



**Forschungsberichte aus dem  
Institut für Thermische Strömungsmaschinen**  
Hrsg.: Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer

Nils Brinkert

**Untersuchung und Charakterisierung  
einer zweiflutigen  
asymmetrischen Radialturbine**



Band 88/2022

λογος



---

# **Untersuchung und Charakterisierung einer zweiflutigen asymmetrischen Radialturbine**

Zur Erlangung des akademischen Grades eines

**Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing)**

bei der KIT-Fakultät für Maschinenbau des  
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)  
genehmigte

Dissertation

von

M. Sc. Nils Brinkert

Tag der mündlichen Prüfung:

23.06.2021

Hauptreferent:

Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer

Korreferent:

Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch

Forschungsberichte aus dem  
Institut für Thermische Strömungsmaschinen

herausgegeben von:  
Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer,  
Lehrstuhl und Institut für Thermische Strömungsmaschinen  
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)  
Kaiserstr. 12  
D-76131 Karlsruhe

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der  
Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind  
im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.



©Copyright Logos Verlag Berlin GmbH 2022

Alle Rechte vorbehalten.

ISSN 1615-4983  
ISBN 978-3-8325-5506-1

Logos Verlag Berlin GmbH  
Georg-Knorr-Str. 4, Geb. 10,  
12681 Berlin  
Tel.: +49 030 42 85 10 90  
Fax: +49 030 42 85 10 92  
INTERNET: <http://www.logos-verlag.de>

---

**Untersuchung und Charakterisierung  
einer zweiflutigen asymmetrischen  
Radialturbine**

von

M. Sc. Nils Brinkert

Karlsruhe 2021

## Vorwort der Herausgeber

Praktisch alle modernen Kolbenmotoren werden zwischenzeitlich zur Verbesserung der Effizienz und zur Erhöhung ihrer Leistung aufgeladen. Dabei kommen teilweise zweiflutige Ausführungen der Turbine des Abgasturboladers zum Einsatz. Mit Hilfe einer gezielten Asymmetrie der Strömungsquerschnitte der beiden Fluten lässt sich die zur Reduktion bei der kolbenmotorischen Verbrennung entstehenden Stickoxide häufig verwendete Abgasrezirkulation gezielt beeinflussen.

Für die Modellierung des Ladungswechsels ist es erforderlich, das instationäre Strömungsverhalten zweiflutiger asymmetrischer Radialturbinen im Detail zu kennen. In der Praxis wird ein quasistationäres Verhalten der Turbinenströmung zugrunde gelegt, das in der Regel experimentell aus stationären Versuchen an Turboladerversuchsständen ermittelt wird. Darüber hinaus wird die Beaufschlagung der Turbine bei ungleichen Strangdruckverhältnissen der beiden Fluten aus den Grenzkennfeldern interpoliert. Die Grenzkennfelder werden gemessen, indem entweder beide Fluten geöffnet sind oder jeweils eine Flut vollständig geschlossen ist. Die Gültigkeit dieses Ansatzes ist jedoch nicht bekannt und wurde im Rahmen des vorliegenden Bandes der Schriftenreihe vom Autor überprüft und durch geeignete Modellerweiterungen bzw. -modifikationen verbessert.

Die entwickelten Modelle fußen einerseits auf experimentellen Untersuchungen an einer doppelflutigen Turbine, die auf dem in die Hochdruck-Hochtemperatur-Versuchsanlage des Instituts für Thermische Strömungsmaschinen integrierten Abgasturboladerversuchsstands betrieben wurde. Diese Anlage gestattet, das Strangdruckverhältnis der beiden Fluten über einen weiten Bereich kontinuierlich zu variieren. Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen erweiterte der Autor die Anlage zur Einstellung eines gewünschten Strangtemperaturverhältnisses. Der Abgasturbolader selbst wurde so modifiziert, dass laseroptische Untersuchungen des Strömungsgebiets an der Schnittstelle der beiden Fluten ermöglicht wurden. Mit Hilfe der experimentellen Daten wurden CFD-Rechnungen validiert, die ebenfalls zur Modellbildung verwendet wurden.

Mit Hilfe der vorgestellten Modellierung wird die praktische Auslegung zweiflutiger Turbinen und ihre Abstimmung mit der motorischen Seite erheblich erleichtert und auf eine valide Basis gestellt.

## Vorwort des Autors

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen von Grundlagenuntersuchungen von Turboaufladekonzepten für Verbrennungskraftmaschinen während meiner Tätigkeit in der Vorentwicklung der Daimler AG und am Institut für Thermische Strömungsmaschine des Karlsruher Instituts für Technologie.

Ganz besonderen Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer, Leiter des Instituts für Thermische Strömungsmaschinen, für die wissenschaftliche Betreuung und Übernahme des Hauptreferates, den wertvollen Diskussionen und Anregungen sowie das stets entgegengebrachte Vertrauen. Herrn Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch danke ich für die Übernahme des Korreferates.

Weiterhin danke ich Herrn Dr.-Ing. Achmed Schulz für die fachliche und persönliche Unterstützung sowie die stets inspirierenden Ratschläge auf den vielfältigen fachlichen Schwerpunkten dieser Arbeit. Für die fachliche Unterstützung bei der Durchführung der Versuche danke ich Herrn Dr.-Ing. Carsten Mende und Herrn Dr.-Ing. Benno Wurm.

Mein Dank geht ebenso an Herrn Dr. Klaus Fieweger und Herrn Siegfried Weber für die Ermöglichung dieser Arbeit sowie den konstruktiven Diskussionen im Verlauf der Arbeit. Besonders danken möchte ich Herrn Thomas Kuhn für die fruchtbare Zusammenarbeit und der wissenschaftlichen Vergegenwärtigung.

Darüber hinaus möchte ich mich bei meinen ehemaligen Kollegen, sowohl des Wissenschaftlichen Instituts als auch der Daimler AG, für die freundschaftliche und kooperative Zusammenarbeit bedanken.

Nicht zuletzt gilt mein Dank meiner Familie, insbesondere meiner Frau Inga ter Haseborg, für den ausnahmslosen Rückhalt und der Ermutigung zur Fertigstellung dieser Arbeit.

Stuttgart, im Juli 2021

Nils Brinkert

## Kurzfassung

Das Ziel dieser Arbeit ist zunächst, das Verständnis für die Strömungsphänomene einer zweiflutigen asymmetrischen Radialturbine zu vertiefen. Basierend auf diesem Verständnis wird eine Methode entwickelt, die das Zusammenspiel der Turbine mit der Verbrennungskraftmaschine verlässlich und mit geringem Zeitaufwand vorhersagen kann. Die derzeit ungenügende, auf Kennfeldern beruhende Beschreibung der Turbine bei der Ladungswechselsimulation eines Abgasturbolader-aufgeladenen Motors soll verbessert werden. Die notwendigen aerodynamischen und thermodynamischen Messungen zur Beschreibung des Betriebsverhaltens der zweiflutigen Turbine werden im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführt.

Einer Sichtung der auf diesem Gebiet bereits veröffentlichten wissenschaftlichen Arbeiten folgt eine Diskussion der Grundlagen der Turboaufladung. Es wird auf die Notwendigkeit der Kennfeldaufbereitung und die zu erwartenden Turbinenrandbedingungen im motorischen Betrieb eingegangen. Zur experimentellen Untersuchung wird eine Versuchsanlage ausgelegt, konstruiert und aufgebaut, die es erlaubt, die Randbedingungen für beide Fluten individuell einzustellen. Die Untersuchungen werden unter stationären Bedingungen durchgeführt, wobei besonderer Wert auf die Strömungsähnlichkeit bei unterschiedlichen Eintrittsbedingungen der beiden Fluten gelegt wird. Zum besseren Verständnis der Strömungsphänomene im Bereich der Zusammenführung der beiden Fluten der Turbine werden ergänzend laseroptische Strömungsanalysen durchgeführt. Die experimentell gewonnenen Daten werden schließlich zur Validierung eines dreidimensionalen Simulationsmodells verwendet.

Die Strömung in der zweiflutigen Turbine wird weiterhin numerisch berechnet. Hierdurch lassen sich sehr detaillierte Erkenntnisse, vor allem in erweiterten motornahen Betriebsbereichen, die u.U. zu Rückströmungen in den einzelnen Fluten führen, gewinnen.

Aus den Ergebnissen von Versuch und dreidimensionaler numerischer Strömungssimulation wird ein Modell der zweiflutigen Turbine für die Ladungswechselsimulation entwickelt und mit Ergebnissen aus Motorversuchen validiert. Zum Verständnis der Interaktion von Motor und Turbine wird das Interaktionskennfeld eingeführt und ein Ansatz zur betriebspunktorientierten Auslegung und Optimierung einer zweiflutigen Turbine vorgestellt. Außerdem wird ein Ansatz, der lediglich die Randkennfelder der zweiflutigen Turbine nutzt, vorgestellt.

