_{HPV} \approx 0,9, 1,9$ und $2,9$ (weißliche Bereiche). Entsprechend der Literatur und den Schlussfolgerungen im Kapitel 6.5 kann davon ausgegangen werden, dass der \mathbf{UKW}_R die Sekundärluft aus dem hinteren Radseitenraum aufnimmt und somit verstärkt wird. Weiteres kann im Bereich bis 10 % Kanalhöhe der gegen den Uhrzeigersinn drehende untere Kanalwirbel des Stators (\mathbf{UKW}_S) vermutet werden. Genau genommen wird der Wirbel durch den Rotor abgeschnitten und es treten dabei Wirbelsegmente auf, die im Strömungsfeld in Umfangsrichtung verzerrt an den Positionen $\Delta\theta/\theta_{HPV} \approx 0,4, 1,4, 2,4$ und $3,4$ periodisch den Rotor verlassen.

Nahe der äußeren Kanalkontur ist es der im Uhrzeigersinn drehende Spaltwirbel (\mathbf{SpW}), der an Kanalhöhe von 87 % ersichtlich ist. Ferner ist im Bereich von 75 % bis 85 % Kanalhöhe ein gegen den Uhrzeigersinn drehendes Wirbelband zu beobachten. Dieser könnte nach Chaluvadi et al. (2001) entweder eine Erscheinung von zeitlich gemittelten instationären Effekten oder in seiner Drehrichtung und Lage dem oberen Kanalwirbel des Rotors (\mathbf{OKW}_R) zuordenbar sein. Ferner ist zu beobachten, dass die Wirbelstärke periodisch an den Positionen $\Delta\theta/\theta_{HPV} \approx 0,6, 1,6$ und $2,6$, vermutlich durch Segmente des im Uhrzeigersinn drehenden oberen Kanalwirbel des Stators (\mathbf{OKW}_S) abgeschwächt wird.

Im entsprechenden Totaldruckfeld aus Abbildung 7.32a können die Verluste durch die Wirbel zum Teil erkannt werden. Nahe der äußeren Kanalwand sind es die mit dem dominierenden Spaltwirbel (II) einhergehenden Verluste. Der zusätzlich auftretende obere Kanalwirbel des Rotors verbreitert den Bereich niedrigen Totaldruckes in radialer Richtung. Nahe der inneren Kanalwand reduzieren die beiden inneren Wirbel (UKW_R und vermutlich der UKW_Q) den Totaldruck und sind mitunter für die mit der Periodizität des Stators auftretenden lokalen Minima (I) verantwortlich.

7.4.2. ANALYSE DER TCF AERODYNAMIK

Für die Bewertung der Strömung durch das TCF stellt die Abbildung 7.33 den statischen Druckbeiwert c_p an der inneren und äußeren Kanalwand des TCF für die Versuchsanordnung mit Hochdruckturbine (in schwarz) und jener mit dem Speichenrad (in rot) gegenüber.

Auffällig ist ein für die beiden Versuchsanordnungen annähernd parallel versetzter Verlauf des Druckbeiwertes an der inneren wie auch an der äußeren Kanalwand. Dieser Versatz entsteht durch ein am TCF Eintritt leicht unterschiedliches absolutes Druckniveau zwischen dem Ringgitterprüfstand und dem Zweiwellen-Prüfstand.

Lokale Unterschiede sind speziell an der inneren Kanalkontur im Bereich der konkaven ersten Umlenkung vorhanden. Dabei verschiebt sich der maximale Druckbeiwert in der axialen Position von 27 % auf 37 %. Das beobachtete Verhalten kann auf eine reduzierte effektive Krümmung zurückgeführt werden, die durch den um $\approx 10^\circ$ erhöhten Drallwinkel nahe der inneren Kanalkontur verursacht werden kann.

Für die äußere Kanalwand ist zu beobachten, dass wie für die Versuchsanordnung mit Speichenrad auch die Hochdruckturbine das Plateau im Druckbeiwert verhindert. Die Spaltströmung wie auch die Spaltwirbel energetisieren die äußere Grenzschicht und die Strömung kann der Wandkrümmung folgen. Folglich ist an der äußeren Kanalkontur keine Ablösung zu erwarten.

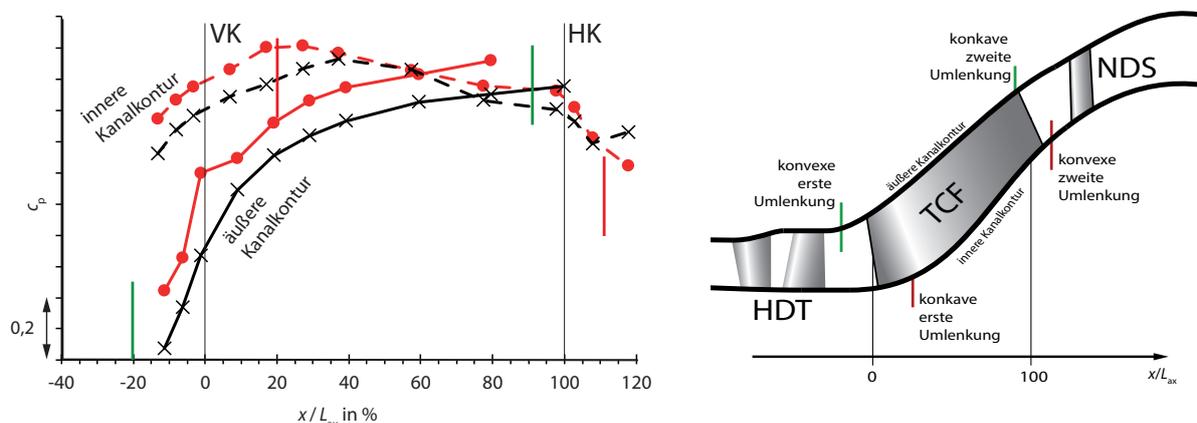


Abbildung 7.33: Statischer Wanddruckverlauf an der inneren und äußeren Kanalwand mit Hochdruckturbine

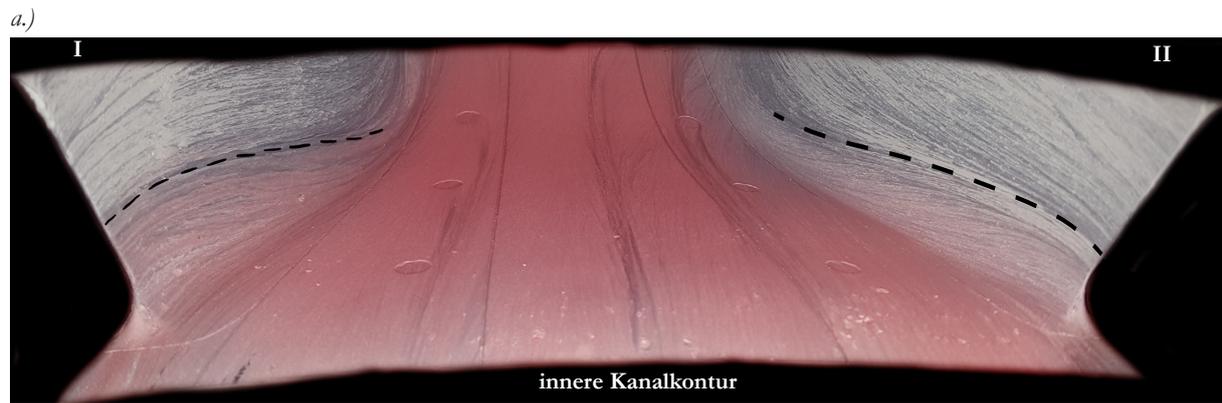


Abbildung 7.34: Abbild des Ölstriches für die innere Kanalwand, mit Hochdruckturbinen

Für das Abbild der Wandschubspannungstrajektorien im Ölstrich in Abbildung 7.34 ist aufgrund der Zugänglichkeit des TCF im Zweiwellen-Prüfstand an dieser Stelle nur die innere Kanalwand abgebildet, die die TCF Passage mit den begrenzenden Stützschaukeln (I) und (II) zeigt.

Erneut kann an den beiden Seitenflächen der Stützschaukeln (I) und (II) eine Querkanalströmung (radiale Fluidbewegung) ausgemacht werden, die aufgrund des Druckunterschiedes zwischen innerer und äußerer Kanalwand hervorgerufen wird. Auf den beiden ersichtlichen Stützschaukeln eingezeichnete gestrichelte Linien verdeutlichen hierzu den Fluidtransport, der an der Hinterkante der Stützschaukel I bis $\approx 40\%$ und an der Hinterkante der Stützschaukel II bis $\approx 30\%$ reicht.

Die innere Kanalkontur zeigt, wie in den Versuchsanordnungen mit IGVs (Abbildung 7.16b und Abbildung 7.26b) charakteristische Strähnen im Abbild des Ölstriches die mit der Teilung des HD - Stators an den Positionen niedrigen Totaldruckes am Eintritt (Abbildung 7.32a I) auftreten. Wie in dem Kapitel 7.2.2 anhand des Ergebnisses der URANS Simulation (Abbildung 7.18) bereits festgestellt wurde, sind es die inneren Sekundärwirbel, die mit der Grenzschicht interagieren und diese Strähnen hervorbringen. Parallel dazu zeigen weitere Ölstrichuntersuchungen von Zerobin et al. (2018), dass auch der Strömungspfad ausgeblasen Kühlluft aus dem hinteren Radseitenraum entlang der Strähnen an der inneren TCF Kanalwand visualisiert werden kann. Da diese Kühlluft primär durch den unteren Kanalwirbel des Rotors transportiert wird ist es evident, dass dieser als einer der inneren Sekundärwirbel in Verbindung mit der Hervorbringung der Strähnen steht.

7.4.3. ANALYSE DER TCF ABSTRÖMUNG

Bevor auf das Strömungsfeld aus Abbildung 7.36 im Detail eingegangen wird, soll die Gegenüberstellung der radialen Profile für alle besprochenen Versuchsanordnungen in Abbildung 7.35 erfolgen. Dabei sind die zu der Versuchsanordnung mit Hochdruckturbinen zugehörigen Messwerte in schwarz eingezeichnet.

Auffällig ist, dass für die Versuchsanordnung mit Hochdruckturbinen und für jene mit Speichenrad bis auf den Drallwinkel alle dargestellten Messgrößen einen innerhalb der Messunsicherheit identischen Verlauf in den unteren 60 % der Kanalhöhe aufweisen. Ab etwa 70 % Kanalhöhe divergieren die radialen Verläufe, wobei eine Ähnlichkeit im Gradienten zwischen der Versuchsanordnung mit

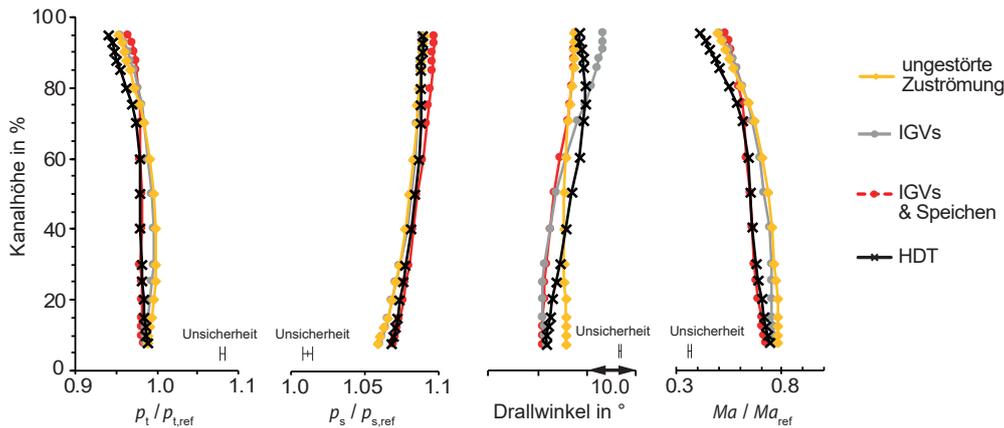
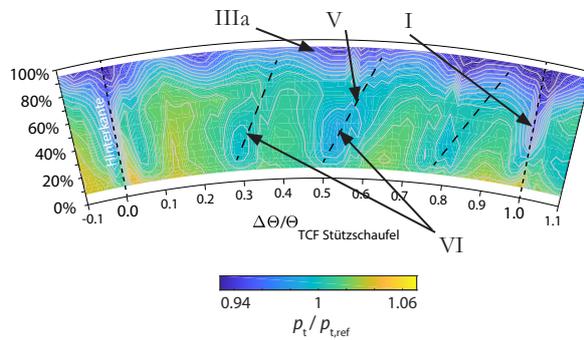


Abbildung 7.35: Gegenüberstellung der Radialprofile am TCF Austritt mit Hochdruckturbinen

a.) Totaldruck



b.) Wirbelstärke in Hauptströmungsrichtung

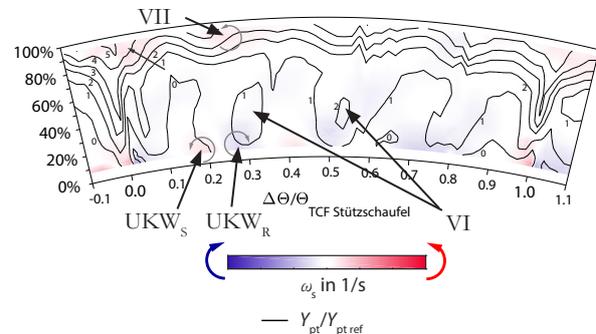


Abbildung 7.36: Konturplots am TCF Austritt mit Hochdruckturbinen

ungestörter Zuströmung bzw. mit IGVs und jener mit vorgelagerter HDT zu beobachten ist. Für die beiden stationären Fälle waren speziell im äußeren Kanalbereich die Ablösung sowie die im TCF entstanden Sekundärwirbel für den hohen Druckverlust verantwortlich. Anders sind im Falle des vorgelagerten Speichenrades die Effekte nicht vorhanden und damit primär der Einfluss der Grenzschicht in den oberen 15 % der Kanalhöhe zu beobachten. Durch das Ausschließen einer Ablösung für die Versuchsanordnung mit HDT kann davon ausgegangen werden, dass der Einfluss der Grenzschicht ähnlich ist. Damit können für die hinzukommenden Verluste der womöglich in der TCF Passage zerfallende Spaltwirbel sowie die beiden oberen Kanalwirbel (OKW_R und OKW_S) und das Einbringen von Kühlluft genannt werden.

Die Drallwinkelvariation wird für die Versuchsanordnung mit vorgelagerter Hochdruckturbinen durch die TCF Stützschaufeln deutlich reduziert. Dennoch bleibt eine Variation des Drallwinkels über die Kanalhöhe bestehen, während die repräsentativen radial gemittelten Einzelwerte der unterschiedlichen Versuchsanordnungen sich auf $\pm 1,5^\circ$ ähneln.