Abschließend werden besondere Konstellationen der Turbine, wie vertauschte Flutenanordnung und Einzelbeaufschlagung der Fluten sowohl experimentell als auch numerisch analysiert. Es folgen eine abschließende Zusammenfassung und eine Diskussion dieser weiterführenden Untersuchungen.



## Abstract

The aim of this study is to gain further understanding of the flow phenomena of twin scroll turbines at the example of the asymmetric twin scroll radial turbine. A method of representation of the interaction of the twin scroll turbine and the internal combustion engine is the result aimed for. The accuracy of the twin scroll turbine model in the gas exchange simulation is to be improved in terms of modeling quality. The necessary measurement methodology of twin scroll turbines is to be developed in order to support the established modeling process.

The consideration of the already published scientific papers in this context follows the basics of turbocharging. The need for turbine map extrapolation methods and the anticipated turbine boundary conditions under engine operating conditions are discussed. Experimental results of the twin scroll asymmetric turbine are presented under stationary conditions. An approach to ensure the flow similarity at different inlet conditions of both turbine inlets is presented. For further understanding of the flow process, airfoil measurements of the twin scroll asymmetric turbine are presented in the merge of the flow of the two volutes near the turbine wheel inlet. The model is validated on results of stationary experiments and three-dimensional simulation results. By means of numerical analysis, the turbine is studied in detail in terms of flow behavior and extended operating ranges are considered, such as backflow. The study of the turbine under engine related operating conditions to understand the interaction of the two machines follows. Based on the experimental results and the three-dimensional numerical analysis, a modeling method of twin scroll turbines in the engine process simulation is presented. This is validated against engine experimental results. The interaction map is introduced, showing the interaction of the engine and the turbine. An approach for the identification of the operating range for further design optimization is presented. An approach of a modeling method is presented which is merely based on the boundary maps of the twin scroll turbine operating conditions. Finally, further investigation of the twin scroll turbine will be presented based on numerical and experimental results. A summary and a discussion about further investigations conclude this work.



---

## Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis .....	XII
1 Einführung .....	1
1.1 Motivation.....	1
2 Technische Grundlagen der Abgasturboaufladung .....	3
2.1 Abgasturboaufladung der Verbrennungskraftmaschine .....	3
2.2 Thermodynamische Grundlagen des Abgasturboladers.....	5
2.2.1 Allgemeine reduzierte Strömungskennzahlen .....	5
2.2.2 Verdichter .....	7
2.2.3 Turbine .....	8
2.3 Zweiflutige Turbine.....	11
2.4 Turbinenkennfelddarstellung.....	13
3 Wissenschaftlicher Kenntnisstand zu zweiflutigen Turbinen .....	15
3.1 Strömungsverhalten zweiflutiger Turbinen .....	15
3.2 Turbinenkennfeldinter- und -extrapolation .....	17
3.3 Modellierung des Strömungsverhaltens zweiflutiger Turbinen.....	19
4 Zielsetzung und Untersuchungsmethodik.....	23
4.1 Ziel der Arbeit.....	23
4.2 Untersuchungsmethodik .....	25
5 Experimentelle Untersuchungen .....	27
5.1 Versuchsträger .....	27
5.2 Versuchsanlage .....	29
5.3 Klassische Turbinenkennfeldmessung .....	31
5.3.1 Gleich- und Einzelbeaufschlagung .....	32
5.3.2 Ungleichbeaufschlagung bei konstantem Strangdruckverhältnis .....	37
5.4 Strömungsähnlichkeit bei Turbinenkennfeldvermessungen.....	42
5.4.1 Ungleichbeaufschlagung bei konstantem Machzahlverhältnis.....	47
5.4.2 Ermittlung der Reibungsverluste .....	51
5.4.3 Temperaturungleichbeaufschlagung .....	55
5.4.4 Druck- und Temperaturungleichbeaufschlagung.....	59
5.5 Strömungsprofilmessungen .....	62
5.5.1 Messprinzip und Versuchsaufbau .....	63
5.5.2 Untersuchung der Geschwindigkeitsprofile .....	69

5.5.3	Untersuchung der Strömungsähnlichkeit.....	77
6	Dreidimensionale numerische Untersuchung.....	82
6.1	Methodik und Strömungsmodell.....	82
6.2	Betrachtung der Turbine unter stationären Randbedingungen .....	84
6.2.1	Validierung des numerischen Verfahrens mittels Integralkennwerte .....	84
6.2.2	Validierung des numerischen Verfahrens mittels detaillierter Strömungsprofilmessungen.....	86
6.2.3	Gleich- bzw. Einzelbeaufschlagung.....	90
6.2.4	Druck-Ungleichbeaufschlagung.....	95
6.2.5	Temperatur-Ungleichbeaufschlagung .....	101
6.2.6	Konstantes Druckverhältnis einer Turbinenflut.....	106
6.2.7	Rückströmung .....	109
6.3	Betrachtung der Turbine unter motornahen Randbedingungen.....	111
6.3.1	Turbinenmodellierung und Randbedingungen .....	111
6.3.2	Numerische Ergebnisse der instationären Turbinenbetrachtung .....	113
7	Turbinenmodellierung in der Motorprozesssimulation .....	118
7.1	Zweiflutige Turbinenmodellierung .....	118
7.1.1	Identifikation des Strömungszustandes der zweiflutigen Turbine .....	119
7.1.2	Turbinendrehzahlmodellierung.....	122
7.1.3	Flussdiagramm der zweiflutigen Turbinenmodellierung .....	122
7.2	Zweiflutige Turbine unter Motorrandbedingungen .....	124
7.2.1	Detaillierte Untersuchung des Turbinenverhaltens .....	124
7.2.2	Vergleich der Ergebnisse zur 3-dimensionalen Simulation .....	130
7.2.3	Turbinenverhalten bei unterschiedlichen Motordrehzahlen .....	134
7.3	Betriebspunktorientierte Optimierung zweiflutiger Turbinen .....	137
7.4	Randkennfeldbasierte Turbinenmodellierung.....	139
7.4.1	Durchsatzparametermodellierung .....	139
7.4.2	Turbinenwirkungsgradmodellierung.....	141
7.4.3	Modellierungsgüte.....	142
8	Diskussion und Ausblick .....	146
	Abbildungsverzeichnis .....	152
	Tabellenverzeichnis.....	160
	Literaturverzeichnis.....	162
	Anhang.....	172
	Weiterführende Untersuchung und Optimierung.....	172
	Vertauschte Flutenanordnung .....	172

---

<i>Numerische Betrachtung</i> .....	173
<i>Experimentelle Betrachtung</i> .....	176
Untersuchung der Einzelbeaufschlagung - Teilstromturbine.....	177
<i>Numerische Betrachtung</i> .....	178
<i>Experimentelle Betrachtung</i> .....	182
Zusätzliche Informationen und Auswertungen.....	184
Lebenslauf.....	191

---

## Symbolverzeichnis

### *Lateinische Symbole*

<b>Formelzeichen</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bedeutung</b>
$A_{\text{eff}}$	$[m^2]$	effektive Strömungsfläche
$a$	$[m/s]$	Schallgeschwindigkeit
$a$	$[-]$	Polynomkoeffizienten
$b$	$[m]$	Düsenbreite
$C$	$[-]$	Konstante
$c$	$[m/s]$	Geschwindigkeit im Absolutsystem
$D$	$[m]$	Durchmesser
$c_p$	$[J/(kg \cdot K)]$	spezifische Wärmekapazität
$H$	$[J]$	Enthalpie
$h$	$[J/kg]$	Spezifische Enthalpie
$I$	$[-]$	Anzahl Messpunkte
$k$	$[m^2/s^2]$	turbulente kinetische Energie
$L_{\text{st}}$	$[-]$	stöchiometrischer Luftbedarf
$\dot{m}$	$[kg/s]$	Massenstrom
$M$	$[N \cdot m]$	Moment
$M^*$	$[-]$	kritische Machzahl
$Ma$	$[-]$	Machzahl
$N$	$[-]$	Anzahl, Umfangsgeschwindigkeitsverhältnis
$n$	$[1/min]$	Drehzahl
$n_{\text{norm}}$	$[1/(min \cdot \sqrt{K})]$	reduzierte Drehzahl
$P_c$	$[W]$	Leistung
$p$	$[Pa]$	Druck
$\dot{Q}$	$[W]$	Wärmestrom
$R_{\text{Luft}}$	$[J/(Kg \cdot K)]$	spezifische Gaskonstante der Luft
$R$	$[m]$	Radius
$r$	$[m]$	Radialkoordinate
$T$	$[K]$	Temperatur
$T_{\text{norm}}$	$[-]$	normierte Temperatur

---

$t$	[s]	Zeit
$Tu$	[-]	Turbulenzgrad
$u$	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit
$V_H$	[m <sup>3</sup> ]	Hubvolumen
$\dot{V}$	[m <sup>3</sup> /s]	Volumenstrom
$w$	[m/s]	Geschwindigkeit im Relativsystem
$z$	[m]	Axialkoordinate

### *Griechische Symbole*

<b>Formelzeichen</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bedeutung</b>
$\alpha$	[-]	Drehzahlabhängigkeit des korrigierten Strangdruckverhältnisses
$\beta$	[-]	korrigiertes Strangdruckverhältnis
$\Gamma$	[-]	Reaktionsgrad
$\gamma$	[-]	Wirkungsgradverhältnis der Einzelfluten
$\varepsilon$	[-]	Turbulente Dissipation
$\eta$	[-]	Wirkungsgrad
$\kappa$	[-]	Isentropenexponent
$\lambda$	[-]	Kraftstoffluftverhältnis
$\lambda_{vol}$	[-]	Liefergrad
$\zeta$	[-]	Turbinenwirkungsgradverhältnis unterschiedlicher Modellierungsansätze
$\pi$	[-]	Druckverhältnis
$\pi_{Str}$	[-]	Strangdruckverhältnis
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Dichte
$\tau_{Str}$	[-]	Strangtemperaturverhältnis
$\Phi$	[kg · $\sqrt{K}$ / (s · bar)]	Durchsatzparameter
$\Phi_{Str}$	[-]	Durchsatzparameterverhältnis
$\Psi$	[-]	Durchflussfunktion
$\omega$	[1/s]	Winkelgeschwindigkeit

### *Indizes*

---

abs	Absolut
e	Effektiv
H	Hub
i	Summationsvariable
is	isentrop
kr	Kraftstoff
m	Mittelwert
max	Maximum
min	Minimum
mech	mechanisch
norm	normiert
R	Reibung
r	radial
rt	relativ tangential
red	reduziert
St	stöchiometrisch
Str	Strang
s	Statisch
T	Turbine
TR	Turbinenrad
t	total
tang	tangential
V	Verdichter
0,1,2,3,...	Unterschiedliche Positionen im Strömungspfad

### ***Definitionen und Abkürzungen***

AGR	Abgasrückführung
AGR-K	Abgasrückführungskühler
ASY	Asymmetrieverhältnis
ATL	Abgasturbolader
CAD	Computer-Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
DS	Druckseite des Schaufelkanals
HDT	Hochdruck-Hochtemperatur-Labor



LDA	Laser-Doppler-Anemometrie
LLK	Ladeluftkühler
NFZ	Nutzfahrzeug
PKW	Personenkraftwagen
SS	Saugseite des Schaufelkanals
TD	Teildüse
TR	Turbinenrad



---

# 1 Einführung

Gegenwärtig wird das „Downsizing“ von Verbrennungsmotoren als eine der wirkungsvollsten Maßnahmen zur Absenkung des Kraftstoffverbrauchs von Fahrzeugantrieben angesehen. Nachdem bereits seit Jahren keine Dieselmotoren mehr ohne die mit dem Downsizing verbundene Abgasturboaufladung auf dem Markt erschienen sind, werden heute auch im Segment der Ottomotoren nur noch wenige Konzepte ohne Aufladeeinheit vorgestellt. Es ist davon auszugehen, dass in absehbarer Zukunft im Pkw-Sektor nur noch Nischenmodelle mit Saugmotoren versehen werden. Dem Turbolader kommt damit eine immer wichtigere Rolle zu, wenn nicht die wichtigste unter der Vielzahl an Motorkomponenten. Neben den in den letzten Jahren erheblich gestiegenen Anforderungen bezüglich des Kraftstoffverbrauchs müssen heutige Fahrzeugantriebe die Werte der dynamischen Fahrleistungen bisheriger Saugmotoren erfüllen und gleichzeitig die strenger werdenden Emissionsgrenzen einhalten. In der Summe der Potentiale hinsichtlich technischer Wirksamkeit, Kosteneffizienz, Bauraumbedarf, Gewicht etc. stellen sich immer höhere Aufladegrade als zielführend dar. Dies ist per se nachteilig für das transiente Verhalten des Verbrennungsmotors. Ein optimal auf den Verbrennungsmotor abgestimmtes Aufladeaggregat ist daher unerlässlich, um maximale Verbrauchspotentiale auszunutzen und gleichzeitig Einbußen bei der Motordynamik zu vermeiden. Dies ist unter den heutigen Entwicklungsrandbedingungen nur durch ein weiter vertieftes Verständnis der Funktion des Aufladeaggregates sowie eine in die Entwicklung einbezogene Simulation des aufgeladenen Motorprozesses zu erreichen. Die Motorprozesssimulation ist hierbei anerkanntermaßen das Werkzeug der Wahl, gerade in der frühen Entwicklungsphase, wenn die Potentiale unterschiedlicher Konzepte zu bewerten sind. Die Simulationsgüte bei der Vorausberechnung ist also von erheblicher Bedeutung, da der gesamte Entwicklungsprozess von der konzeptionellen Entscheidung beeinflusst wird.

## 1.1 Motivation

Eine technische Maßnahme zur Weiterentwicklung der Abgas-Turboaufladung hat in den letzten Jahren zunehmend Verbreitung gefunden: die Ausführung des Turbinengehäuses des Abgasturboladers (ATL) als mehrflutige, insbesondere als zweiflutige Spirale. Diese Ausprägung des ATL verspricht bei geeigneter Auslegung der Spiralquerschnittsverläufe sowie der Turbinenradgeometrien deutliche Vorteile beim Erzielen eines Kompromisses zwischen einem hohen Grad des Downsizings und einem zufriedenstellenden Transientverhalten. Der heutige Stand bei der Behandlung und Abbildung der zweiflutigen Turbine im Zusammenspiel mit der Verbrennungskraftmaschine ist mit der eindimensionalen Ladungswechselrechnung jedoch ungenügend. Bedingt durch unzureichende Modelle zur Beschreibung der Interaktion von Turbinenfluten und Verbrennungsmotor ist eine Vorausberechnung des Strömungsverhaltens von mehrflutigen Turbinen derzeit de facto

nicht gegeben. Zum einen ist der Extrapolationsbedarf für die in die Simulation eingehenden ATL-Kennfelder der zweiflutigen Turbine im Vergleich zur einflutigen höher, da über einem Arbeitsspiel der Verbrennungskraftmaschine stärker schwankende Randbedingungen auftreten. Zum anderen ist die Gültigkeit der üblicherweise bei gleichen Eintrittszuständen an den Fluten gemessenen Turbinenkennfelder bei der stark ungleichen Beaufschlagung am Motor nicht mehr gegeben. Die Fehlermöglichkeiten der Simulation vergrößern sich noch, wenn die Rückwirkung der Aufladung auf den gesamten Motorbetrieb zunimmt, wie es z.B. bei Systemen mit Abgasrückführung (AGR) im Hochdruckpfad der Fall ist. Eine korrekte Vorhersage des Turbinenaufstaus ist Voraussetzung für die richtige Berechnung der sich einstellenden AGR-Rate. Besondere ATL-Ausführungen wie die der asymmetrischen zweiflutigen Turbine, deren Fluten zur Bereitstellung bestimmter AGR-Raten dimensioniert werden, sind in ihrem Anspruch bei der Modellbildung noch kritischer einzustufen.

---

## 2 Technische Grundlagen der Abgasturboaufladung

In dieser Arbeit soll die zweiflutige asymmetrische Turbine sowohl unter motorischen als auch unter Brennkammerbedingungen untersucht werden. Für das Verständnis des Zusammenspiels von Verbrennungskraftmaschine und Abgasturbolader ist die Kenntnis einiger grundlegender Zusammenhänge notwendig, die im Folgenden dargelegt werden. Weiterführende detailliertere Einblicke bieten unter anderen die Arbeiten von Zinner (1975), Watson et al. (1982), Traupel (1988), Hiereth (2003) und Moustapha et al. (2003).