Die Betrachtung des Strömungsfeldes (Abbildung 7.36) zeigt im Detail eine durch die Hochdruckturbinen hervorgerufene starke lokale Variation. Dabei sollen vier Bereiche erhöhten Totaldruckverlustes besprochen werden:

- Nachlauf der TCF Stützschaufel

- Bereiche mit periodischen niedrigen Totaldruck aus der Zuströmung
- Bereich nahe der äußeren Kanalwand
- Einfluss der inneren Sekundärwirbel der HDT inkl. der Kühlluft

Erstens ist die Position der TCF Stützschaufel an den Umfangspositionen $\Delta\theta/\theta_{\text{TCF-Stützschaufel}} = 0$ und 1 deutlich zu erkennen (**I**). Die Querkanalströmung entlang der Stützschaufeloberfläche bringt (wie bereits in Kapitel 7.3.3 und vorangegangene beobachtet) Energie aus der Hauptströmung in den wandnahen Bereich. Dies wirkt sich auf die Verluste vom Nachlauf aus, der entsprechend erst ab einer Kanalhöhe von $\approx 20\%$ auffallend wird.

Zweitens sind die Bereiche periodischen niedrigen Totaldruckes aus der Zuströmung (Abbildung 7.32a **I**) abgeschwächt mit selbiger Periodizität als Verlustbereiche an den Umfangspositionen $\Delta\theta/\theta_{\text{TCF-Stützschaufel}} = 0.05, 0.3, 0.55$ und 0.8 am TCF Austritt in Abbildung 7.36 (**V**) ersichtlich. Ähnlich zu den IGV Nachläufen in Kapitel 7.2.3 verkippen die am Eintritt annähernd vertikalen Bereiche niedrigen Totaldrucks entsprechend der Drallwinkelverteilung im Uhrzeigersinn. Über die Bereiche niedrigen Totaldruckes hinweg kann entsprechend der Literatur (Dominy und Kirkham, 1995; Göttlich, 2001) von einer radialen Fluidbewegung in Richtung der äußeren Kanalwand ausgegangen werden. Dabei entstehen Sekundärwirbel, die in der Drehrichtung mit dem in der Abbildung 7.36b (**VII**) dargestellten übereinstimmen.

Drittens ist der bereits in den radialen Profilen Abbildung 7.35 erwähnte Bereich erhöhten Totaldruckverlustes ab $\approx 70\%$ Kanalhöhe im Strömungsfeld auffällig (Abbildung 7.36a **IIIa**). Das niedrigenergetische Fluid kumuliert durch die radiale Fluidbewegung an der äußeren Kanalwand und verteilt sich entsprechend der Drallwinkelvariation näher der rechts abgebildeten Stützschaufel. Zusätzlich kann davon ausgegangen werden, dass die Spaltwirbel, die oberen Kanalwirbel und die niedrigenergetische Kühlluft den wandnahen Verlust erhöhen. Die Sekundärwirbel (Abbildung 7.36b **VII**) integrieren mit dem Bereich niedrigen Totaldruckverlustes (Abbildung 7.36a **IIIa**) und reduzieren diesen entlang der eingezeichneten Linie (**V**), indem Fluid aus der Hauptströmung in den wandnahen Bereich gebracht wird.

Viertens ist an der inneren Kanalwand das für die Strähnen im Abbild des Ölanstriches (Abbildung 7.34) verantwortliche Wirbelpaar (Abbildung 7.36b **VIIIa** und **VIIIb**) zu sehen, das sich aus den inneren Sekundärwirbeln der HDT bildet und in der Periodizität des Hochdruckstators auftritt. Der untere Kanalwirbel des Rotors ist dabei ausgeprägter und ist bei dem Wirbelpaar dominierend. Dieses Wirbelpaar fördert, wie im Abbild des Ölanstriches zu sehen, niedrigenergetisches Fluid inkl. der Kühlluft in die Hauptströmung, das als Bereiche erhöhten Verlustes in Abbildung 7.36a **VI** zu sehen ist. Für den Fall ohne Kühlluft zeigt Zerobin et al. (2018), dass durch die Veränderung des unteren Kanalwirbels des Rotors der Verlustkern (**VI**) weiter Richtung Kanalmitte verschoben wird.

7.4.4. SCHLUSSFOLGERUNGEN FÜR DEN EINFLUSS DER HDT MIT SEKUNDÄRLUFT

Für die Versuchsanordnung mit Hochdruckturbine kann schlussgefolgert werden, dass wie in der Versuchsanordnung mit Speichenrad die instationären Nachläufe, Sekundärwirbel und die Spaltüberströmung zusammen mit dem Spaltwirbel eine Ablösung an der äußeren Kanalwand verhindern und keine signifikanten Sekundärwirbel in der TCF Passage selbst entstehen lassen.

Dennoch weist die mit der Periodizität des Hochdruckstators auftretende starke Variation des Totaldruck am TCF Eintritt Ähnlichkeiten in der TCF Aerodynamik mit der stationären Versuchsanordnung mit IGVs (Abbildung 7.20) auf. So kann - hervorgerufen durch den Hochdruckstator wie auch durch die IGVs - eine radiale Fluidbewegung, ein Kumulieren der Verluste und eine Interaktion mit der äußeren Grenzschicht beobachtet werden (Abbildung 7.20a und Abbildung 7.36a IIIa).

Weiters zeigt das Strömungsabbild im Ölanstrich (Abbildung 7.34) wie auch das Strömungsfeld in Abbildung 7.36, dass wie in der Versuchsanordnung mit Speichenrad auch mit der vorgelagerten HDT kein durch ein Aufrollen der oberen Querkanalströmung entstandener Verlustkern zu beobachten ist.

Damit ergibt sich, dass durch die unterschiedlichen Versuchsanordnungen im Ringgitterprüfstand die Strömung im TCF nicht nachgebildet werden konnte. Dennoch zeigen die unterschiedlichen im TCF auftretenden Effekte, dass eine Simulation einzelner Einflüsse mit den Versuchsanordnungen „mit IGVs“ und „mit IGVs und Speichenrad“ möglich ist.

7.5. VERGLEICH DES TOTALDRUCKVERLUSTES ALLER VERSUCHSANORDNUNGEN

Abschließend zu den vier diskutierten Versuchsanordnungen ist es von Interesse den Druckverlust des TCF gegenüberzustellen. Dazu zeigt die Abbildung 7.37 das aerodynamische Kontrollvolumen, das sich für die drei Versuchsanordnungen im Ringgitterprüfstand zwischen den Messebenen B0 und C sowie für die Versuchsanordnung mit Hochdruckturbine zwischen den Messebenen B und C aufspannt. Für alle vier Versuchsanordnungen wurde der Druckverlust entsprechend der Formel (4.8) in Kapitel 4.5.3.3 berechnet und der jeweilige massengemittelte Einzelwert aus der Fünflochsondenmessung herangezogen.

Die Abbildung 7.38 stellt den berechneten Druckverlust des TCF für die unterschiedlichen Versuchsanordnungen gegenüber. Dabei ist an der Ordinate der Druckverlust aufgetragen, während durch die Abszisse die Abhängigkeit der Verluste von der Strömungsgeschwindigkeit bzw. der Machzahl verdeutlicht wird. Die Achsen sind jeweils normiert auf den entsprechenden Referenzwert der Versuchsanordnung mit ungestörter Zuströmung.

Generell weist die Konfiguration mit ungestörter Zuströmung die geringsten Verluste auf, wobei durch die Normierung der Wert $Y_p / Y_{p,ref}$ bei 100 % und der Wert Ma / Ma_{ref} bei 1 liegt.

Die Versuchsanordnung mit den vorgelagerten IGVs hebt den Druckverlust bei annähernd gleicher Machzahl um 8 % an. Dabei sind es einerseits die zusätzlichen Verluste die durch den Mischvorgang der IGV Nachläufe in der TCF Passage entstehen sowie andererseits die Veränderung der Strömung im wandnahen Bereich (vgl. Kapitel 7.2), die den Druckverlust erhöhen. Zusätzlich wurde für die Konfiguration mit IGVs eine Betriebspunktvariation durchgeführt, die die Sensibilität des Druckverlustes auf die Machzahl am TCF Eintritt darstellen soll. Im Bereich der gemessenen Machzahlvariation von -16 % bzw. +7,7 % kann dabei eine annähernd lineare Abhängigkeit des Druckverlustes von der Machzahl festgestellt werden.

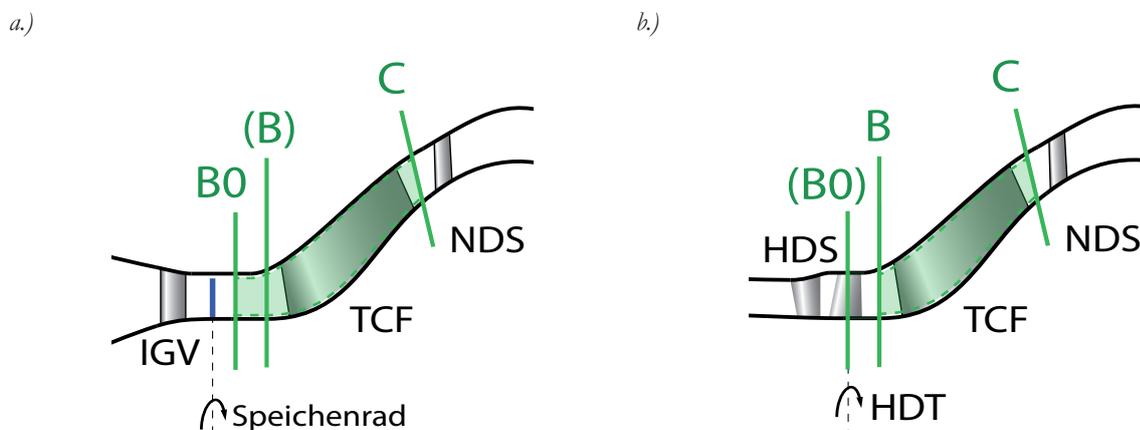


Abbildung 7.37: Aerodynamisches Kontrollvolumen zur Ermittlung des TCF-Druckverlustes
 a.) für die Konfigurationen im AnCa Prüfstand
 b.) für die Konfiguration mit vorgelagerter Hochdruckturbine im Zweiwellen-Prüfstand

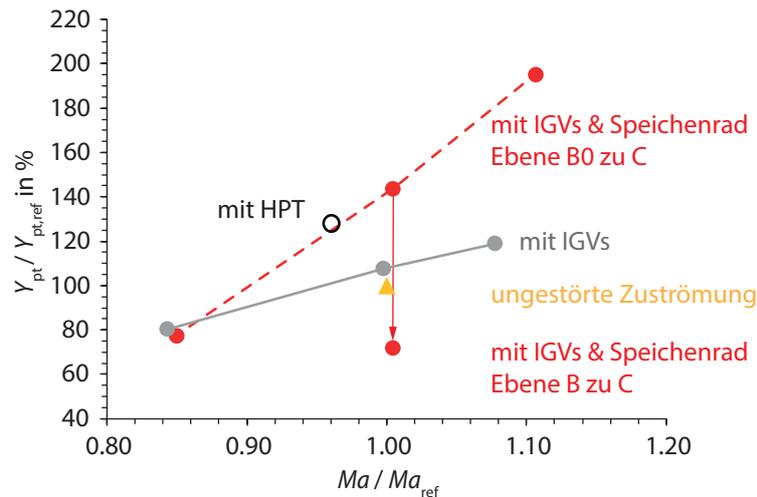


Abbildung 7.38: Gegenüberstellung des Druckverlustes für die vier Versuchsanordnungen

Das vorgelagerte Speichenrad erhöht die Verluste im TCF um 44 % im Vergleich zur Referenzkonfiguration der ungestörten Zuströmung. Die Strömung am Austritt des TCF (vgl. Kapitel 7.3.3) zeigte eine Reduktion der wandnahen Verluste an der TCF Stützschaufel sowie an der inneren und äußeren Kanalwand, jedoch wird hier deutlich, dass die zusätzlichen, durch die Nachläufe des Speichenrades hervorgerufenen Verluste deutlich überwiegen. Eine durchgeführte Betriebspunktvariation mit Speichenrad zeigt erneut die Sensibilität des Druckverlustes auf die Eintrittsmachzahl des TCF. Dabei kann im Bereich der Machzahlvariation von -15 % bzw. +10,5 % (bei konstanter reduzierten Drehzahl des Speichenrades) erneut ein nahezu linearer Zusammenhang festgestellt werden. Die Steigung der die Messpunkte verbindenden Linie verändert sich allerdings im Vergleich zur Konfiguration mit IGVs, wobei sich annähernd ähnliche Verluste für den niedrigen Machzahlbereich ergeben. Eine Analyse dieses Verhaltens wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht durchgeführt. Allerdings ist eine Ausbildung der Speichenradnachläufe in Abhängigkeit von der Machzahl bzw. von der Reynolds-Zahl zu sehen. Bei einer Machzahlvariation ist es naheliegend, dass die durch die Nachläufe der Stäbchen generierten Verluste ebenso variieren. Das Faktum, dass die durch das Speichenrad verursachten Verluste dominieren, könnte damit die geänderte Steigung erklären.

Der Vergleich zwischen der Versuchsanordnung mit Speichenrad und jener mit Hochdruckturbine muss mit Vorsicht durchgeführt werden, da unterschiedliche Eintrittsmessebenen (vgl. Abbildung 7.37) zur Berechnung des Druckverlustes verwendet wurden. Der direkte Verlustvergleich ist somit schwierig, da die Nachläufe der Stäbchen zwischen den Messebenen B0 und B zu einem gewissen Anteil ausmischen und der Mischungsprozess bewertet werden muss. Zusätzlich sind Unterschiede zwischen den Nachläufen der Hochdruckturbine und des Speichenrades zu erwarten, da die Ähnlichkeitsparameter (entsprechend Kapitel 5.2) nicht getroffen wurden. Um dennoch eine Idee der zusätzlichen, durch den Mischungsprozess zwischen der Messebene B0 und B hervorgerufenen Verluste zu geben, wurde der Druckverlust des TCF zwischen der Messebene B0 und C sowie zwischen der Messebene B und C mithilfe der Ergebnisse der URANS Simulation für die Ver-

suchsanordnung mit Speichenrad bestimmt. Die Differenz wurde von dem mittels Messwerten bestimmten Druckverlust der Konfiguration mit Speichenrad subtrahiert. Dabei zeigt sich eine 70 %ige Reduktion des Druckverlustes für den von der numerischen Vorhersage des Ausmischvorganges des Nachlaufes abhängigen rot eingezeichneten Punkt „mit IGVs & Speichenrad Ebene B zu C“. Der durch die Hochdruckturbine im TCF entstehende zusätzliche Verlust, wird dementsprechend sichtbar. Dies sind einerseits die Verluste durch den Mischungsprozess der Nachläufe des HD-Stators und des HD-Rotors, die Sekundärwirbel wie die Kanalwirbel und der Spaltwirbel sowie andererseits die Einblasung der niedrigenergetischen Kühlluft.