### 2.1 Abgasturboaufladung der Verbrennungskraftmaschine

Die Abgasturboaufladung wird zur Steigerung der spezifischen Leistung der Verbrennungskraftmaschine eingesetzt. Ihre Wirkungsweise lässt sich am besten anhand der Definition der spezifischen Leistung eines Viertaktmotors nachvollziehen.

$$\frac{P_e}{V_H} = \frac{\eta_e \cdot \lambda_{vol} \cdot n \cdot H_{kr} \cdot \rho}{2 \cdot \lambda \cdot L_{st}} \quad (2.1)$$

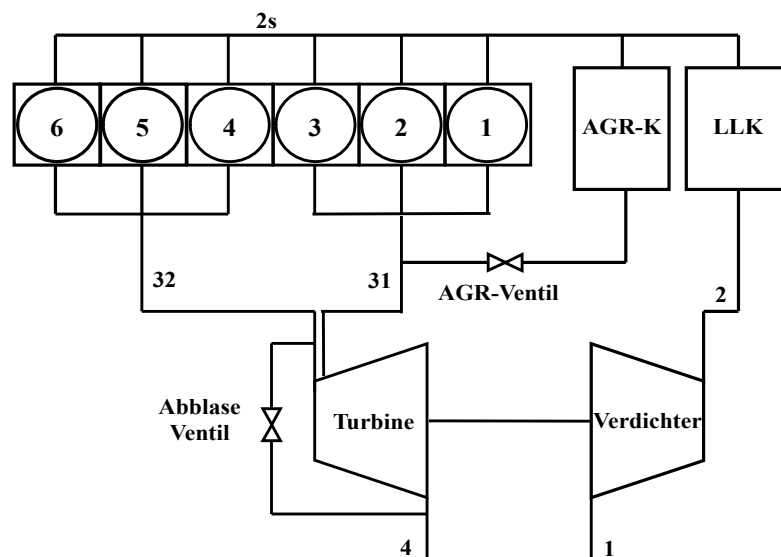
Aus Gl. 2.1 können unterschiedliche Ansätze abgeleitet werden, welche eine Leistungssteigerung ermöglichen. Für einen Kraftstoff ist der Heizwert gegeben, während das Kraftstoff-Luft-Verhältnis über die Verbrennung vorgegeben ist. Der Liefergrad sowie der effektive Wirkungsgrad bergen in der heutigen Entwicklungsstufe der Verbrennungskraftmaschinen nicht das gesuchte Potential einer erheblichen Leistungssteigerung. Somit ist im Zeitalter des „Downsizings“ und „Downspeedings“ die Ladungsdichte der Weg zu einer deutlichen Anhebung der spezifischen Leistung (Golloch (2005), Spicher (2007)).

$$\rho = \frac{P}{R_{Luft} \cdot T} \quad (2.2)$$

Bei Betrachtung der Ladeluft als ideales Gas wird deutlich, dass neben der Temperaturabsenkung eine Anhebung des Druckes zielführend ist, wie aus Gl. 2.2 ersichtlich. Unter der Annahme eines isentropen oder polytropen Verdichtungs Vorgangs folgt der Drucksteigerung auch eine Temperaturanhebung des verdichteten Mediums, welche neben einer Ladungsreduzierung auch zu nachteiligen Folgen in der Verbrennung führen kann. Daher wird die moderne Turboaufladung üblicherweise mit einer Ladeluftkühlung versehen.

Der Einsatz einer AGR in derzeitigen Dieselmotoren zur Reduzierung der durch die Verbrennung entstehenden Emissionen ist bei der Auslegung heutiger Aufladekonzepte zu berücksichtigen. Es besteht somit die Notwendigkeit, ein für die AGR notwendiges Spülgefälle zu erzeugen. Da die Zertifizierung von Nutzfahrzeugmotoren nahezu den gesamten Motorlastbereich berücksichtigt, muss gewährleistet werden, dass die Abgasrückführung in jedem Motorbetriebspunkt stattfindet.

Um den in der Nutzfahrzeugbranche hohen Ansprüchen bezüglich des Kraftstoffverbrauchs unter Einhaltung der Leistungsanforderungen und der Emissionsgrenzen gerecht zu werden, wurde die asymmetrische Turbine von Sumser et al. (2004) vorgestellt. Diese ist aus der bei den Sechszylinder-Nutzfahrzeugmotoren üblichen zweiflutigen Turbine entstanden und ist schematisch in Bild 2.1 dargestellt. Besonderes Merkmal der asymmetrischen Turbine ist die unterschiedliche Funktion beider Turbinenfluten zur Bereitstellung der motorischen Randbedingungen. Die unterschiedlichen Positionen im Strömungspfad werden entsprechend dem dargestellten Schema von eins bis vier gekennzeichnet und im weiteren Verlauf dieser Arbeit analog verwendet. Die Positionen eins und zwei beschreiben die Zustände vor und nach dem Verdichter, während die Positionen drei und vier die Zustände vor und nach der Turbine repräsentieren.



**Bild 2.1:** Gasführung eines 6-Zylinderreihenmotors mit einer zweiflutigen asymmetrischen Turbine

Jeder Turbinenflut werden die Abgase von drei Zylindern zugeführt, was die aus vielen Serienanwendungen bekannte Aufteilung der Zylinder-Ausschiebepulse bewirkt und eine Form der Stoßaufladung darstellt. So wird vermieden, dass zwei jeweils in der Zündfolge aufeinander folgende Zylinder in die gleiche Turbinenflut ausschleiben, was einen erhöhten Restgasgehalt bewirken kann. Im Unterschied zu konventionellen, d.h. symmetrischen zweiflutigen Turbinen wird das für die schadstoffarme Verbrennung notwendige zurückgeführte Abgas nur aus dem Abgaskrümmern der Zylinder eins bis drei entnommen. Die Auslegung dieser Turbinenflut orientiert sich somit an den Erfordernissen der AGR und gewährleistet, dass ein ausreichend hoher Aufstau vor der Turbine entsteht und damit das Fördern der gewünschten Abgasmenge möglich ist. Das genutzte Abblaseventil für die Regelung des Ladedrucks wirkt im Abgaskrümmern der Zylinder vier bis sechs. Durch diese Gasführung wird erreicht, dass sich die motorischen Ladungswechselnachteile infolge des nötigen Aufstaus auf die Zylinder eins bis drei beschränken. Somit ist die Möglichkeit gegeben, die Turbinenflut der Zylinder vier bis sechs luftbedarfsgerecht bzw.

wirkungsgradoptimal auszulegen. Weiterführende Untersuchungen sind der Arbeit von Müller et al. (2008b) zu entnehmen.

Die Turbinenflut der Zylinder eins bis drei wird als AGR-Flut bezeichnet und die Turbinenflut der Zylinder vier bis sechs als Lambda-Flut. Die einzelnen Turbinenfluten werden somit hinsichtlich ihrer Auslegungsmerkmale benannt. Eine weiterführende Beschreibung der Turbinenfluten wird im Anschluss gegeben.

## 2.2 Thermodynamische Grundlagen des Abgasturboladers

In den folgenden Abschnitten werden die thermodynamischen Grundlagen der Strömungsmaschinen eines Abgasturboladers beschrieben. Neben der Betrachtung des Verdichters und der Turbine wird auf die Normierung der beschreibenden Kennzahlen eingegangen, welche die Vergleichbarkeit und geometrische Skalierung von Strömungsmaschinen bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen ermöglichen.

### 2.2.1 Allgemeine reduzierte Strömungskennzahlen

Das Verhalten der Strömungsmaschinen Verdichter und Turbine des Abgasturboladers kann für einen Betriebspunkt mit Kennzahlen, die aus den thermodynamischen Randbedingungen der Maschinen gebildet werden, beschrieben werden. Es werden u.a. Kennzahlen zur Beschreibung der Drehzahl, des Massenstroms, des Druckverhältnisses und des Wirkungsgrads verwendet (Baines (2005), Hiereth (2003), Traupel (1988), Watson et al (1982), Zinner (1975)). Diese haben üblicherweise eine dimensionslose Darstellung und beruhen auf dem Ansatz der Mach'schen Ähnlichkeit. Zur Beschreibung der Kennzahlen folgt zunächst die Definition der Machzahl:

$$Ma = \frac{c}{a} = \frac{c}{\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_s}} \quad (2.3)$$

Um den Temperatureinfluss des kompressiblen Mediums und das drehzahlabhängige Verhalten zu entkoppeln, wird die reduzierte Drehzahl gebildet. Durch den hohen Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit auf die Energiewandlung der Strömungsmaschine wird die Umfangsgeschwindigkeit des Rotors auf die kritische Schallgeschwindigkeit bezogen, woraus sich die Umfangslavallzahl definiert, dargestellt in Gl. (2.4).

$$M_u^* = \frac{u}{a^*} \quad (2.4)$$

Über die Rotordrehzahl sowie den Rotordurchmesser kann die Umfangsgeschwindigkeit ermittelt werden. Die Schallgeschwindigkeit wird üblicherweise auf die Totaltemperatur am Laufradeintritt bezogen. Die Umfangsmachzahl ist somit über folgende Gleichung definiert.

$$M_u^* = \frac{n_{Abs} \cdot \pi \cdot D_{Rotor}}{\sqrt{\frac{2 \cdot \kappa \cdot R \cdot T_t}{\kappa + 1}}} = \frac{\pi \cdot D_{Rotor}}{\sqrt{\frac{2 \cdot \kappa \cdot R}{\kappa + 1}}} \cdot \frac{n_{Abs}}{\sqrt{T_t}} \quad (2.5)$$

Die zur Umfangsmachzahl proportionale reduzierte Drehzahl ist daher nicht dimensionslos, sondern weist im Verlauf dieser Arbeit die für wissenschaftliche Arbeiten im Bereich Abgasturbolader üblich verwendete Einheit  $[1/(\text{min} \cdot \sqrt{K})]$  auf und wird wie folgt definiert (Watson et. al (1982), Zinner (1975), Pucher et al. (2012)):

$$n_{red} = \frac{n_{Abs}}{\sqrt{T_t}} \quad (2.6)$$

Die reduzierte Drehzahl wird für den Verdichter und die Turbine jeweils mit der Eintrittstemperatur bestimmt.

Das Durchsatzverhalten von Strömungsmaschinen wird mit der Durchsatzkennzahl beschrieben, auch bekannt als Durchsatzparameter. Dieser wird aus dem Verhältnis der Strömungsgeschwindigkeit des Stromfadens unter der Annahme eindimensionaler Strömung am Eintritt in die Strömungsmaschine und der Schallgeschwindigkeit abgeleitet. Der reduzierte Durchsatz ist daher auf die Machzahl zurückzuführen und in Gl. (2.7) definiert.

$$\phi_{red} \equiv \frac{c}{a} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A \cdot a} = Ma_x \quad (2.7)$$

Unter der Annahme adiabater Zustandsänderung, der Verwendung eines idealen Gases und der Berücksichtigung der Isenstromenbeziehungen wird folgender Zusammenhang nach Auflösung des Massenstroms erreicht (eine ausführliche Herleitung von Gl. 2.8 findet sich im Anhang):

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot c = A \cdot p_t \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_t}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left( \left( \frac{p}{p_t} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p}{p_t} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}} \right)} \quad (2.8)$$

$$\phi_{red} = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_t}}{p_t} = A \cdot \sqrt{\frac{2}{R}} \cdot \psi \quad (2.9)$$

In Gl. 2.8 ist die Durchflussfunktion  $\psi$  zu erkennen, welche neben den Stoffgrößen lediglich vom Druckverhältnis abhängig ist. Analog zur reduzierten Drehzahl werden für eine bestimmte Strömungsmaschine die geometrischen und die Stoffeigenschaften üblicherweise vernachlässigt. Nach Umstellung wird der Durchsatzparameter in Gl. (2.9) dargestellt, welcher sich auf den ersten Teil der Gleichung bezieht. Der Durchsatzparameter ist somit nicht dimensionslos, sondern weist die bei Abgasturboladern übliche Einheit  $[kg \cdot \sqrt{K} / (s \cdot bar)]$  auf (Watson et. al (1989), Zinner (1975), Pucher et al. (2012)).



### 2.2.2 Verdichter

Der Verdichter des Abgasturboladers ist in radialer Bauart ausgeführt und hat die Aufgabe, die zugeführte Luft des Motors zu verdichten. Der Luft wird über das Verdichterlaufrad Leistung zugeführt, was zu einer Enthalpieerhöhung und damit zu einem Druckanstieg führt (siehe Bild 2.2).

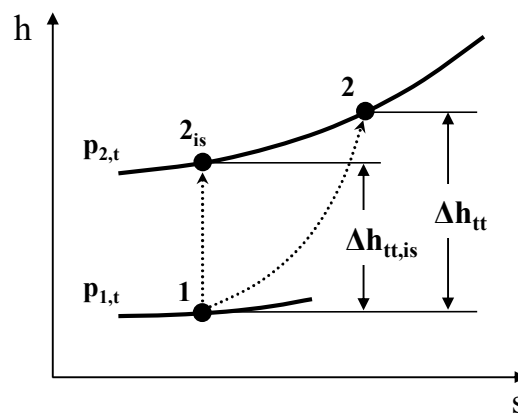


Bild 2.2: Thermodynamische Zustandsänderung im Verdichter

Die aufgenommene Leistung des Verdichters wird aus dem gemessenen Massenstrom des Arbeitsmediums und der Erhöhung der spezifischen Totalenthalpie berechnet.

$$P_V = \dot{m}_V \cdot \Delta h_{tt} \quad (2.10)$$

Die Zustandsänderung im Verdichter ist verlustbehaftet und kann mit Hilfe des isentropen Wirkungsgrades charakterisiert werden. Dieser bildet sich aus dem Verhältnis der Totalenthalpiedifferenz bei isentroper Verdichtung und tatsächlicher verlustbehafteter Verdichtung.

$$\eta_{V,tt,is} = \frac{\Delta h_{tt,is}}{\Delta h_{tt}} \quad (2.11)$$

Aus dem Totaldruckverhältnis und der Totaltemperatur am Verdichtereintritt lässt sich über die Isentropenbeziehung die isentrope Totaltemperatur am Verdichteraustritt ermitteln.

$$T_{2,t,is} = T_{1,t} \cdot \left( \frac{p_{2,t}}{p_{1,t}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (2.12)$$

Aus der isentropen und tatsächlichen Enthalpiedifferenz über dem Verdichter lässt sich der isentrope Verdichterwirkungsgrad ermitteln.

$$\Delta h_{tt,js} = c_p \cdot (T_{2,t,js} - T_{1,t}) \quad (2.13)$$

$$\Delta h_{tt} = c_p \cdot (T_{2,t} - T_{1,t}) \quad (2.14)$$

$$\eta_{V,tt,js} = \frac{T_{1,t}}{T_{2,t} - T_{1,t}} \left[ \left( \frac{p_{2,t}}{p_{1,t}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (2.15)$$

Das Totaldruckverhältnis wird mit  $\pi$  bezeichnet und ist wie folgt definiert:

$$\pi_{V,tt} = \frac{p_{2,t}}{p_{1,t}} \quad (2.16)$$

Zur experimentellen Bestimmung des Verdichterwirkungsgrades ist es erforderlich, Druck und Temperatur stromauf und stromab des Verdichters zu messen. Durch die zum Teil stark drallbehaftete Strömung stromab des Verdichters kann die messtechnische Erfassung der totalen Zustandsgrößen fehlerbehaftet ausfallen. Um dem entgegenzuwirken, erfolgt die Zustandsmessung stromab des Verdichters nach einer definierten Beruhigungsstrecke.

In der praktischen Anwendung wird der in Gl. (2.9) definierten Verdichterdurchsatzparameter auf einen Normzustand bezogen (SAE (1989)). Es ergibt sich somit ein normierter Massenstrom, welcher zur Kennfelddarstellung genutzt wird und die Einheit [kg/s] aufweist, dargestellt in Gl. (2.17).

$$\dot{m}_{V,norm} = \frac{\dot{m}_V \cdot \sqrt{T_{t,1}}}{p_{t,1}} \cdot \frac{p_{norm}}{\sqrt{T_{norm}}} \quad (2.17)$$

### 2.2.3 Turbine

Die für die Verdichtung der Luft notwendige Leistung des Verdichters wird von der Turbine bereitgestellt, welche bei Nutzfahrzeugen häufig als Radialturbine ausgeführt ist. Das Arbeitsmedium (Abgas) gibt während des Durchströmens Leistung an das Turbinenrad ab und wird dabei entspannt. Gleichzeitig sinkt die Temperatur des Arbeitsmediums. Bild 2.3 stellt den qualitativen Verlauf der Expansion dar. Sie erfolgt vom Totalzustand 3 stromauf der Turbine auf den statischen Zustand 4 stromab der Turbine.