8

ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Die Aufgabenstellung der vorliegenden Arbeit ist wie in der Einleitung erwähnt an die Anforderungen der Triebwerksindustrie gekoppelt, die eine wirtschaftliche Möglichkeit zur Auslegung und Optimierung eines TCF hinsichtlich einer kurzen axialen Bauform mit erhöhtem Radiusunterschied bei gleichzeitiger Vorhersagbarkeit des TCF Druckverlustes sucht. Die kurze axiale Bauform wie auch der erhöhte Radiusunterschied ergibt im Hinblick auf die Strömung einen Zielkonflikt. Das Anheben des Radiusunterschiedes sowie die Verkürzung der axialen Baulänge bewirken jeweils eine Verstärkung der Druckgradienten im TCF. Es entsteht damit ein erhöhtes Risiko der Strömungsablösung für die im TCF verzögernde Strömung speziell an der äußeren strömungsführenden Kanalwand. Die Zuströmung hat dabei einen Einfluss auf die Strömung im TCF, wie vorangegangene Studien erklären. Diese Arbeit soll daher den Einfluss unterschiedlicher Zuströmbedingungen auf einen TCF mit Stützschaufeln, der repräsentativ für ein Triebwerk mit einem Nebenstromverhältnis von ≈ 10 ist, quantifizieren.

Dementsprechend wurde eine experimentelle Versuchsreihe mit vier unterschiedlichen Zuströmbedingungen durchgeführt. Drei vereinfachte Zuströmbedingungen (ungestörte Zuströmung, Zuströmung mit einer Drallwinkelverteilung und Zuströmung mit einer Drallwinkelverteilung und Speichenrad) wurden bei ein- und demselben TCF einer vierten, triebwerksrealistischen Zuströmung mit einer Hochdruckturbine gegenübergestellt.

Der erste Teil der Arbeit beschreibt die zur Realisierung der drei vereinfachten Zuströmbedingungen notwendige Entwicklung eines neuen Prüfstandes am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik an der Technischen Universität Graz. Dieser Hochgeschwindigkeits-Ringgitterprüfstand zeigt sich dabei als voll funktionsfähig und bestens geeignet, bei identer Machzahl am TCF Eintritt ein und denselben TCF in den drei vereinfachten Versuchsanordnungen betreiben zu können. Die Zuströmqualität des Ringgitterprüfstandes wurde hinsichtlich der Totaldruckverteilung und der Totaltemperaturverteilung bewertet und kann als homogen und umfangs-

symmetrisch betrachtet werden. Damit eignet sich der Prüfstand sehr gut zur Validierung von numerischen Modellen, in denen nur ein Sektor des Turbinenübergangskanals abgebildet wird.

Der Vergleich der TCF Strömung mit einer triebwerksrealistischen Zuströmbedingung erforderte eine Modifikation des am Institut bestehenden Zweiwellen-Prüfstandes, die im zweiten Teil der Arbeit besprochen wurde. Einerseits erfolgt die Inbetriebnahme eines Spaltnesssystem, wodurch der Rotorspalt der Hochdruckturbinen auf einen triebwerksrepräsentativen Wert reduziert werden konnte und andererseits die Realisierung eines neuen Sekundärluftsystems, das die Einbringung von Kühlluft bei einem triebwerksrelevanten Massenstrom sowie bei einem triebwerksrelevanten Temperaturunterschied im Vergleich zur Hauptströmung ermöglicht. Im verwendeten Test-Setup wurden vier Positionen zur Kühlluft einblasung ausgewählt, zwei stromauf sowie zwei stromab der Hochdruckturbinen, davon jeweils eine an der inneren und eine an der äußeren strömungsführenden Kanalwand. Die mittels zeitlich mittelnder Messtechnik ermittelten Ergebnisse verdeutlichen den Einfluss der Kühlluft auf die Hochdruckturbinen. Die zu erwartende Verdrängung der Sekundärwirbel der Hochdruckturbinenstufe in Richtung der Mitte des Strömungskanals konnte nachgewiesen werden. Darüber hinaus verringerte sich der aerodynamische Wirkungsgrad der HDT um 4,6 % bzw. der mechanische Wirkungsgrad der HDT um 10,3 %. Damit kann verdeutlicht werden, dass ein Erhöhen des Gesamtdruckverhältnisses im Triebwerk zusammen mit einer Anhebung des Kühlluftmassenstromes eine signifikante Beeinflussung des HDT Stufenwirkungsgrades und die Veränderung der Zuströmung des TCF zur Konsequenz hat.

Eine Diskussion der Versuchsreihen mit den erwähnten vier unterschiedlichen Zuströmbedingungen im dritten Teil der Arbeit verdeutlichte die Abhängigkeit der TCF Strömung von der Art der Zuströmung. Dabei wurden die Ergebnisse anhand von zeitlich mittelnder Messtechnik in der Zu- und Abströmung, dem Druckbeiwert an der inneren und äußeren Kanalwand sowie dem Abbild der Strömung im Ölanstrich besprochen. Numerische Strömungssimulationen begleiteten und unterstützen die Diskussion und gaben einen qualitativen Einblick in das Strömungsverhalten. Auf Basis der erzielten Ergebnisse konnte nachgewiesen werden, dass der verwendete TCF bei vereinfachten stationären Zuströmbedingungen (ungestörte Zuströmung bzw. Zuströmung mit einer Drallwinkelverteilung) eine Ablösung an der äußeren Kanalkontur aufweist. Erst die bei einer Anströmung mit vorgelagertem Speichenrad bzw. bei einer triebwerksrealistischen Anströmung mit einer HDT auftretenden instationäre Effekte sowie die Rotorspaltströmung, verhinderten diese Ablösung an der äußeren TCF Kanalkontur. Abgesehen von der Ablösung zeigte die vorliegende Studie, dass sehr wohl einzelne durch die HDT hervorgerufene Strömungseffekte im TCF anhand einer vereinfachten Zuströmung simuliert werden konnten. In diesem Zusammenhang ist auf die Nachläufe des HD-Stators sowie der IGVs zu verweisen, die eine ähnliche radiale Fluidbewegung, ein Kumulieren der Verluste und eine Interaktion mit der äußeren Grenzschicht bewirkten. Ebenso konnte eine ähnliche Querkanalströmung an den TCF Stützschaufeln nachgebildet werden, die sich bei den beiden Versuchsanordnungen mit vorgelagertem Speichenrad bzw. einer vorgelagerten HDT aufgrund einer ähnlichen statischen Wanddruckverteilung ergab.

Abschließend wurde ein Vergleich des TCF Totaldruckverlustes zwischen den vier unterschiedlichen Zuströmbedingungen durchgeführt. Die Gegenüberstellung zeigte, dass die drei vereinfachten Zuströmbedingungen den Druckverlust nicht triebwerksrepräsentativ nachbilden konnten. Dies verdeutlichte die Wichtigkeit der Bestimmung des Druckverlustes an einem Prüfstand mit möglichst triebwerksrealistischer Zuströmung.

Für die Entwicklung folgert aus den Beobachtungen der vorliegenden Arbeit die Gefahr, dass der Turbinenübergangskanal zu konservativ ausgelegt wird, sollten instationäre Effekte stromauf nicht mit in Betracht gezogen werden. Das Potenzial zur Einsparung an der Länge des TCF und dessen Gewicht würde daher nicht vollständig ausgereizt werden. Darüber hinaus weicht das zeitlich gemittelte Strömungsfeld am TCF Austritt bei einer vereinfachten Zuströmung von einem bei triebwerksrelevanter Zuströmung ab. Damit wäre bei einer TCF Auslegung unter vereinfachten Zuströmbedingungen nicht nur der Turbinenübergangskanal selbst sondern auch die Zuströmung der Niederdruckturbine betroffen.

Für die zukünftige Forschung ist der neu aufgebaute Hochgeschwindigkeits - Ringgitterprüfstand durch die Möglichkeit der Nachbildung von einzelnen im TCF auftretenden Effekten von großem Interesse. Im Vergleich zum Zweiwellen-Prüfstand können mit einem deutlich geringeren finanziellen Aufwand messtechnische Versuchsreihen darauf ausgelegt werden, bestimmte Verlustbereiche speziell zu optimieren. Die Verwendung des optimierten identen Turbinenübergangskanals im Zweiwellen-Prüfstand unter dortiger Berücksichtigung der Kühlluft einblasung sowie die Ermittlung von triebwerksrelevanten Totaldruckverlusten macht die Prüfstandskombination für die Industrie attraktiv. Zusätzlich ergibt sich durch den Ringgitterprüfstand in Zukunft die Möglichkeit, bei einer relevanten Machzahl an neuartiger Messtechnik zu forschen sowie durch eine generische Zuströmung numerisch vereinfachte Modelle zu validieren.

9

REFERENZLISTE

- Adaramola, M. S., Akinlade, O. J., Sumner, D., Bergstrom, D. J. & Schenstead, A. J. (2006). Turbulent wake of a finite circular cylinder of small aspect ratio. *Journal of Fluids and Structures*, 22, 919–928.
- Alcock, C. (2014). GE Finalizes New Composite for 9X Fan Blades. *AIN Publications*. Abgerufen von <https://www.ainonline.com/aviation-news/2014-08-26/ge-finalizes-new-composite-9x-fan-blades>
- Airbus. (2017). *Global Market Forecast - Growing Horizons 2017/2036* [elektronische Version]. Abgerufen von https://airbus-dev63.adobeccqms.net/content/dam/corporate-topics/publications/backgrounders/Airbus_Global_Market_Forecast_2017-2036_Growing_Horizons_full_book.pdf
- Arnold, T. & Eifel, M. (2006). *Kalibrierbericht der pneumatischen Fünflochsonde 01/06*. Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen.
- Arts, T., Boerrigter, H., Carbonaro, M., Charbonnier, J. M., Degrez, G., Olivari, D., Riethmueller, M. L. & Van den Braembussche, R. A. (1994). *Measurement Techniques in Fluid Dynamics - An Introduction*. Rhode Saint Genèse, Belgium: Von Karman Institute for Fluid Dynamics.
- Avellán, R. (2011). *On the Design of Energy Efficient Aero Engines - Some Recent Innovations* (Dissertation). Chalmers University of Technology.
- Banieghbal, M. R., Curtis, E. M., Denton, J. D., Hodson, H. P., Huntsman, I., Schulte, V., Harvey, N. W. & Steele A. B. (1995). Wake Passing in LP Turbine Blades. *AGARD Conference Proceedings 571*, 1-23.

- Behr, T., Kalfas, A. & Abhari R. (2007). Unsteady Flow Physics and Performance of a One-and-1/2 Stage Unshrouded High Work Turbine. *ASME Journal of Turbomachinery*, 129(2). 348-359. doi:10.1115/1.2447707
- Behr, T., Porreca, L., Mokulys, T., Kalfas, A. I. & Abhari, R. S. (2005). Multistage Aspects and Unsteady Effects of Stator and Rotor Clocking in an Axial Turbine With Low Aspect Ratio Blading. *ASME Journal of Turbomachinery*, 128(1), 11-22.
- Beselt, C., Eck, M. M. & Peitsch, D. D. (2014). Three-Dimensional Flow Field in Highly Loaded Compressor Cascade. *ASME Journal of Turbomachinery*, 136(10), 101007 1-10.
- Binder, A., Förster, W., Kruse, H. & Rogge, H. (1985). An Experimental Investigation Into the Effect of Wakes on the Unsteady Turbine Rotor Flow. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines Power*, 107(2), 458-465. doi:10.1115/1.3239749
- Bräunling, J. G. W. (2009). *Flugzeugtriebwerke* (3. Aufl.). Hamburg, Deutschland: Springer-Verlag GmbH.
- Brent, A. G. & Moroz, O. (2013). Gas Turbines: Monitor engine cooling-air flows to enable top performance. *Combined Cycle Journal*. Abgerufen von <http://www.Ccj-Online.Com/2Q-2013/Gas-Turbines-Monitor-Engine-Cooling-Air-Flows-To-Enable-Top-Performance-2/>
- Chaluvadi, V. S. P., Kalfas, A. I., Banieghbal, M. R., Hodson, H. P. & Denton, J. D. (2001). Blade-Row Interaction in a High-Pressure Turbine. *Journal of Propulsion and Power*, 17(4), 892-901.
- Coull, J. D. & Hodson, H. P. (2012). Predicting the Profile Loss of High-Lift Low Pressure Turbines. *ASME Journal of Turbomachinery*, 134(2), 021002 1-14. doi:10.1115/1.4002961
- Coull, J. D., Thomas, R. L. & Hodson, H. P. (2010). Velocity Distributions for Low Pressure Turbines. *ASME Journal of Turbomachinery*, 132(4), 041006 1-13.
- Cumpsty, N. A. & Horlock, J. H. (2006). Averaging nonuniform flow for a purpose. *ASME Journal of Turbomachinery*, 128(1), 120-129.
- Dominy, R. G. & Kirkham, D. A. (1995). The influence of swirl on the performance of intermediate diffusors. *VDI Berichte*, 1186, 107-129.
- Dominy, R. G. & Kirkham, D. A. (1996). The Influence of Blade Wakes on the Performance of Inter-Turbine Diffusors. *ASME Journal of Turbomachinery*, 118(2), 347-352.
- Dominy, R. G., Kirkham, D. A. & Smith, A. D. (1998). Flow development through inter-turbine diffusors. *ASME Journal of Turbomachinery*, 120(2), 298-304.

- Einian, M., Bergstrom, D. J. & Sumner, D. (2010). Numerical simulation of the flow around a surface-mounted square cylinder. *Proceedings of the ASME2010 3rd Joint US-European Fluids Engineering Summer Meeting and 8th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels*, 103-110. doi:10.1115/FEDSM-ICNMM2010-30394
- Erhard, J. (2000). *Design, Construction and Commissioning of a Transonic Test-Turbine Facility* (Dissertation). Technische Universität Graz.
- Erhard, J. & Gehrler, A. (2000). Design and Construction of a Transonic Test-Turbine Facility. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2000: Power for Land, Sea, and Air*, V001T03A050 1-8. doi:10.1115/2000-GT-0480
- European Commission for Research and Innovation. (2012). *Aggressive Intermediate Duct Aerodynamics for Competitive and Environmentally Friendly Jet Engines (AIDA)* [elektronische Version]. Abgerufen von https://cordis.europa.eu/result/rcn/45137_en.html
- European Union. (2011). *Flightpath 2050, Europe's Vision for Aviation* [elektronische Version]. Abgerufen von <https://ec.europa.eu/transport/sites/transport/files/modes/air/doc/flightpath2050.pdf>
- Farokhi, S. (2014). *Aircraft Propulsion* (2. Aufl.). West Sussex, UK: John Wiley & Sons Ltd.
- Faustmann, C. & Göttlich, E. (2014). Aerodynamics and Acoustics of Turning Mid Turbine Frames in a Two Shaft Test Turbine. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition: Vol 2C*, V02CT38A014 1-16. doi:10.1115/GT2014-25568
- Gier, J., Stubert, B., Brouillet, B. & de Vito, L. (2005). Interaction of shroud leakage flow and main flow in a three-stage LP turbine. *ASME Journal of Turbomachinery*, 127(4), 649-658. doi:10.1115/1.2006667
- Gregory-Smith, D. G., Graves, C. P. & Walsh, J. A. (1988). Growth of Secondary Losses and Vorticity in an Axial Turbine Cascade. *ASME Journal of Turbomachinery*, 110(1), 1-8. doi:10.1115/1.3262163
- Göttlich, E. (2011). Research on the Aerodynamics of Intermediate Turbine Diffusers. *Progress in Aerospace Science*, 47(4), 249-279.
- Göttlich, E., Marn, A., Malzacher, F. & Heitmeir, F. (2009). On Flow Separation In a Super-Aggressive Intermediate Turbine Duct. In F. Heitmeir, F. Martelli & M. Manna (Red.), *Proceedings of the eight European Conference on Turbomachinery* (S. 1389-1404). Graz, Österreich: Verlag der Technischen Universität Graz.