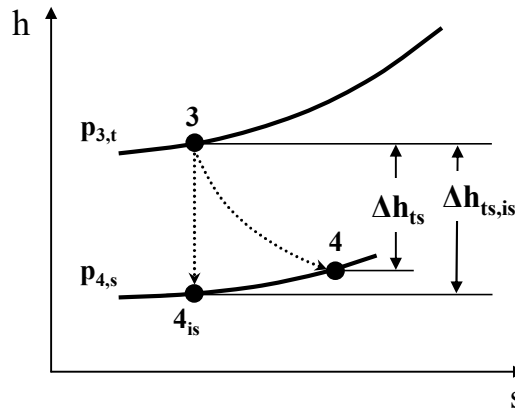


Bild 2.3: Thermodynamische Zustandsänderung in der Turbine

Die von der Turbine aufgenommene Leistung wird aus dem Massenstrom sowie den spezifischen Enthalpien der Totalzustände des Arbeitsmediums berechnet.

$$P_T = \dot{m}_T \cdot \Delta h_u \quad (2.18)$$

Das Druckverhältnis der Turbine wird mit dem statischen Zustand stromab der Turbine gebildet, da die Strömung zum Teil sehr stark drallbehaftet ist und somit der dynamische Druck messtechnisch nur schwer erfasst werden kann.

$$\pi_{T,ts} = \frac{p_{3,t}}{p_{4,s}} \quad (2.19)$$

Ebenso wie im Falle des Verdichters erfolgt der Leistungsumsatz in der Turbine verlustbehaftet und wird mit Hilfe des Turbinenwirkungsgrades charakterisiert. Der Wirkungsgrad ergibt sich aus dem Verhältnis der tatsächlichen Arbeit zu der Arbeit, die bei einer isentropen Expansion verfügbar wäre, und wird daher als isentroper Turbinenwirkungsgrad bezeichnet.

$$\eta_{T,ts,is} = \frac{\Delta h_{ts}}{\Delta h_{ts,is}} \quad (2.20)$$

Analog zum Vorgehen beim Verdichter lässt sich aus dem total-zu-statischen Turbinendruckverhältnis und der Totaltemperatur am Turbineneintritt über die Isentropenbeziehung der isentroper Turbinenwirkungsgrad ermitteln. Dieser kann gemäß folgender Gleichung bestimmt werden:

$$\eta_{T,ts,is} = \frac{T_{3,t} - T_{4,s}}{T_{3,t} \left[ 1 - \left( \frac{p_{4,s}}{p_{3,t}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (2.21)$$

Durch die stark drallbehaftete Strömung sowie den unter Standardbedingungen (SAE 1989) hohen Temperaturgradienten stromab der Turbine ist es sehr schwierig, die zur Berechnung des isentropen Turbinenwirkungsgrads notwendige statische Temperatur am Turbinenradaustritt zu messen. Daher wird der Wirkungsgrad der Turbine über eine Leistungsbilanz mit dem Verdichter berechnet. Dies hat zur Folge, dass die mechanischen Verluste der Lagerung der Turboladerwelle implizit im Turbinenwirkungsgrad enthalten sind. Demzufolge wird diese Wirkungsgradbetrachtung als isentrop-mechanisch bezeichnet und führt somit zum effektiven Turbinenwirkungsgrad.

$$\eta_{T,ts, is-mech} = \eta_{T,ts, is} \cdot \eta_{mech} = \frac{P_V}{\dot{m}_T \cdot c_{p,T} \cdot T_{3,t} \left[ 1 - \left( \frac{p_{4,s}}{p_{3,t}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (2.22)$$

Die effektive Turbinenleistung setzt sich aus der Turbinenleistung abzüglich der Verlustleistung, welche als mechanische Reibleistung bezeichnet wird, zusammen und ist definitionsbedingt gleich der Verdichterleistung.

$$P_{T,e} = P_T - P_R = P_V \quad (2.23)$$

Bei bekannter Reibleistung kann aus den Gln. (2.22) und (2.23) der isentrope Turbinenwirkungsgrad ermittelt werden. Entsprechend Gl. (2.9) ergibt sich der Durchsatzparameter der Turbine zu:

$$\phi_T = \frac{\dot{m}_T \cdot \sqrt{T_{3,t}}}{p_{3,t}} \quad (2.24)$$

Neben dem Druckverhältnis wird die Schnelllaufzahl als weitere dimensionslose Kenngröße für die Beschreibung des Turbinenverhaltens herangezogen. Sie wird als Verhältnis der Umfangsgeschwindigkeit am Turbinenradeintritt zur theoretischen Expansionsgeschwindigkeit, die sich bei einer verlustfreien isentropen Expansion vom Totalzustand vor der Turbine auf den statischen Zustand nach der Turbine ergäbe, definiert. Auf Basis der Schnelllaufzahl ist es möglich, den Drehzahleinfluss bei der Beschreibung der Turbineneigenschaften zu normieren.

$$\frac{u}{c_{is}} = \frac{\pi \cdot D_{T,eff} \cdot n_T}{\sqrt{2 \Delta h_{ts, is}}} \quad (2.25)$$

Eine weitere zur Beschreibung der Turbine verwendete dimensionslose Größe ist der Reaktionsgrad (Bauer 2009). Dieser wird als Verhältnis des isentropen Enthalpiegefälles des Turbinenrotors zur Summe der isentropen Enthalpiegefälle der Volute und des Rotors definiert.

$$\Gamma_T = \frac{\Delta h_{s,Rotor}}{\Delta h_{s,Volute} + \Delta h_{s,Rotor}} \approx \frac{h_{s,TR} - h_{s,is,4}}{h_{t,3} - h_{s,is,4}} \quad (2.26)$$

### 2.3 Zweiflutige Turbine

Bei einer mehrflutigen Turbine sind zu deren Beschreibung weitere Merkmale zu berücksichtigen. So können sich die Eintrittsbedingungen der Fluten voneinander unterscheiden. Es wird deshalb eine flutenspezifische Bezeichnung im weiteren Verlauf dieser Arbeit verwendet, welche eine Zuordnung der Eintrittszustände ermöglicht. Die unterschiedlichen Eintrittszustände der Fluten wirken sich stark auf die Strömungsvorgänge in der Turbine aus. Der jeweilige Strömungszustand kann auf Basis der durch die einzelnen Fluten der Turbine strömenden Gasmengen definiert werden. Dabei wird ein in die Turbine strömender Massenstrom als positiv definiert, während ein aus der Turbinenspirale zurück in den Abgaskrümmter strömender Massenstrom als negativ bezeichnet wird. Die unterschiedlichen Strömungszustände einer zweiflutigen Turbine sind schematisch in Bild 2.4 dargestellt.

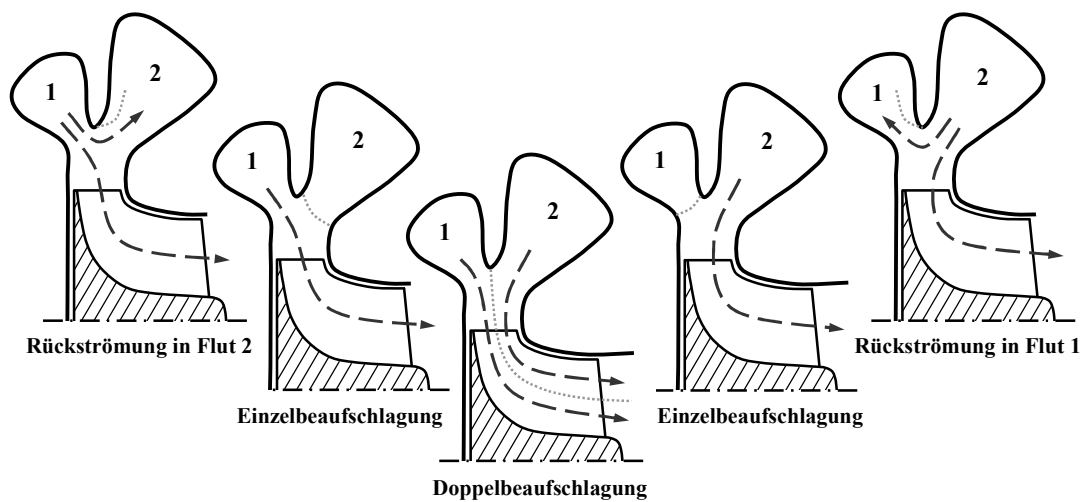


Bild 2.4: Strömungszustände der zweiflutigen Turbine

Bei einem positiven Massenstrom beider Fluten wird der Strömungszustand als Doppelbeaufschlagung bezeichnet. Für den Fall gleicher Eintrittsbedingungen der zweiflutigen Turbine ist der Zustand der Gleichbeaufschlagung erreicht, welcher einen Sonderfall der Doppelbeaufschlagung darstellt. Alle anderen Strömungszustände der Doppelbeaufschlagung werden als Ungleichbeaufschlagung bezeichnet. Bei einer vollständigen Versperung einer Flut ist der Zustand der Einzelbeaufschlagung erreicht, welcher in der Literatur auch als Teilbeaufschlagung bezeichnet wird (Schumacher (1979), Reimer et al. (1989)).

Dieser wird am Heißgasprüfstand üblicherweise über eine Absperrung der nicht beaufschlagten Flut erreicht. Bei einem negativen Massenstrom einer Turbinenflut ist der Zustand der Rückströmung erreicht, der auch als Überströmen von einer Flut in die andere Flut bezeichnet wird. In Bild 2.4 sind die Strömungszustände von der Rückströmung in die Flut 2 bis zur Rückströmung in die Flut 1 dargestellt. Die Rückströmung von der Flut 1 in die Flut 2 kann ab einem gewissen Strangdruckverhältnis auftreten. Bei einer sukzessiven Absenkung des Strangdruckverhältnisses (vgl. Gl. 2.29) werden die dargestellten Strömungszustände von links nach rechts auftreten, bis hin zur Rückströmung in die Flut 1.