- Göttlich, E., Marn, A., Pecnik, R., Malzacher, J. F., Schennach, O. & Pirker, H. P. (2007). The influence of blade tip gap variation on the flow through an aggressive S-shaped intermediate turbine duct - Part II. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air*, 6, 843-853. doi:10.1115/GT2007-28069
- Göttlich, E., Neumayer, F., Woisetschläger, J., Sanz, W. & Heitmeir, F. (2004). Investigation of Stator-Rotor Interaction in a Transonic Turbine Stage Using Laser-Doppler-Velocimetry and Pneumatic Probes. *ASME Journal of Turbomachinery*, 126(2), 297-305.
- Göttlich, E., Woisetschläger, J., Pieringer, P., Hampel, B. & Heitmeir, F. (2005). Investigation of Vortex Shedding and Wake-Wake Interaction in a Transonic Turbine Stage Using Laser-Doppler-Velocimetry and Particle-Image-Velocimetry. *ASME Journal of Turbomachinery*, 128(1), 178-187. doi:10.1115/1.2103092
- Haase, C. W. & Haase, S. Z. (2013). High Speed, Capacitance-Based Tip Clearance Sensing. *2013 IEEE Aerospace Conference*, 1-8. doi: 10.1109/AERO.2013.6496903
- Haldeman, C. W., Dunn, M., Barter, J. W., Green, B. R. & Bergholz, R. F. (2004). Experimental Investigation of Vane Clocking in a One and One-Half Stage High Pressure Turbine. *ASME Journal of Turbomachinery*, 127(3), 512-521. doi: 10.1115/1.1861915
- Halstead, D. E., Wisler, D. C., Okiishi, T. H., Walker, G. J., Hodson, H. P. & Shin, H. (1997). Boundary layer development in axial compressors and turbines: Part 3 of 4 - LP Turbines. *ASME Journal of Turbomachinery*, 119(2), 225-237. doi:10.1115/1.2841105
- Hilgenfeld, L. & Pfitzner, M. (2004). Unsteady Boundary Layer Development Due to Wake Passing Effects on a Highly Loaded Linear Compressor Cascade. *ASME Journal of Turbomachinery*, 126(4), 493-500. doi:10.1115/1.1791290
- Hubinka, J. (2012). *Konstruktion, Aufbau und Betriebsführung eines zweiwelligen Turbinenprüfstandes* (Dissertation). Technische Universität Graz.
- Hubinka, J., Santner, C., Paradiso, B., Malzacher, F. J. & Göttlich, E. (2009). Design and construction of a two-shaft test turbine for investigation of mild turbine frame flows. *XIX International Symposium on Air Breathing Engines 2009: Vol 1*, 493-1446.
- Hodson, H. P. (1984). Boundary Layer and Loss Measurements on the Rotor of an Axial Flow Turbine. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 106(2), 391-399. doi:10.1115/1.3239576
- Hodson, H. P. & Howell, R. J. (2005). Bladerow interactions, transition, and high-lift aerofoils in low-pressure turbines. *Annual Review of Fluid Mechanics* 37, 71-98. doi:10.1146/annurev.fluid.37.061903.175511

- Johnston, C. R. & Wilson, D. J. (1996). A vortex pair model for plume downwash into stack wakes. *Atmospheric Environment* 31(1), 13-20.
- Joslyn, H. D., Dring, R. P. & Sharma, O. P. (1983). Unsteady three-dimensional turbine aerodynamics. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 105(2), 322-331. doi:10.1115/1.3227419
- Kawamura, T., Hiwada, M., Hibino, T., Mabuchi, T. & Kumada, M. (1984a). Flow around a finite circular cylinder on a flat plate. *Bulletin of the JSME*, 27(232), 2142–2150. doi:10.1299/jsme1958.27.2142
- Kawamura, T., Hiwada, M., Hibino, T., Mabuchi, T. & Kumada, M. (1984b). Flow around a finite circular on flat plate: in the case of cylinder length larger than turbulent boundary layer thickness. *Transactions of the JSME Series B*, 50(450), 332–341. doi:10.1299/ki-kaib.50.332
- Kluß, D., Stoff, H. & Wiedermann A. (2009). Effect of Wakes and Secondary Flow on Re-attachment of Turbine Exit Annular Diffuser Flow. *ASME Journal of Turbomachinery*, 131(4), 041012 1-12. doi:10.1115/1.3070577
- Korakianitis, T. T. (1993). On the Propagation of Viscous Wakes and Potential Flow in Axial-Turbine Cascades. *ASME Journal of Turbomachinery*, 115(1), 118-127. doi:10.1115/1.2929196
- Kuschel, M. & Seume, J. R. (2010). Influence of the wakes of rotating spokes on the performance of a turbine exhaust diffuser. *Journal of Thermal Science*, 19(3), 206-210.
- Langston, L. (1980). Crossflows in a Turbine Cascade Passage. *ASME Journal of Engineering and Power*, 102(4), 866-874. doi:10.1115/1.3230352
- Langston, L. (2001). Secondary Flows in Axial Turbines - A Review. *Annals of the New York Academy of Sciences*, 934(1), 11-26.
- Lengani, D., Spataro, R., Paradiso, B. & Göttlich, E. (2015). Unsteady Flow Evolution Through a Turning Midturbine Frame Part 1: Time-Resolved Flow. *Journal of Propulsion and Power*, 31(6), 1586-1596.
- Ligrani, P., Potts, G. & Fatemi, A. (2017). Endwall aerodynamic losses from turbine components within gas turbine engines. *Propulsion and Power Research* 6(1), 1-14. doi:10.1016/j.jprr.2017.01.006
- Lu, X., Ge, H. & Zhu, J. (2016). Flow and Loss Mechanisms Within an Interturbine Duct. *Journal of Propulsion and Power*, 32(3), 734-742. doi:10.2514/1.B35927
- Lutz, W. (2008). *The First Jet Pilot - The Story of German Test Pilot Erich Warsitz*. South Yorkshire, England: Pen & Sword Books Ltd.

- Marn, A. (2008). *On the Aerodynamics of Aggressive Intermediate Turbine Ducts for Competitive and Environmentally Friendly Jet Engines* (Dissertation). Technische Universität Graz.
- Marn, A., Göttlich, E., Malzacher, F. & Pirker, H. P. (2012). The Effect of Rotor Tip Clearance Size onto the Separated Flow Through a Super-Aggressive S-Shaped Intermediate Turbine Duct Downstream of a Transonic Turbine Stage. *ASME Journal of Turbomachinery*, 134(5), 051019 1-12.
- Marn, A., Göttlich, E., Pecnik, R., Malzacher, J. F., Schennach, O. & Pirker, H. P. (2007). The influence of blade tip gap variation on the flow through an aggressive S-shaped intermediate turbine duct - Part I. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air*, 6, 575-585. doi:10.1115/GT2007-27405
- McLean, C., Camci, C. & Glezer, B. (2001). Mainstream Aerodynamic Effects Due to Wheel-space Coolant Injection in a High-Pressure Turbine Stage: Part II - Aerodynamic Measurements in the Rotational Frame. *ASME Journal of Turbomachinery*, 123(4), 697-703.
- Meyer, R. (1958). The effect of wakes on the transient pressure and velocity distributions in turbomachinery. *AMSE Journal of Basic Engineering*, 80(7), 1544-1552.
- Miller, R. J., Moss, R. W., Ainsworth, R. W. & Harvey, N. W. (2003a). Wake, Shock, and Potential Field Interactions in a 1.5 Stage Turbine - Part I: Vane-Rotor and Rotor-Vane Interaction. *ASME Journal of Turbomachinery*, 125(1), 33-39. doi:10.1115/1.1508386
- Miller, R. J., Moss, R. W., Ainsworth, R. W. & Harvey, N. W. (2003b). Wake, Shock, and Potential Field Interactions in a 1.5 Stage Turbine—Part II: Vane-Vane Interaction and Discussion of Results. *ASME Journal of Turbomachinery*, 125(1), 40-47. doi:10.1115/1.1508387
- Miller, R. J., Moss, R. W., Ainsworth, R. W. & Horwood, C. K. (2003c). Time-Resolved Vane-Rotor Interaction in a High-Pressure Turbine Stage. *ASME Journal of Turbomachinery*, 125(1), 1-13. doi:10.1115/1.1492823
- Mimic, D., Drechsel, B. & Herbst, F. (2018a). Correlation between pressure recovery of high loaded annular diffusers and integral stage design parameters. *ASME Journal of Turbomachinery*, 140(7), 071002 1-11. doi:10.1115/1.4039821
- Mimic, D., Jätz, C., Sauer, P. & Herbst, F. (2018b). Increasing Boundary Layer Stability for Varying Degrees of Diffuser Loading. *Proceedings of GPPS Forum 18*, 1-11. doi:10.5281/zenodo.1345494
- Moschik, M. (2012). *Aufbau und Inbetriebnahme einer Ringgitterkaskade mit Nachlaufgenerator zur aerodynamischen Untersuchung von Turbinen-Zwischen-Diffusoren unter Einfluss von Wirbelgeneratoren* (Diplomarbeit). Technische Universität Graz.

- Moss, R. W., Ainsworth, R. W., Sheldrake, C. D. & Miller, R. J. (1997). The Unsteady Pressure Field Over a Turbine Blade Surface: Visualisation and Interpretation of Experimental data. *Proceedings of ASME 1997 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition*, 1, V001T03A090 1-14. doi:10.1115/97-GT-474
- Neumayer, F. (2001). Time Resolved simulation of the Operational Behavior of a Test Turbine Facility. In G. Bois, R. Decuyper & F. Martelli (Red.), *Proceedings of the fourth European Conference on Turbomachinery* (S. 533-543). Fienze, Italy:
- Neumayer, F., Kulhanek, G., Pirker, H. P., Jericha, H., Seyr, A. & Sanz, W. (2001). Operational Behaviour of a complex transonic test turbine facility. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2001: Power for Land, Sea, and Air*, 1. doi:10.1115/2001-GT-0489
- Norris, G., Dominy, R.G. & Smith, A.D. (1998). Strut Influences Within a Diffusing Annular S-Shaped Duct. *Proceedings of ASME Turbo Expo 1998: Power for Land, Sea, and Air*, 1, V001T03A073 1-8. doi:10.1115/98-GT-425
- Ong, J. & Uchida, S. (2012). The Effect of Coolant Injection on the Endwall Flow of a High Pressure Turbine. *ASME Journal of Turbomachinery*, 134(5). doi:10.1115/1.4003838
- Paradiso, B., Santner, C., Hubinka, J., Göttlich, E. & Hoeger, M. (2011). Turning mid turbine frame behaviour for different HP turbine outflow conditions. *Proceedings of ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*, 7, 1761-1771. doi:10.1115/GT2011-46502
- Pfeil, H. & Eifler, J. (1976). Turbulenzverhältnisse hinter rotierenden Zylindergittern. *Forschung im Ingenieurwesen*, 42, 27-32.
- Pfeil, H., Herbst, R. & Schröder, T. (1982). Investigations of the laminar-turbulent transition of boundary layers disturbed by wakes. *ASME 1982 International Gas Turbine Conference and Exhibit*, 1, V001T01A050 1-11. doi:10.1115/82-GT-124
- Pirker, H. P., Jericha, H. & Zhuber-Okrog, G. (1995). Auslegung und Betriebsverhalten einer Verdichteranlage für die Luftversorgung wissenschaftlicher Versuchseinrichtungen. *VDI Berichte*, 1208, 331-347.
- Ray, R. & Lakshminarayana, B. (1973). Characteristics of the wake behind a cascade of airfoils. *Journal of Fluid Mechanics*, 61(4), 707-730.
- Regina, K., Kalfas, A. I. & Abhari, R. S. (2014). Experimental investigation of purge flow effects on a high pressure turbine stage. *ASME Journal of Turbomachinery*, 137(4), 041006 1-8. doi:10.1115/1.4028432

- Report of the Group of Personalities. (2001). *European Aeronautics: A Vision for 2020 - Meeting society's needs and winning global leadership*. Abgerufen von https://www.acare4europe.org/sites/acare4europe.org/files/document/Vision%202020_0.pdf
- Rolls Royce. (1996). *The Jet Engine* (5. Auflage). Derby, England: Rolls Royce plc.
- Rosic, B., Denton, J. D. & Curtis, E. M. (2008). The influence of shroud and cavity geometry on turbine performance: An experimental and computational study - Part I: Shroud geometry. *ASME Journal of Turbomachinery*, 130(4). doi:10.1115/1.2777201
- Sanz, W., Collins, M., Pecnik, R., Marn, A. & Göttlich, E. (2009). Numerical Investigation of the Effect of Tip Leakage Flow on an Aggressive S-Shaped Intermediate Turbine Duct. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air*, 7, 905-915. doi:10.1115/GT2009-59535
- Schennach, O., Pecnik, R., Paradiso, B., Göttlich, E., Marn, A. & Woisetschläger, J. (2008). The Effect of Vane Clocking on the Unsteady Flow Field in a One-and-a-Half Stage Transonic Turbine. *ASME Journal of Turbomachinery*, 130(3), 031022 1-8. doi:10.1115/1.2777199
- Schlichting, H. (1964). *Grenzschicht Theorie* (5. Auflage). Göttingen: Verlag G. Braun Karlsruhe.
- Schulte, V. (1995). *Unsteady Separated Boundary Layers in Axial-Flow Turbomachinery* (Dissertation). Cambridge University Engineering Department.
- Schulte, V. & Hodson, H. (1998). Unsteady Wake-Induced Boundary Layer Transition in High Lift LP Turbines. *ASME Journal of Turbomachinery*, 120(1), 28-35. doi:10.1115/1.2841384
- Sears, W. (1941). Some Aspects of Non-Stationary Airfoil Theory and Its Practica Application. *Journal of the Aeronautical Sciences*, 8(3), 104-108. doi:10.2514/8.10655
- Sharma, O. P. & Butler, T. L. (1987). Predictions of Endwall Losses and Secondary Flows in Axial Flow Turbine Cascades. *ASME Journal of Turbomachinery*, 109(2), 229-236. doi:10.1115/1.3262089
- Sharma, O. P., Pickett, G. F. & Ni, R. H. (1992). Assessment of Unsteady Flows in Turbines. *ASME Journal of Turbomachinery*, 114(1), 79-90. doi:10.1115/1.2928001
- Sieker, O. & Seume, J. R. (2008). Influence of rotating wakes on separation in turbine exhaust diffusers. *Journal of Thermal Science*, 17(1), 42-49. doi:10.1007/s11630-008-0042-9
- Sieverding, C.H., (1985). Recent Progress in the Understanding of Basic Aspects of Secondary Flows in Turbine Blade Passages. *ASME Journal of Engineering and Gas Turbines Power*, 107(2), 248-257. doi:10.1115/1.3239704
- Smith, L. H. (1966). Wake dissipation in turbomachines. *ASME Journal of Basic Engineering*, 88D, 688-690.

- Smith, S. F. (1965). A simple correlation of turbine efficiency. *The Aeronautical Journal*, 69(655), 467-470. doi:10.1017/S0001924000059108
- Sovran, G. & Klomp, E. D. (1967). Experimentally determined optimum geometries for rectilinear diffusers with rectangular conical or annular cross section. In G. Sovran. (Red.), *Fluid mechanics of internal flow*, 270-319.
- Spataro, R. (2013). *Aerodynamic Design and Investigation of an Embedded Concept for Turning Mid Turbine Frames* (Dissertation). Technische Universität Graz.
- Spataro, R., Santner, C., Lengani, D. & Göttlich E. (2012). On the Flow Evolution Through a LP Turbine With Wide-Chord Vanes in an S-Shaped Channel. *Proceedings of ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, 8, 1011-1020. doi:10.1115/GT2012-68178.
- Stieger, R. D. & Hodson, H. P. (2005). The unsteady development of a turbulent wake through a downstream low-pressure turbine blade passage. *ASME Journal of Turbomachinery*, 127(2), 388-394. doi:10.1115/1.1811094
- Sumner, D. (2013). Flow above the free end of a surfacemounted finite-height circular cylinder: A review. *Journal of Fluids and Structures*, 43, 41-63. doi:10.1016/j.jfluidstructs.2013.08.007
- Sumner, D., Heseltine, J. L. & Dansereau, O. J. P. (2004). Wake structure of a finite circular cylinder of small aspect ratio. *Experiments in Fluids*, 37(5), 720-730. doi:10.1007/s00348-004-0862-7
- Tanaka, S. & Murata, S. (1999). An investigation of the wake structure and aerodynamic characteristics of a finite circular cylinder. *JSME International Journal, Series B: Fluids Thermal Engineering*, 42(2), 178-187. doi:10.1299/jsmeb.42.178
- Turbine Center Frame Repairs. (2018, 04 September). *Turbine Center Frame GP7200*. Abgerufen von http://www.afklmem.com/AFIKLMEM/en/g_page_standard/MRO_lab_Innovations/TCFGP7200.html
- University of Cambridge. (2018, 14 April). *Low Pressure Turbine Aerodynamics*. Abgerufen von <http://www-g.eng.cam.ac.uk/whittle/research-opportunities/jobs/advert-03/advert-03.htm>
- Vera, M. & Hodson, H. P. (2002). Low Speed vs High Speed Testing of LP Turbine Blade-Wake. *The 16th Symposium on Measuring Techniques in Transonic and Supersonic Flow in Cascades and Turbomachines*. 1-10. Abgerufen von <http://www-g.eng.cam.ac.uk/whittle/rigs/symposium/papers/7-2.pdf>
- Walker, G. J. (1974). The Unsteady Nature of Boundary Layer Transition on an Axial-Flow Compressor Blade. *Proceedings of ASME 1974 International Gas Turbine Conference and Products Show, 1B*. doi:10.1115/74-GT-135

- Wang, H. P., Olson, S. J., Goldstein, R. J. & Eckert, E. G. (1997). Flow Visualization in a Linear Turbine Cascade of High Performance Turbine Blades. *ASME Journal of Turbomachinery*, 119(1), 1-8. doi:10.1115/1.2841006
- Zerobin, S., Peters, A., Bauinger, S., Ramesh, B. A., Steiner, M., Heitmeir, F. & Göttlich, E. (2018). Aerodynamic Performance of Turbine Center Frames With Purge Flows—Part I: The Influence of Turbine Purge Flow Rates. *ASME Journal of Turbomachinery*, 140(6), 061009 1-11. doi:10.1115/1.4039362
- Zhou, Y. & Alam, M. M. (2016). Wake of two interacting circular cylinders: A Review. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 62(B), 510-537.
- Zlatinov, M., Sooi Tan, C., Montgomery, M., Islam, T. & Harris M. (2012). Turbine Hub and Shroud Sealing Flow Loss Mechanisms. *ASME Journal of Turbomachinery*, 134(6), 061027-1-061027-12. doi:10.1115/1.4006294

VERÖFFENTLICHUNGEN UND STUDENTISCHE ARBEITEN IM RAHMEN DER DISSERTATION

- Steiner, M.**, Göttlich, E., Spataro, R. & Heitmeir, F. (2014). Experimental Investigation of a Vortex-Generator-Controlled Intermediate Turbine Duct under the Influence of Rotating Wakes. *American Institute of Aeronautics and Astronautics*. doi:10.2514/6.2014-2560
- Steiner, M.**, Peters, A., Gatti, G., Zscherp, K., Engel, K., Cabona, I., Ramesh, A., Sterzinger, P.Z., Heitmeir, F. & Göttlich, E. (2018). On Clean Inflow Testing for Intermediate Turbine Ducts. *Proceedings of Montreal 2018 Global Power and Propulsion Forum*. doi:10.5281/zenodo.1345568
- Steiner, M.**, Zerobin, S., Bauinger, S., Heitmeir, F. & Göttlich, E. (2017). Development and Commissioning of a Purge Flow System in a Two Spool Test Facility. *Proceedings of the twelfth European Conference on Turbomachinery*, Stockholm Schweden. doi:10.29008/ETC2017-115
- Zerobin, S., Peters, A., Bauinger, S., Ramesh, A. B., **Steiner, M.**, Heitmeir, F. & Göttlich, E. (2017). The behavior of turbine center frames under the presence of purge flows. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2017*. doi:10.1115/GT201763606
- Zerobin, S., Peters, A., Bauinger, S., Ramesh, A. B., **Steiner, M.**, Heitmeir, F. & Göttlich, E. (2018). Aerodynamic performance of turbine center frames with purge flows - part I: The influence of turbine purge flow rates. *ASME Journal of Turbomachinery*, 140(6) doi:10.1115/1.4039362
- Zerobin, S., **Steiner, M.**, Bauinger, S., Marn, A., Göttlich, E. & Heitmeir, F. (2017). Influence of measurement grid resolution on duct loss evaluation. *Proceedings of the twelfth European Conference on Turbomachinery*, Stockholm Schweden.

IM RAHMEN DIESER ARBEIT ENTSTANDENE DIPLOMARBEITEN:

Tramsek, M. K. M. (2018). *Mechanischer Aufbau und Erstinbetriebnahme eines Ringgitterprüfstandes* (Diplomarbeit). Technische Universität Graz.

Reitmayer, A. (2015). *Untersuchung der instationären Zuströmung eines Ringgitterwindkanals* (Diplomarbeit). Technische Universität Graz.

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

1.1:	Weltweit geflogene Passagierkilometer a.) Rückblick und b.) Prognose (Airbus 2017)	2
1.2:	Skizze eines Turbofan - Triebwerkes mit einem Nebenstromverhältnis von ≈ 10 (eigene Abbildung).	3
1.3:	a.) Vortriebwirkungsgrad in Abhängigkeit des Fan Druckverhältnisses und der Machzahl in 35000 <i>ft</i> Höhe sowie der für ≈ 133 <i>kN</i> Schub erforderliche Fan Durchmesser (Avellán, 2011) b.) Einfluss des BPR auf den SFC bei unterschiedlichen Technologien und deren Jahr der Zertifizierung (Avellán, 2011).	4
1.4:	Vergleich zweier Triebwerke mit einem Nebenstromverhältnis von 6 bzw. 10, bei gleichem Kerntriebwerk (vgl. Kurzke, 2009)	5
1.5:	Kurvenschar konstanter isentroper Turbinenstufenwirkungsgrade nach Smith (vgl. Bräunling, 2009)	6
1.6:	Sekundärluftsystem in einem Triebwerk a.) Pfad der Sekundärluft im gesamten Triebwerk (Rolls Royce plc, 1986) b.) Einblasung der Sekundärluft im Bereich der Hochdruckturbinen (Brent und Moroz, 2013).	7
1.7:	TCF eines GP7200 Triebwerkes bei der Montage („Turbine Center Frame Repairs“, 2018)	9
1.8:	Abgeleitete Zuströmung zum TCF in aufsteigender Komplexität a.) ungestörte Zuströmung b.) stationäre Zuströmung mit Drallwinkelverteilung c.) instationäre Zuströmung infolge eines vorgelagerten Speichenrades d.) Zuströmung mit einer vorgelagerten Hochdruckturbinen	11
2.1:	Turbulente Kinetische Energie (TKE) von 2D LDA Messungen zu sechs äquidistanten Zeitschritten beim Passieren eines Nachlaufes in einem Zyklus (Stieger & Hodson, 2005).	15
2.2:	Skizze der Nachlaufbewegung durch eine Rotorpassage (oben), mit der Variation des Turbulenzgrades für zwei Umfangspositionen am Eintritt des sich stromab befindlichen Stators (unten). (Hodson & Howell, 2005; Original von Halstead et al., 1997).	15
2.3:	Numerisches Modell mit statischem Druckfeld und Nachläufen des Stators (Korakianitis, 1993)	16

2.4:	Skizze des instationären Strömungsfeldes - Stator, Rotor, Stator Interaktion (Miller et al., 2003b)	17
2.5:	a.) Modell der Sekundärströmungen nach Langston (1980) b.) Modell der Sekundärströmungen nach Wang et al. (1997).	18
2.6:	Schematische Darstellung der dominanten Rotor Austrittsphänomene (Miller et al., 2003c)	20
2.7:	Zeitlich gemittelttes Ergebnis des Druckverlustbeiwertes und der Sekundärströmungsvektoren in der Rotor - Austrittsebene (Chaluvadi et al., 2001)	20
2.8:	1 ½ stufiger Axialturbinenprüfstand „LISA“ a.) Querschnitt (vgl. Behr et al., 2007) b.) Detailansicht Stator 1 und Rotor 1 (vgl. Regina et al., 2014)	22
2.9:	Zeitlich gemittelter, normalisierter Totaldruck stromab des Rotors, a.) ohne Kühlluft-einblasung und b.) mit Kühlluft-einblasung (Regina et al., 2014)	22
2.10:	Modell der ersten Stufe einer Hochdruckturbinen (Zlatinov et al., 2012).	23
2.11:	Skizze einer Turbinenstufe mit Deckband aus dem dreistufigen Axialturbinenprüfstand in Cambridge (Rosic et al.,2008)	23
2.12:	Modell einer dreistufigen Niederdruckturbinen mit Kavitäten an der inneren und äußeren Kanalkontur (Gier J. et al., 2005)	24
2.13:	Bauweisen von Kaskaden mit instationären Nachläufen a.) Rechteckige 1D lineare Kaskade (Coull & Hodson, 2012) b.) Rechteckige 2D lineare Kaskade (Schulte & Hodson, 1998) c.) 3D Ringgitterwindkanal (Sieker & Seume, 2008).	26
2.14:	Bauweisen des Nachlauferzeugers a.) Stäbchen an einem bewegten Riemen (Hilgenfeld & Pfitzner, 2004) b.) Stäbchen an einer rotierenden Scheibe (Vera & Hodson, 2002) c.) Speichenrad / Rotor mit Stäbchen (Kluß et al., 2008)	27
2.15:	a.) Nachlauf mehrerer Stäbchen (Schlichting, 1964) b.) Geschwindigkeitsdreieck bei einem bewegten Stab (Moschik, 2012)	29
2.16:	Schematische Darstellung der Wirbelstrukturen an einem Zylinder mit freiem Ende ($Re = 6 \times 10^4$; Streckung größer 7) nach Sumner et al. (2004), in Anlehnung an Einian et al. (2010).	30
2.17:	Schematische Darstellung der Wirbelstrukturen am freiem Ende des Zylinders ($Re = 3,2 \times 10^4$; Streckung größer 7) nach Kawamura et al. (1984b)	31
2.18:	Verdeutlichung der Strömung durch einen Übergangskanal a.) anhand der Machzahlverteilung (Göttlich, 2011) b.) anhand der statischen Druckverteilung an der Außen- und Innenkontur (Göttlich, 2011).	32
2.19:	Verdeutlichung der Strömung durch einen Übergangskanal mit Drall in der Zuströmung a.) anhand der Machzahlverteilung (Göttlich, 2011) b.) anhand der statischen Druckverteilung an der Außen- und Innenkontur (Göttlich, 2011)	32
2.20:	Druckgetriebene Sekundärströmungen hervorgerufen durch die S-Form sowie a.) durch stationäre Nachläufe (Göttlich, 2011) b.) durch stationäre Nachläufe und einem Drallwinkel in der Zuströmung (Göttlich, 2011)	34

2.21: Vergleich einer linearen Kompressorkaskade mit der TCF-Geometrie	35
2.22: Visualisierung der wandnahen Schubspannungstrajektorien an a.) der Seitenwand der linearen Kaskade (Beselt et al., 2014) bzw. b.) der TCF Stützschaufel	36
2.23: a.) Schematische Darstellung der Sekundärströmungen (Beselt et al., 2014) b.) Wirbelbildung in einem Spiralknoten mit anschließender Wirbelabhebung von der Wand (Beselt et al., 2014)	36
2.24: Schematische Darstellung der Durchströmung eines TMTF (Lengani et al., 2015) a.) Strukturen des Rotors bei 50 % Kanalhöhe b.) Strukturen des Stators bei 30 % Kanalhöhe c.) Wirbelstärke durch das TMTF bei 50 % der Stützschaufelteilung	37
2.25: Strömungsabbild im Ölanstrich (links) und numerische Strömungssimulation (rechts) an der äußeren Kanalwand des Übergangskanals bei einer Strömungsablösung (Göttlich, 2011)	38
3.1: Test-Setup abgeleitet aus einem Mantelstromtriebwerk (vgl. Alcock, 2014)	41
3.2: a.) Flächenverhältnis des verwendeten TCF über die axiale Sehnenlänge b.) Ansicht einer TCF Passage mit TCF Stützschaufel, Blickrichtung A.L.F.	42
3.3: Zuströmung zum TCF in aufsteigender Komplexität a.) ungestörte Zuströmung b.) Zuströmung mit IGVs c.) Zuströmung mit IGVs und Speichenrad d.) Zuströmung mit einer Hochdruckturbine	43
3.4: a.) Schaltplan der Verdichteranlage mit b.) Fahrweise 8 in blau und c.) Fahrweise 6 in rot dargestellt	44
3.5: Schaltplan der Versuchseinrichtungen am Institut für Therm. Turbomaschinen und Maschinendynamik der TU Graz	45
3.6: Meridionalschnitt des Test-Setup mit Strömungsrichtung von links nach rechts, im a.) Zweiwellen-Prüfstand und b.) im Ringgitter-Prüfstand (dargestellt mit IGVs und Speichenrad)	46
3.7: Kühllüfteinblasung aus vier Kavitäten im Bereich des Hochdruckturbinenrotors.	47
4.1: Anlagenschema des Ringgitterprüfstandes (vgl. Tramsek, 2018)	52
4.2: Wanddruckbohrungen an der TCF Stützschaufel auf 15%, 50% und 85% Kanalhöhe ...	59
4.3: Wanddruckbohrungen an der inneren und äußeren Kanalkontur.	59
4.4: Messebenen im Ringgitterprüfstand	60
4.5: Darstellung der Messpositionen im Ringgitterprüfstand mit Blick stromaufwärts (vgl. Tramsek, 2014)	60
4.6: Messebenen im Zweiwellen-Prüfstand	61
4.7: Qualitative Darstellung der Messpositionen im Zweiwellen-Prüfstand mit Blick stromaufwärts	61
4.8: Technische Zeichnung eines Rakes	62