Bei einer zweiflutigen Turbine werden der Druck, die Temperatur und der Massenstrom für die Turbinenflut 1 sowie für die Turbinenflut 2 individuell beschrieben. Es ergibt sich ein flutenspezifisches Turbinendruckverhältnis, welches jeweils gemäß Gl. (2.19) definiert ist. Ebenso wird ein flutenspezifischer Durchsatzparameter gemäß Gl. (2.24) definiert. Der isentrop-mechanische Turbinenwirkungsgrad ergibt sich bei einer zweiflutigen Turbine dann wie folgt:

$$\eta_{T,ts, is-mech} = \frac{P_V}{\dot{m}_{T,1} \cdot \Delta h_{ts, is,1} + \dot{m}_{T,2} \cdot \Delta h_{ts, is,2}}. \quad (2.27)$$

Es entsteht somit ein für beide Fluten und deren Randbedingungen repräsentativer Turbinenwirkungsgrad. Es ist nicht möglich, einen individuellen Turbinenwirkungsgrad für eine Turbinenflut zu berechnen. Selbst bei unterschiedlichen Eintrittszuständen beider Fluten erfolgt in der Flutenzusammenführung sowie in dem Turbinenrotor eine Mischung der Gasströme. Die Erfassung einer der Leistungsabgabe zugeordneten Expansionsendtemperatur am Turbinenaustritt für jede Turbinenflut ist somit nicht möglich, da nur eine Turbinenaustrittstemperatur messtechnisch zu erfassen ist. Die Definition des Turbinenwirkungsgrads für die zweiflutige Turbine ist somit auch für die einzelnen Fluten bei den gegebenen Randbedingungen anzusetzen. Ebenso kann die Schnelllaufzahl unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Strömungsverhältnisse in den beiden Fluten definiert werden, wie in Gleichung (2.25) dargestellt. Die unterschiedlichen Turbinenrandbedingungen führen zu einer von unterschiedlichen Autoren als repräsentativ angesehenen Schnelllaufzahl. Dale et al. (1986) haben folgende Definition der Schnelllaufzahl vorgestellt, welche auch von Copeland et al. (2008) verwendet wurde:

$$\frac{u}{c_i} = \frac{\pi \cdot D_{T,eff} \cdot n_T}{\sqrt{2 \cdot \frac{(\dot{m}_1 \cdot \Delta h_{ts, is,1} + \dot{m}_2 \cdot \Delta h_{ts, is,2})}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2}}}. \quad (2.28)$$

Die Eintrittsgrößen der zweiflutigen Turbine können miteinander in Beziehung gesetzt werden. Eine übliche Größe stellt das Turbinenstrangdruckverhältnis dar, welches sich aus den Druckverhältnissen der einzelnen Fluten bildet und in den bisherigen wissenschaftlichen Arbeiten zum Thema zweiflutiger Turbinen die größte Anwendung findet (Wünsche 1977).

$$\pi_{Str} = \frac{\pi_{ts,1}}{\pi_{ts,2}} = \frac{\rho_{t,31}}{\rho_{t,32}} \quad (2.29)$$

Eine weitere häufig verwendete dimensionslose Größe zur Charakterisierung des Betriebspunktes einer zweiflutigen Turbine bildet das mittlere Turbinendruckverhältnis.

$$\pi_{Tm} = \frac{\pi_{ts,1} + \pi_{ts,2}}{2} \quad (2.30)$$

Aus den maximal erreichten Durchsatzparametern der einzelnen Fluten bei Einzelbeaufschlagung wird das Asymmetrieverhältnis definiert, welches einen Vergleich des Durchströmverhaltens der Fluten zueinander ermöglicht.

$$ASY = \frac{\phi_{T,max,1}}{\phi_{T,max,2}} \cdot 100\% \quad (2.31)$$

Bei der im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Nomenklatur, bei der der Flut mit der kleineren Querschnittsfläche der Index 1 zugeordnet wird, ergibt sich ein Asymmetrieverhältnis kleiner als 100%. Bei einem identischen Durchströmverhalten beider Turbinenfluten ergibt sich ein Asymmetrieverhältnis von 100%. Die theoretische Randbetrachtung einer einflutigen Turbine führt zu einem Asymmetrieverhältnis von null bzw. unendlich.

## 2.4 Turbinenkennfelddarstellung

In Abhängigkeit des Druckverhältnisses lässt sich für konstante reduzierte Drehzahlen der Durchsatzparameter für ein- bzw. zweiflutige Turbinen in einem Kennfeld darstellen. Im Falle der zweiflutigen Turbine ergeben sich in Abhängigkeit des Strömungszustands individuelle Kurvenscharen. In Bild 2.5 ist der Durchsatzparameter exemplarisch für eine zweiflutige asymmetrische Turbine für die Gleichbeaufschlagung sowie den Einzelbeaufschlagungen der großen und der kleinen Flut dargestellt.

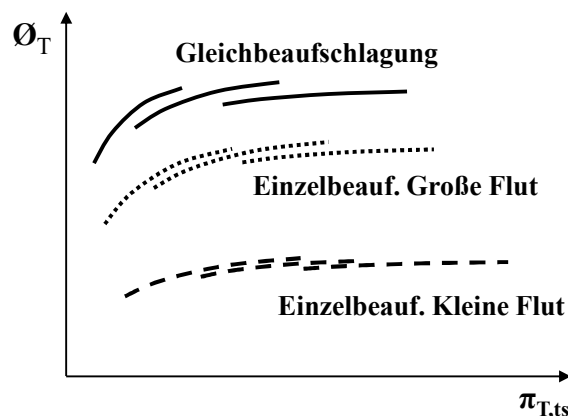
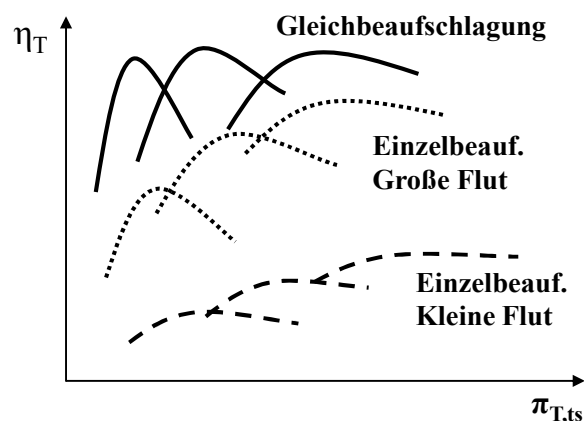


Bild 2.5: Durchsatzparameterkennfelder einer zweiflutigen Turbine

Bei einer zweiflutigen Turbine werden üblicherweise die Turbineneigenschaften bei Einzelbeaufschlagung beider Fluten sowie bei Gleichbeaufschlagung messtechnisch erfasst. Die drei Strömungszustände werden im Verlauf dieser Arbeit als Turbinenrandkennfelder bezeichnet. Die Bezeichnung der Turbinenfluten bezogen auf deren Auslegungsmerkmale, wie in Kapitel 2.1 vorgestellt, kann nun den Eigenschaften der Turbinenfluten zugeordnet werden. Die vorher definierte AGR-Flut entspricht somit in der Regel der kleinen Turbinenflut, während die Lambda-Flut die große Flut darstellt. Der Verlauf des Durchsatzparameters der zweiflutigen Turbine in Bild 2.5 verdeutlicht die unterschiedlichen Turbineneigenschaften bei den in Bild 2.4 vorgestellten unterschiedlichen Strömungszuständen. Bei Gleichbeaufschlagung wird üblicherweise der maximale Durchsatzparameter der Turbine erreicht. Bei der Einzelbeaufschlagung der einzelnen Turbinenfluten wird deren Unterschied im Durchströmverhalten ersichtlich.



**Bild 2.6: Wirkungsgradkennfelder einer zweiflutigen Turbine**

Der Turbinenwirkungsgrad der zweiflutigen Turbine ist ebenfalls für die drei Strömungszustände definiert. So wird in diesem Fall ein maximaler Turbinenwirkungsgrad bei Gleichbeaufschlagung erreicht. Die Turbinenwirkungsgrade der Einzelbeaufschlagung beider Fluten weisen üblicherweise einen deutlichen Unterschied auf, welcher zum Teil auf das Asymmetrieverhältnis zurückzuführen ist. So führt in diesem Fall der geringe Durchsatzparameter bei der Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut zu einem geringen Turbinenwirkungsgrad im Vergleich zu den erreichten Wirkungsgraden bei Einzelbeaufschlagung der großen Turbinenflut oder bei Gleichbeaufschlagung. Auf diese Zusammenhänge wird im weiteren Verlauf der Arbeit näher eingegangen.