4.9:	Beispielhafte Kalibrierkurven für das Totaldruckrake und Totaltemperaturrake in der Messebene C.	63
4.10:	Grenzschichtkamm in der Messebene B, stromauf des TCF	64
4.11:	Eingesetzte Fünflochsonden a.) mit 90° Kopfwinkel b.) mit 115° Kopfwinkel.....	64
4.12:	a.) Strömungsvektor an der Fünflochsonde (Arnold und Eifel, 2006) und b.) Bewegungsrichtung der Sonde im Messgitter	65
4.13:	Aufgespannte Fläche für die Mittelung um einen Messpunkt	68
4.14:	Strömungswinkeldefinition a.) mit Geschwindigkeitsvektoren b.) im Test-Setup.	68
4.15:	Applizierter Ölanstrich a.) in der TCF Passage und b.) an der TCF Stützschaufel; Ansicht A.L.F.	72
4.16:	Rechenetzmodell mit IGVs; a.) ohne Speichenrad b.) mit Speichenrad	73
5.1:	3D - Modell des Hochgeschwindigkeits - Ringgitterprüfstandes	75
5.2:	Konstruktionsprozess	76
5.3:	2D Konzept des Ringgitterprüfstandes	77
5.4:	Schnitt des 3D - Modelles des Ringgitterprüfstandes	78
5.5:	Auszug aus ÖNORM EN ISO 5801:2007 Gleichrichter.....	79
5.6:	Auszug aus ÖNORM EN ISO 5801:2007 Standardisierte Austritts-Beruhigungsbehälter.....	79
5.7:	Auslegung des Geschwindigkeitsprofils stromab des Lochbleches.....	80
5.8:	Auszug aus ÖNORM EN ISO 5801:2007 - Bellmouth Einlauftrichter für den gezeigten Standardisierten Austritts-Beruhigungsbehälter.....	80
5.9:	Beruhigungskammer mit Lochblech (rechts)	80
5.10:	Fundament des Ringgitterprüfstandes	81
5.11:	a.) Vordere seitliche und b.) vordere untere thermische Zentrierung	81
5.12:	Exzenterklemmvorrichtung (vgl. Tramsek, 2018)	82
5.13:	Statische Belastung des Ringgitterprüfstandes im geöffneten Zustand	83
5.14:	Spannungen nach Mises im beweglichen Rahmen.....	83
5.15:	Federkennlinie des Federfundaments	84
5.16:	Abluftführung des Ringgitterprüfstandes.....	85
5.17:	Aufblasbare Dichtung verbaut im Teleskoprohr	85
5.18:	Einteilung des Ringgitterprüfstandes	86
5.19:	Vordere verdrehbare Gehäuseteile mit einer Detailansicht der IGV Befestigung	87

5.20: Baugruppe Einlauf des Ringgitterprüfstandes, Darstellung ohne Leitschaufelreihe (IGVs).....	88
5.21: Hintere verdrehbare Gehäuseteile des Ringgitterprüfstandes	88
5.22: Thermische Zentrierung des TCFs.....	89
5.23: Teilungsebene des Ringgitterprüfstandes	89
5.24: Diffusor mit Flächenverhältnis	90
5.25: Dichtungskonzept des Ringgitterprüfstandes	91
5.26: Thermische Ausdehnung des Ringgitterprüfstandes mit axialen Fixpunkten in der Konstruktion	92
5.27: Thermische Ausdehnung im vorderen Bereich des Ringgitterprüfstandes.....	92
5.28: Meridional- und Mittelschnitt des TCF mit IGVs und mit Speichenrad	94
5.29: Leistungsbedingte maximale mögliche Drehzahl aufgrund des Strömungswiderstandes der Stäbchen	95
5.30: Ähnliche flächenmäßige Versperrung zwischen Speichenrad (links) und HDT (rechts) ..	96
5.31: Zusammenhang der reduzierten Drehzahl mit der Durchflusszahl	98
5.32: Axiale Position der Stäbchen relativ zur Hochdruckturbine	99
5.33: Drallwinkelverteilung am Eintritt des TCF bei sich stromauf befindlichen IGVs bzw. einer HDT	101
5.34: Fertig montierter und instrumentierter Ringgitterprüfstand.....	102
5.35: Konturplots und radiale Profile in der Messebene A, des Ringgitterprüfstandes	103
6.1: Schnittstellendefinition am Zweiwellen-Prüfstand.....	106
6.2: a.) HDT Schaufelfußverbindung und b.) Containment über gesamtes Test-Setup	107
6.3: Rechnerischer Drehzahlverlauf nach einem Kupplungsbruch an der Hochdruckturbine.	109
6.4: a.) Einteilung in einen vorderen - und hinteren Prüfstandsteil (vgl. Hubinka, 2012) mit b.) Teilungsebene des Zweiwellen-Prüfstandes	110
6.5: Vermessung der Position der HDT a.) relativ zur Mischkammer und b.) relativ zum vorderen Zahnrad	111
6.6: Position der HDT-Welle relativ zur Mischkammer im kalten Zustand (Ansicht A. L. F.) .	111
6.7: Prüfstandssituation nach dem Einbau von Adapterring, äußerer Einlaufkontur und Rotorgehäuse	112
6.8: a.) Wellenbewegung in horizontaler und vertikaler Richtung während des Hochfahrens (Hubinka, 2012) b.) vorangegangene Position der HDT-Welle im Betrieb, relativ zum Zahnkranz - Mischkammer (Ansicht A. L. F.)	112
6.9: Zentrierelemente in der thermischen Zentrierung des Rotorgehäuses.....	113

6.10:	a.) Theoretische Mittelpunktbahn des Einlaufgehäuse bei einer 360° Umfangsbewegung b.) Anordnung der Messuhren zur Vermessung der Bewegung des Rotorgehäuses .	113
6.11:	Überprüfung des Rotorsitzes in radialer und axialer Richtung	114
6.12:	Axial und Radialspaltkontrolle zwischen Stator und Rotor	114
6.13:	Linipot Messsystem installiert für fünf Hochdruckrotorumdrehungen	115
6.14:	Kaltspaltnessung zwischen Anstreifbelag und HDT-Rotor mit dem Linipot Messverfahren a.) Vergleich zur Kaltspaltnessung mittels Fühlerlehren b.) Vergleich von geöffneten und geschlossenen Prüfstand	116
6.15:	Kapazitive Sonde und deren Einbaulage im Rotorgehäuse	117
6.16:	Vermessung des Sondenrückstandes im Rotorgehäuse mittels Messuhr	118
6.17:	Skizze des Rotorspalt Messsystemes	118
6.18:	Zeitlicher Verlauf des Signales einer kapazitiven Sonde beim Vorbeibewegen einer Rotorschaukel	119
6.19:	a.) Skizze eines Treppensignales des Rotorspaltes b.) Rotorspaltverteilung für den Anstreifbelag „medium Clearance“	120
6.20:	Rotorspaltauswertung der Sonde unter 45° A.L.F. über die Zeit.	120
6.21:	Rotorbewegung im x-y Diagramm und Rotorbewegung mit Drehzahlverlauf über die Zeit (Ansicht A. L. F.)	121
6.22:	Kühlflüfteinblasung aus vier Kavitäten im Bereich des Hochdruckrotors.	123
6.23:	3D-Modell des Sekundärluftsystemes am Zweiwellen-Prüfstand	124
6.24:	Schaltplan des Zweiwellen-Prüfstandes mit Sekundärluftsystem	125
6.25:	Bilder des Sekundärluftsystems	126
6.26:	V-Cone Massenstrommessstrecke in einer Leitung des Sekundärluftsystems.	127
6.27:	a.) Allgemeiner Verteiler für die Sekundärluft und b.) Verteiler für die FWD Hub Kavität	128
6.28:	Detail des vorderen Radseitenraumes der HDT	128
6.29:	Gegenüberstellung der umfangsgemittelten Radialverläufe mit und ohne Kühlluft für a.) den mechanischen Wirkungsgrad, b.) den aerodynamischen Wirkungsgrad	130
6.30:	Wirkungsgradgegenüberstellung der Hochdruckturbine	131
7.1:	Meridian- und Mittelschnitt des Test-Setups bei ungestörter Zuströmung	133
7.2:	Radialprofile am TCF Eintritt bei ungestörter Zuströmung	134
7.3:	Konturplots am TCF Eintritt bei ungestörter Zuströmung	134
7.4:	Statischer Wanddruckverlauf an der inneren und äußeren Kanalwand bei ungestörter Zuströmung	135

7.5:	Abbild des Ölanstriches in zwei TCF Passagen sowie eine Vergrößerung der Hinterkante, bei ungestörte Zuströmung	136
7.6:	Abbild des Ölanstriches an der a.) äußeren und b.) inneren Kanalwand, bei ungestörte Zuströmung	137
7.7:	Abbild des Ölanstriches an der Oberfläche der Stützschaufel II, bei ungestörter Zuströmung.	138
7.8:	Zusammenfassende Skizze der TCF Sekundäreffekte bei ungestörter Zuströmung	139
7.9:	Radialprofile am TCF Austritt bei ungestörter Zuströmung.	140
7.10:	Konturplots am TCF Austritt bei ungestörte Zuströmung.	141
7.11:	Meridian- und Mittelschnitt des Test-Setups mit IGVs, ohne Speichenrad	142
7.12:	Radialprofile am TCF Eintritt mit IGVs, ohne Speichenrad	143
7.13:	Konturplots am TCF Eintritt mit IGVs, ohne Speichenrad	143
7.14:	Konturplot der Wirbelstärke am TCF Eintritt mit IGVs, ohne Speichenrad.	144
7.15:	Statischer Wanddruckverlauf an der inneren und äußeren Kanalwand mit IGVs, ohne Speichenrad	145
7.16:	Abbild des Ölanstriches an der a.) äußeren und b.) inneren Kanalwand, mit IGVs, ohne Speichenrad	146
7.17:	Stromlinien durch den oberen Hufeisenwirbel der Stützschaufel mit der Totaldruckkontur am TCF Ein- und Austritt.	147
7.18:	Stromlinien an der inneren Kanalwand mit der Wirbelstärke in Hauptströmungsrichtung am TCF Ein- und Austritt.	147
7.19:	Radialprofile am TCF Austritt mit IGVs, ohne Speichenrad.	149
7.20:	Konturplots am TCF Austritt mit IGVs, ohne Speichenrad	149
7.21:	Meridian- und Mittelschnitt des Test-Setups mit IGVs und Speichenrad.	151
7.22:	Radialprofile am TCF Eintritt mit IGVs und Speichenrad	152
7.23:	Konturplots am TCF Eintritt mit IGVs und Speichenrad.	152
7.24:	Konturplot der Wirbelstärke am TCF Eintritt mit IGVs und Speichenrad	153
7.25:	Statischer Wanddruckverlauf an der inneren und äußeren Kanalwand mit IGVs und Speichenrad	154
7.26:	Abbild des Ölanstriches an der a.) äußeren und b.) inneren Kanalwand, mit IGVs und Speichenrad	155
7.27:	Konturplot der statischen Entropie aus dem URANS Ergebnis bei 50% Kanalhöhe, mit IGVs und Speichenrad	156
7.28:	Radialprofile am TCF Austritt mit IGVs und Speichenrad	157

7.29: Konturplots am TCF Austritt mit IGVs und Speichenrad	158
7.30: Meridian- und Mittelschnitt des Test-Setups mit Hochdruckturbinen	160
7.31: Gegenüberstellung der Radialprofile am TCF Eintritt mit Hochdruckturbinen	161
7.32: Konturplot am TCF Eintritt mit Hochdruckturbinen	162
7.33: Statischer Wanddruckverlauf an der inneren und äußeren Kanalwand mit Hochdruckturbinen	163
7.34: Abbild des Ölanstriches für die innere Kanalwand, mit Hochdruckturbinen	164
7.35: Gegenüberstellung der Radialprofile am TCF Austritt mit Hochdruckturbinen	165
7.36: Konturplots am TCF Austritt mit Hochdruckturbinen	165
7.37: Aerodynamisches Kontrollvolumen zur Ermittlung des TCF-Druckverlustes a.) für die Konfigurationen im AnCa Prüfstand b.) für die Konfiguration mit vorgelagerter Hochdruckturbinen im Zweiwellen-Prüfstand	168
7.38: Gegenüberstellung des Druckverlustes für die vier Versuchsanordnungen	169

12

TABELLENVERZEICHNIS

3.1: Eckdaten der Verdichteranlage	45
4.1: Messstellen im Ringgitterprüfstand	54
4.2: Messstellen im Zweiwellen-Prüfstand	54
4.3: Untersuchte Betriebsbedingungen im Ringgitterprüfstand	56
4.4: Untersuchte Betriebsbedingungen am Zweiwellen-Prüfstand	57
4.5: Messmatrix	58
4.6: Messabweichung und Kalibrierbereich der verwendeten Fünf-Loch-Sonden (vgl. Marn, 2008)	65
4.7: Messauflösung in Abhängigkeit des Prüfstandes und der Messebene	66
5.1: Abmessungen des Gleichrichters	79
5.2: Abmessungen der Beruhigungskammer	79
5.3: Übersicht der axialen Kalt- und Heißspalte	93

A

ANHANG

A.1. INSTRUMENTIERUNG, MESSTECHNIK UND METHODIK

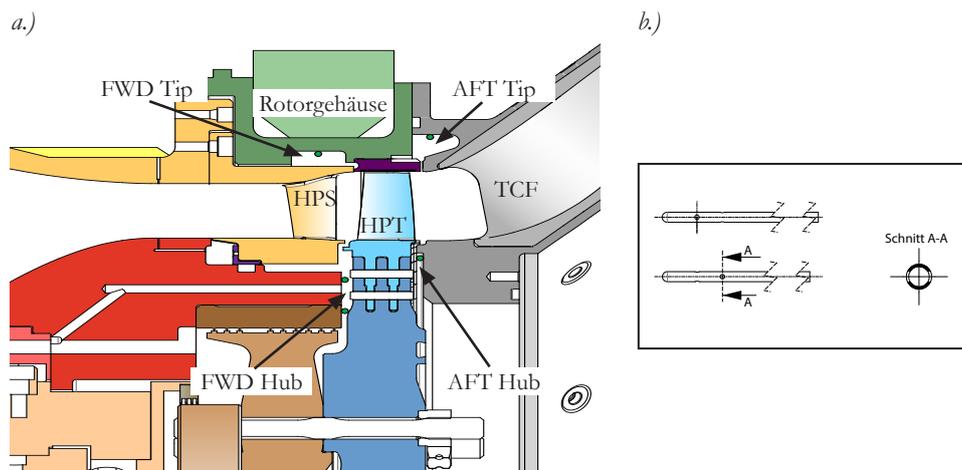


Abbildung A.1: a.) Position der statischen Druck- und Temperaturmessstellen in den Kavitäten
 b.) Detail eines Messröhrchens zum Messen des statischen Druck (engl.: Pressure Basket)

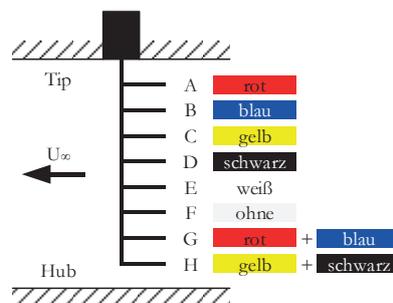


Abbildung A.2: Farbcode der Kielbeads anhand der Kanalhöhe (vgl. Tramsek, 2018)

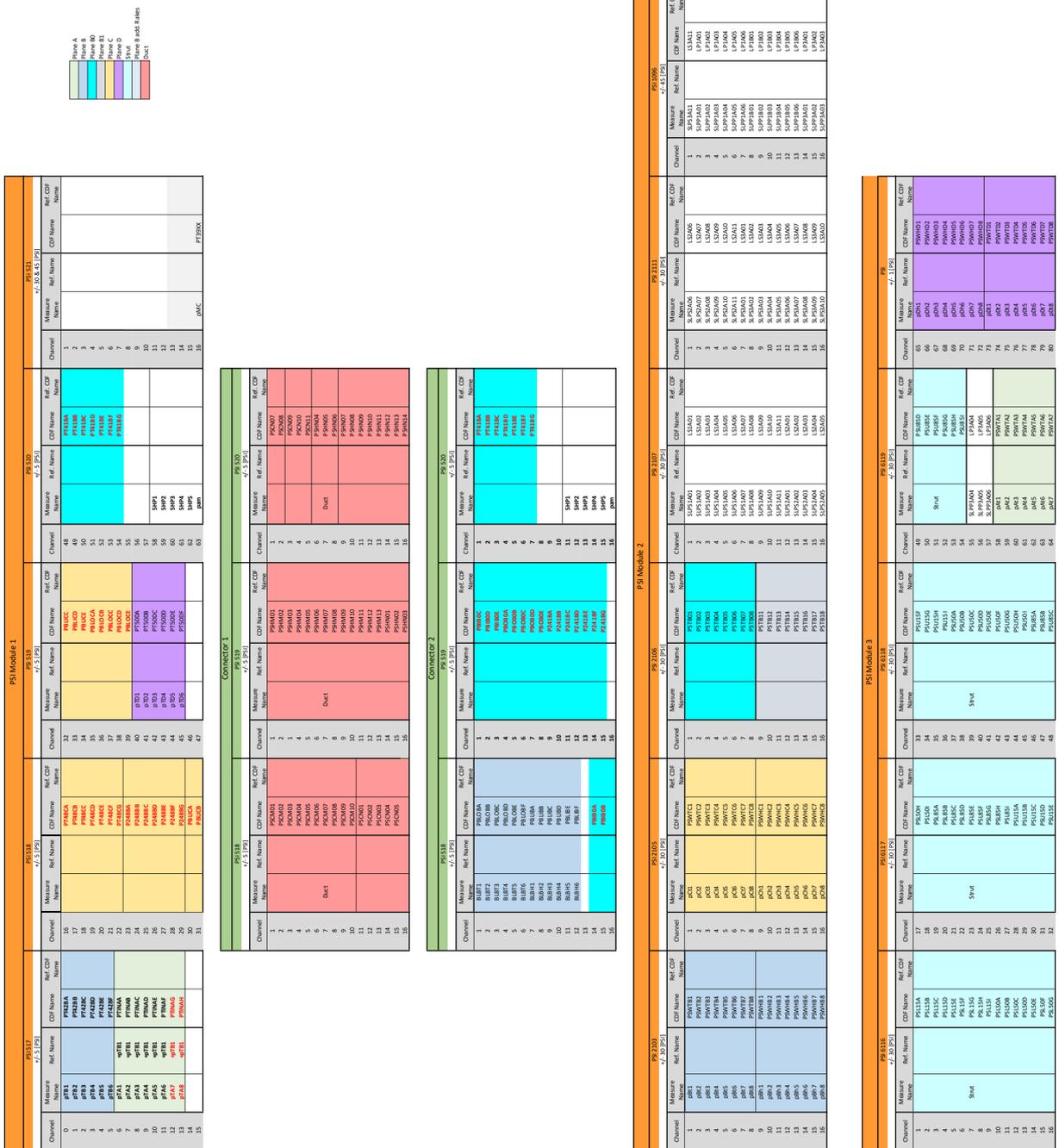


Abbildung A.3: Anschlussplan

A.2. ENTWICKLUNG UND INBETRIEBNAHME EINES RINGGITTERPRÜFSTANDES



Abbildung A.5: Robbündelgleichrichter in der Zuströmung zum Ringgitterprüfstand

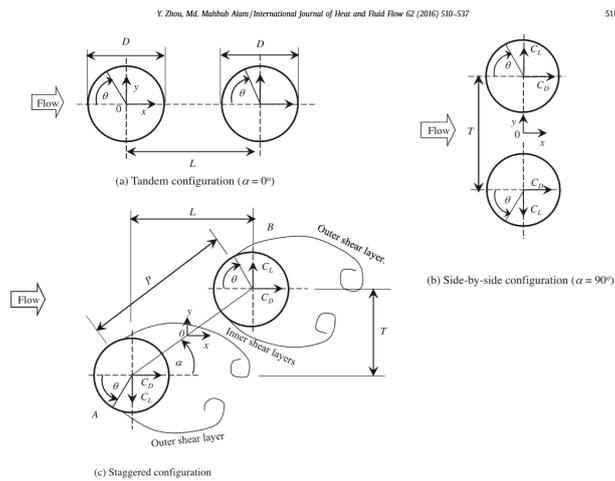


Fig. 1. Arrangements of cylinders and definitions of symbols. D : cylinder diameter; P : cylinder center-to-center spacing; x, y : Cartesian coordinate; L and T : streamwise and transverse separations between the cylinders, respectively; α : stagger angle; θ : azimuthal angle; C_D and C_L : time-mean drag and lift, respectively.

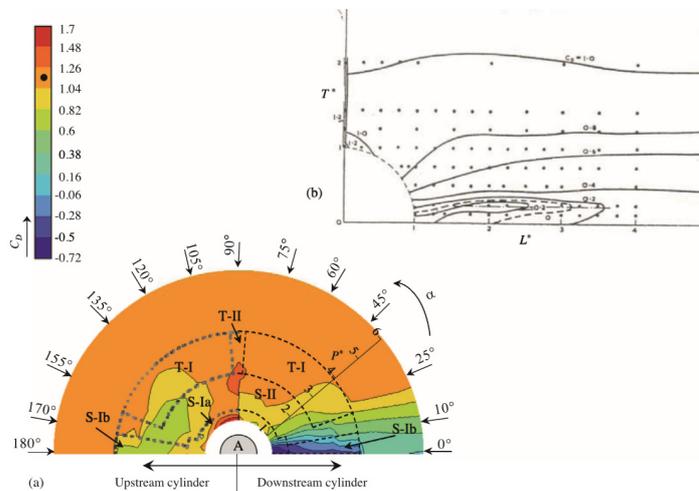


Fig. 8. Dependence on P^* and α of C_D : (a) upstream and downstream cylinders (Alam & Meyer 2011, $Re = 5.5 \times 10^4$), (b) only downstream cylinder (Zdravkovich & Pridden 1977, $Re = 6 \times 10^4$). The dashed lines in (a) divide different flow regimes classified by Hu & Zhou (2008a). The point marked by * denotes the value of an isolated cylinder.

Abbildung A.6: Widerstandsbeiwert bei der Umströmung von zwei sich beeinflussenden Zylindern (Zhou und Alam ,2016)

A.3. MODIFIKATIONEN AM ZWEIWELLEN-PRÜFSTAND

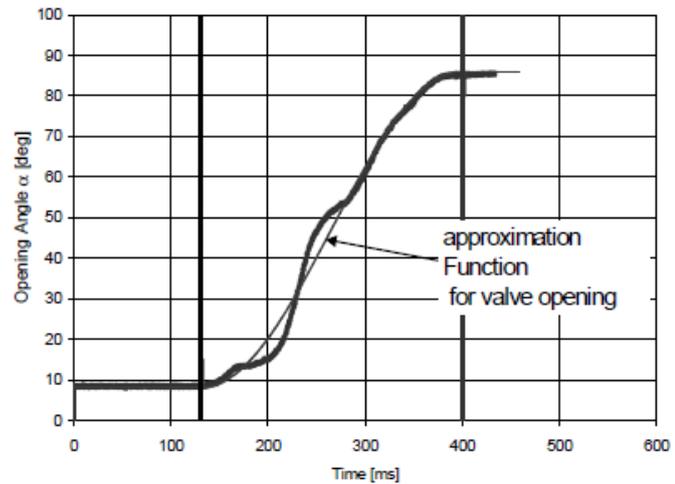


Abbildung A.7: Schnell öffnendes Ventil in der Turbinenhauptleitung

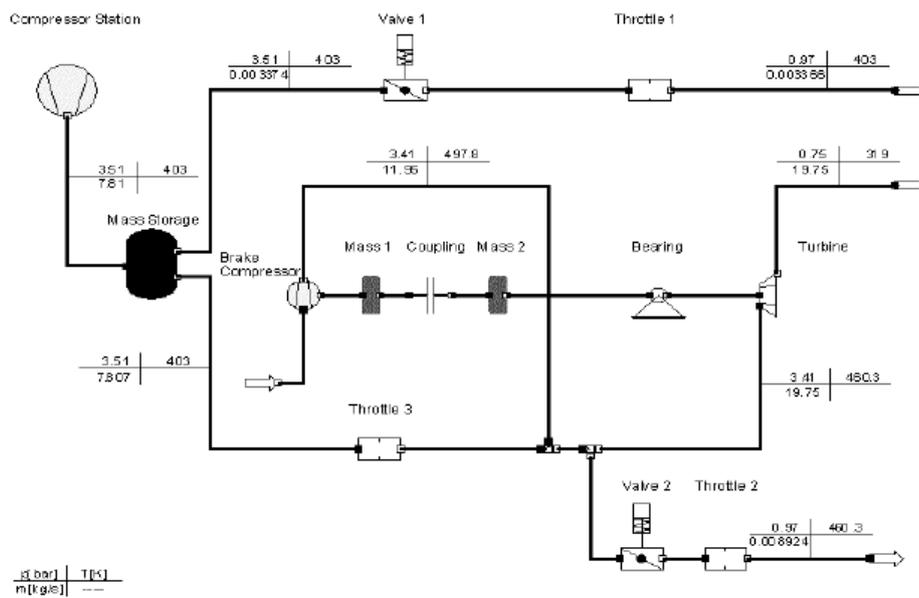


Abbildung A.8: Berechnungsmodell im Programm IPSE Pro (nicht durch den Autor erstellt)

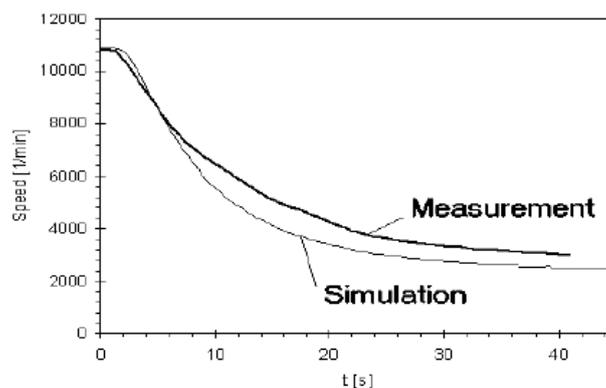


Abbildung A.9: Validierung des Berechnungsmodelles im IPSE Pro (nicht durch den Autor durchgeführt)

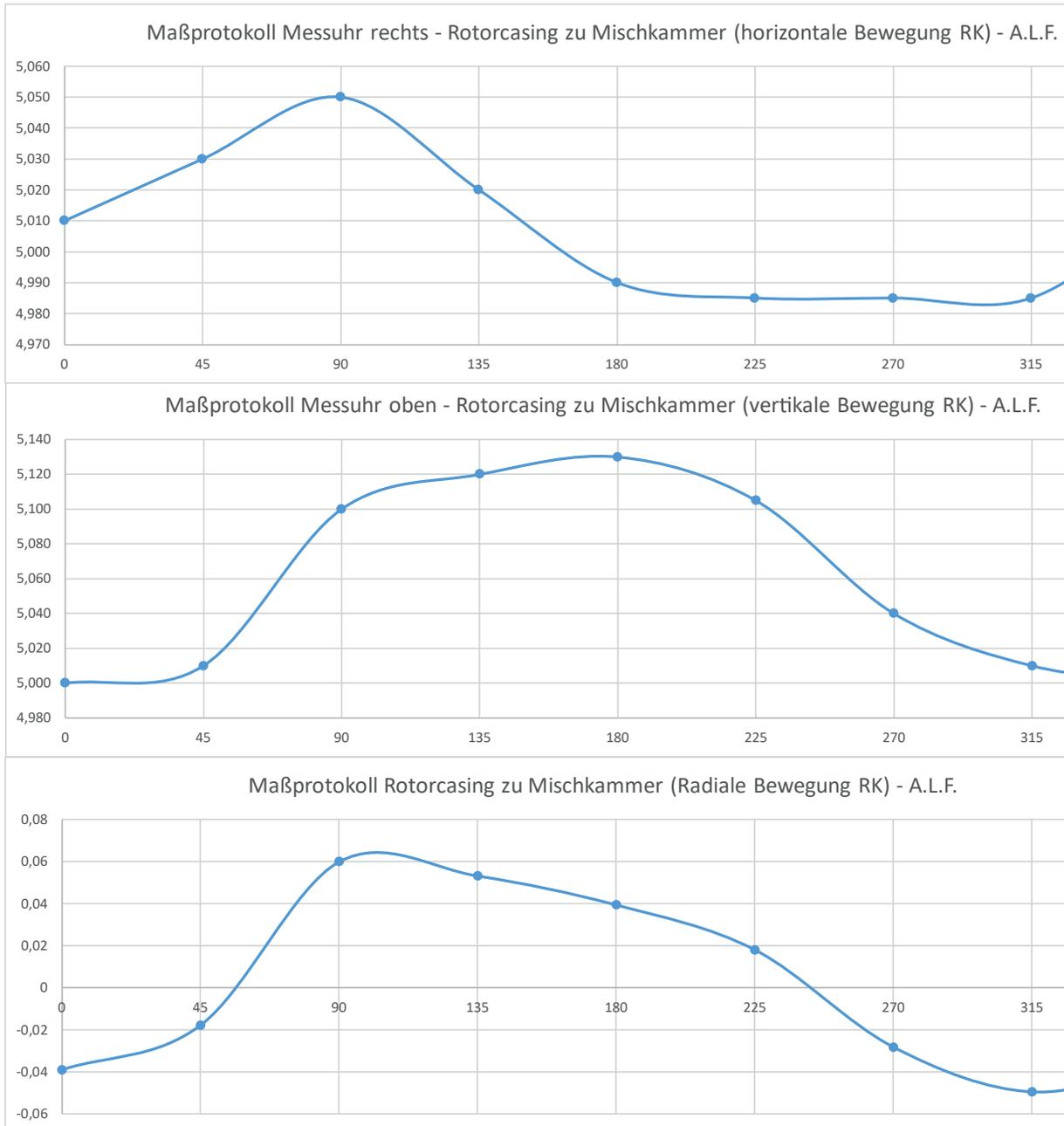


Abbildung A.10: Maßprotokoll der Bewegung des Rotorgehäuses relativ zur Mischkammer bei einer Umdrehung des Einlaufgehäuses

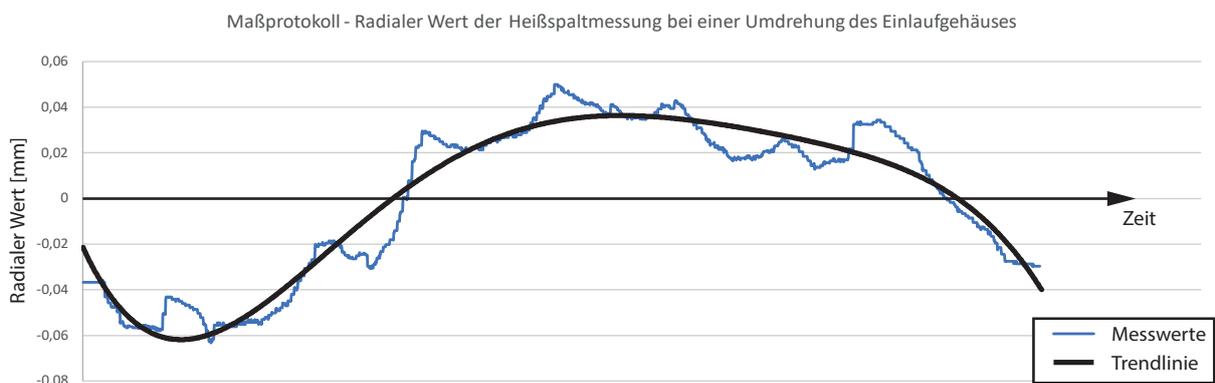


Abbildung A.11: Veränderung des Heißspaltes bei einer Umdrehung des Einlaufgehäuse

Projekt: GE - Build 1		Graz University of Technology Institute for Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics													
Stage: HPT															
Rotor casing: GE - Build 1															
Rubring: S/N 4013742-825P02		Anzugsdrehmoment: 56 mkp													
Unf. Pos.	Einbauposition		Distanzscheiben		Coulombsonde				Sondenrückstand						
	Messtellen Nr.	Gehäusedicke * Istmaß (X)	Anzugsdrehmoment	Kennzeichnung	Soll [mm]	Dicke Ist [mm]	Kennzeichnung	Durchgang Zentr. Mitte	Auss.-Mitte	Mitte-Zent.	A-M	Kapazität nF M/Z	Sondenlänge (Z) mm	Ist-Maß (X) mm	Sondenrückstand Istmaß mm
45°	45 A.L.F.	12,75	18		3,49	3,56	SML-1314						16,04		0,2 *
135°	135 A.L.F.	12,78	18		3,48	3,6	SML-1315						16,06		0,22
210°	210 A.L.F.	12,74	18		3,59	3,63	SML-1316						16,13		0,2
300°	300 A.L.F.	12,71	18		3,57	3,57	SML-1317						16,08		0,21

* (Maß durch Messverfahren auf etwa +/- 0,1mm genau)

Datum

Prüfer 1

Prüfer 2

* (Maß 5mal gemessen und Mittelwert gebildet)

Abbildung A.12: Maßprotokoll Sondenrückstand - Ring P02 für großen Spalt

Projekt: GE - Build 1

Stage: HPT

Rotorcasing: GE - Build 1

Rubring: S/N 4013742-825P03



Graz University of Technology
Institute for Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics

Anzugsdrehmoment 56 mkp

Umf. Pos.	Einbauposition		Distanzscheiben		Durchgang		Coulombsonde		Sondenträger		Sonderrückstand		
	Messtellen Nr.	Gehäusedicke *) Istmaß (X)	Anzugs drehmoment	Kennzeichnung	Dicke Ist (mm)	Zentr.	Mitte	ISO-Widerstand Auss.-Mitte	Mitte-Zent.	Kapazität nF A-M	Mf-Z	Sondenträger Zl mm	Ist-Maß (X) mm
45°	45 A.L.F.	12,87	18		3,37							16,04	0,21
135°	135 A.L.F.	12,89	18		3,37							16,06	0,21
210°	210 A.L.F.	12,86	18		3,47							16,13	0,18
300°	300 A.L.F.	12,82	18		3,46							16,08	0,21

Datum

Prüfer 1

Prüfer 2

Abbildung A.13: Maßprotokoll Sonderrückstand - Ring P03 für mittleren Spalt

 Graz University of Technology Institute for Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics												
Projekt: GE - Build1 Stage: HPT Rotorcasing: GE - Build1 Rubring: S/N 4013742-825P05	Anzugsdrehmoment 56 mkp											
Einbauposition		Distanzscheiben übernommen von P03		Coulombsonde		Sonderrückstand						
Umf. Pos.	Messtellen Nr. / Gehäusedicke * Istmaß (X)	Anzugs drehmoment	Kennzeichnung	Soll [mm]	Dicke Ist [mm]	Durchgang Zentr. / Mitte	ISO-Widerstand Auss-Mitte / Mitte-Zent.	Kapazität nF A-M / M-Z	Sondenlänge (Z) mm	Ist-Maß (X) mm	Istmaß P03 mm	Istmaß P05 mm
45°	45 A.L.F.			3,37	3,45				16,04		0,21	0,33
135°	135 A.L.F.			3,37	3,44				16,06		0,21	0,3
210°	210 A.L.F.			3,47	3,52				16,13		0,18	0,3
300°	300 A.L.F.			3,46	3,5				16,08		0,21	0,3
gerechnete Werte												

* (Maß durch Messverfahren auf etwa +/- 0,1mm genau)

Rub Ring Dicke		
Umf. Pos.	Ring P03	Ring P05
45°	9,35	9,47
135°	9,38	9,47
210°	9,35	9,47
300°	9,38	9,47
		delta
		0,12
		0,09
		0,12
		0,09

Datum _____

Prüfer 1 _____

Prüfer 2 _____

Abbildung A.14: Maßprotokoll Sonderrückstand - Ring P05 für kleinen Spalt



Technische Daten

Chiller Typ Compact Line		Pos. 01	Pos. 02
Nenn-Kälteleistung @ tw2=15 °C / tu=32 °C	kW	81	93
Gerätetype	-	cBoxX 90	cBoxX 100
Kältemittel	-	R410A	R410A
Kältemittelfüllmenge	kg	8	8
Kälte­träger	-	Wasser	Wasser
Umgebungstemperaturbereich	°C	+5 - +45	+5 - +45
Kälte­träger­vorlauf­temperatur	°C	15 - 30	15 - 30
Sollwertkonstanz	K	+/- 1	+/- 1
Tankvolumen	l	500	500
Kälte­träger­umlauf­menge nenn (dt 5K)	m³/h	16	16
freier Pumpendruck standard	bar	3	3
Wasseranschlußnennweite	"	IG 2	IG 2
Luftvolumenstrom	m³/h	23270	23270
Schall­druck­pegel in 5m Entfernung	dB(A)	66	66
Betriebsspannung	V/Ph/Hz	400/3/50	400/3/50
Leistungsaufnahme	kW	27,3	31,7
max. Stromaufnahme	A	83	90
IP-Schutzart	-	IP 54	IP 54
Höhe	mm	2030	2030
Breite	mm	830	830
Länge	mm	1840	1840
Gewicht inkl. Kältemittelfüllung, ohne Wasser, ohne Verpackung	kg	700	720

tw2 = Kaltwasser Vorlauf; tu = Zulufttemperatur

Option Aussen­auf­stellung:

- Heizung für Verdichter und Schaltschrank
- Medium = Wasser / Glykol Antifrogen N 35 Vol%

KKT chillers - a brand of ait-deutschland GmbH

ait-deutschland GmbH
Industriestraße 3
95359 Kasendorf
Deutschland

T +49 9228 9977 0
F +49 9228 9977 149
E info@kkt-chillers.com
W www.kkt-chillers.com

Geschäftsführung:
Clemens Dereschkewitz

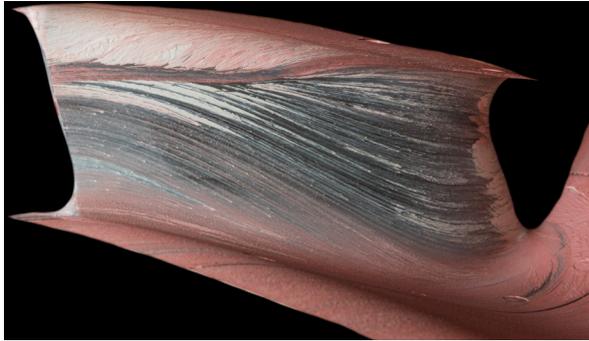
Handelsregister:
Bayreuth HRB 2991
Steuer-Nr. 208/121/50384
USt-Id-Nr. DE812634472

Bankverbindung: HypoVereinsbank Nürnberg
(BLZ 760 200 70) Kto 3 401 235
SWIFT HYVEDEMM460
IBAN DE02760200700003401235

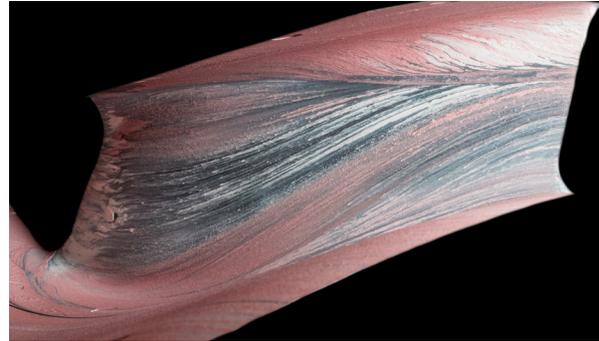
Abbildung A.15: Datenblatt KKT - Chiller

A.4. EINFLUSS DER ZUSTRÖMUNG AUF DEN TCF

a.) TCF-Stützschaufel - I



b.) TCF-Stützschaufel - II



c.) innere Kanalwand TCF - Ansicht F.L.A. - Hufeisenwirbelbildung

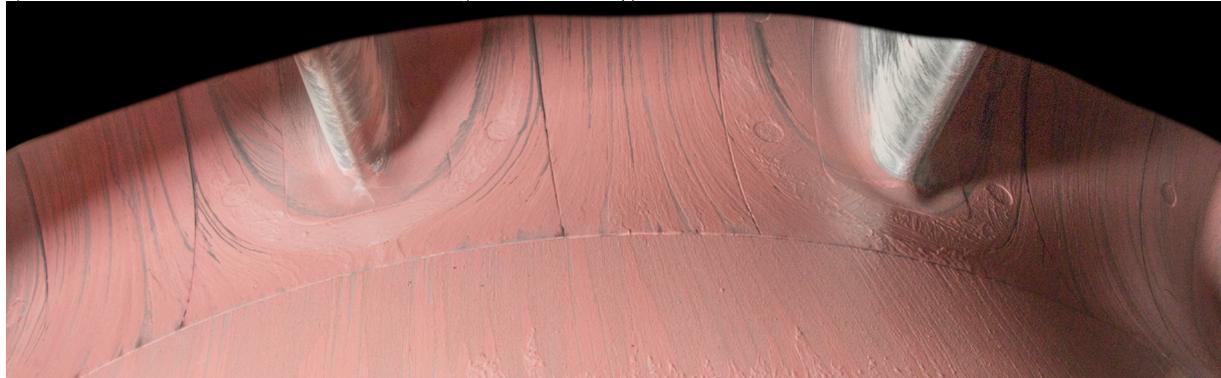


Abbildung A.16: Abbild des Ölanstriches für die ungestörte Zuströmung

a.) TCF-Stützschaufel - I



b.) TCF-Stützschaufel - II



c.) innere Kanalfwand TCF - Ansicht F.L.A. - Hufeisenwirbelbildung und Formierung der IGV Strahlen



d.) TCF-Stützschaufel - II - Blick auf die Vorderkante

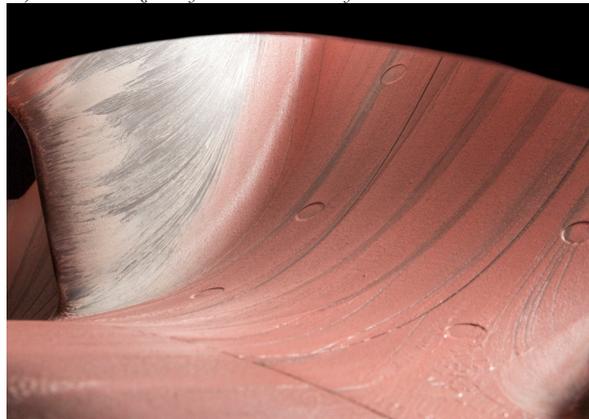
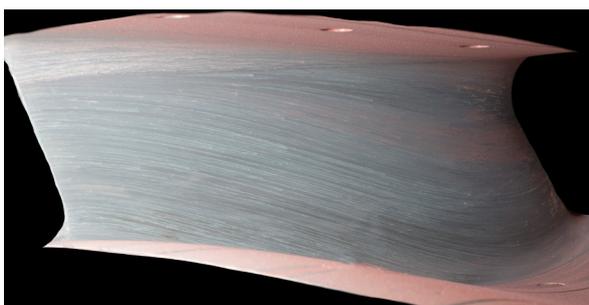


Abbildung A.17: Abbild des Ölanstriches für die Versuchsanordnung mit IGVs, ohne Speichenrad

a.) TCF-Stützschaufel - I



b.) TCF-Stützschaufel - II

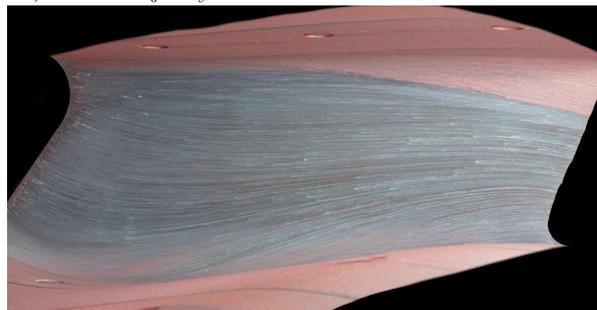


Abbildung A.18: Abbild des Ölanstriches für die Versuchsanordnung mit IGVs und Speichenrad

A.5. DAS UNTERSTÜTZENDE PROJEKTTEAM



Abbildung A.19: Unterstützendes Team beim Zusammenbau der AnCa



Abbildung A.20: ENOVAL - Projektmeeting bei Inbetriebnahme der AnCa



Abbildung A.21: Besuch von Carlos Haertel - GE, links bei der Besichtigung des Ringgitterprüfstandes Prüfstandes mit Prof. Heitmeir, rechts bei der Besichtigung des Zweiwellen-Prüfstandes mit Assoc.Prof. Göttlich