---

## **3 Wissenschaftlicher Kenntnisstand zu zweiflutigen Turbinen**

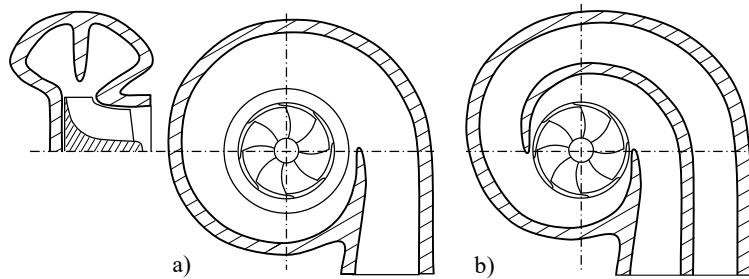
Wissenschaftliche Veröffentlichungen zum Verhalten von mehrflutigen Turbinen sind in der Literatur schon seit ca. einem halben Jahrhundert zu finden. Gerade in Verbindung mit unterschiedlichen motorischen Anwendungen wurde schon früh versucht, das Gesamtsystem aus Motor und zweiflutiger Turbine zu beschreiben. Die Veröffentlichungen können in die Bereiche der experimentellen und numerischen Untersuchung und Beschreibung des Strömungsverhaltens einerseits und der darauf aufbauenden Modellierung des Strömungsverhaltens zweiflutiger Turbinen für die Motorprozesssimulation andererseits unterteilt werden. Im Folgenden wird ein Überblick über die wissenschaftlichen Ausarbeitungen zu experimentellen und numerischen Untersuchungen des Betriebes zweiflutiger Turbinen vorgestellt.

### **3.1 Strömungsverhalten zweiflutiger Turbinen**

Die ersten wissenschaftlichen Arbeiten zur Beschreibung des Verhaltens von mehrflutigen Turbinen wurden von Ohlsson (1962) und Dibelius (1965) bei Untersuchungen von Axialturbinen vorgestellt. Beide Arbeiten verdeutlichen, dass das Turbinenverhalten stark abhängig von der Art der Beaufschlagung der Turbinenfluten ist. Ausgehend von der Vollbeaufschlagung wurde ein deutlicher Abfall des Turbinenwirkungsgrades bei zunehmender Teilbeaufschlagung der Turbine identifiziert. Wallace et. al (1965) haben mehrflutige Radialturbinen untersucht, welche erstmalig auch unter pulsierenden Turbineneintrittsbedingungen betrieben wurden. Es wurde ein deutlicher Unterschied zwischen dem Turbinenverhalten bei stationärer und instationärer Beaufschlagung beobachtet, welcher auf das Füllen und Entleeren der Turbinenspirale und der nicht berücksichtigten Reibungsverluste zurückgeführt wurde. Hisatome et. al (1971) haben das Verhalten einer zweiflutigen Radialturbine unter stationären Randbedingungen bei zunehmender Ungleichbeaufschlagung mit stationären Versuchen beschrieben. Die Turbine wurde bei Ungleichbeaufschlagung untersucht. Daraus wurde eine abgeschätzte Reduzierung des Turbinenwirkungsgrads unter Motorrandbedingungen abgeleitet.

Wünsche (1977) und Pischinger et al. (1977) haben das Verhalten zweiflutiger Radialturbinen unter stationären Randbedingungen bei Gleich- und Ungleichbeaufschlagung analysiert. Dabei wurden zwei in Bild 3.1 dargestellte Bauarten der zweiflutigen Radialturbine untersucht: die Zwillingsstromturbine und die Doppelstromturbine, auch als Segmentturbine bezeichnet. Die messtechnischen Untersuchungen der zweiflutigen Turbinen wurden bei konstantem mittlerem Druckverhältnis und gleichen Eintrittstemperaturen beider Turbinenfluten durchgeführt. Aus den Ergebnissen wurde der Unterschied des Strömungsverhaltens der Zwillingsstrom- im Vergleich zur Doppelstromturbine identifiziert. Das Verhalten der Zwillingsstromturbine hat sich im Vergleich zur Doppelstrom-

turbine durch einen leicht schlechteren Wirkungsgrad bei Gleichbeaufschlagung, aber einem deutlich besseren Wirkungsgrad bei Einzelbeaufschlagung ausgezeichnet. Zusätzlich wurden Motorversuche von aufgeladenen Dieselmotoren vorgestellt.



**Bild 3.1: Prinzipieller Aufbau der a) Zwillingstrom- und b) Doppelstromturbine (Wünsche 1977)**

Engels (1979) hat das Drehmomentverhalten von Verbrennungsmotoren unter der Berücksichtigung des Verhaltens der zweiflutigen Turbine untersucht. Aufbauend auf der Arbeit von Wünsche (1977) und Pischinger et al. (1977) wurde dabei der Einfluss von unterschiedlich ausgelegten Zwillingstromturbinen auf das Motorverhalten dargestellt. Außerdem wurde dargelegt, dass durch die gezielte Gestaltung der zweiflutigen Turbine unterschiedliche Motorbetriebsbereiche hinsichtlich des Ladungswechsels optimiert werden können. Es wurde gezeigt, dass ein wesentlicher Einfluss auf das Strömungsverhalten der zweiflutigen Turbine auf die Gestaltung der Flutentrennwand zurückzuführen ist. Dies unterstreicht ebenfalls die Arbeit von Lymberopoulos et al. (1988), in welcher ein Vergleich des Strömungsverhaltens in der Volute zwischen der einflutigen Turbine und der zweiflutigen Zwillingstromturbine mittels 3D-CFD dargestellt wurde. Shaaban (2004) hat Untersuchungen einer zweiflutigen Zwillingstromturbine bei Gleich- und Ungleichbeaufschlagung vorgestellt. Analysiert wurde der Einfluss der Turbineneintrittstemperatur auf den Wärmetransport in der Turbine. Die Untersuchungen bei Ungleichbeaufschlagung wurden bei konstantem Strangdruckverhältnis durchgeführt.

Dale et al. (1986) haben das Strömungsverhalten einer Zwillingstromturbine bei Gleich-, Ungleich- und Einzelbeaufschlagung stationär experimentell untersucht. Der Turbinenwirkungsgrad unterschiedlicher Strömungszustände wurde über eine gemittelte Schnelllaufzahl vorgestellt (vergl. Gl. 2.28). Die Untersuchungen bei Ungleichbeaufschlagung wurden durchgeführt, indem das Druckverhältnis einer Flut konstant gehalten wurde, während das Druckverhältnis der jeweils anderen Flut entsprechend variiert wurde. Für die auf der Turbinenaustrittsseite positionierte Turbinenflut wurde ein deutlicher Wirkungsgradvorteil im Vergleich zur anderen Flut ermittelt. Das Verhalten der Durchsatzparameter bei Einzelbeaufschlagung der Fluten stellte sich als unterschiedlich heraus, obwohl die Turbinenfluten gleiche Auslegungsmerkmale aufwiesen und somit identisches Strömungsverhalten erwartet worden war. In den Untersuchungen von Copeland et al. (2008, 2009) wurde eine zweiflutige Doppelstromturbine stationär und instationär bei Gleich- und Ungleichbeaufschlagung betrachtet. Romagnoli et al. (2010a, 2010b) haben

zweiflutige Turbinen unter stationären und instationären Randbedingungen untersucht. Die stationären Messungen bei Ungleichbeaufschlagung der Arbeiten von Costall (2008, 2009) und Romagnoli et al. (2010a, 2010b) wurden, wie in der Arbeit von Dale et al. (1986), bei konstantem Druck in einer Flut durchgeführt.

Baines et al. (1991) und Yeo et al. (1994) haben Strömungsprofilmessungen unmittelbar vor und nach dem Turbinenrad einer Zwillingsstromturbine bei Gleich-, Ungleich- und Einzelbeaufschlagung durchgeführt. Aus den Messungen geht hervor, dass sich bei zunehmender Ungleichbeaufschlagung der Zwillingsstromturbine die Strömung im Bereich des Turbinenradeintritts ungleichmäßiger über die Eintrittsbreite verläuft als bei Gleichbeaufschlagung. Die Strömung im Rotoraustrittsbereich zeigt sich unbeeinflusst von einer zunehmenden Ungleichbeaufschlagung. Im Vergleich des Turbinenwirkungsgrads bei Einzelbeaufschlagung beider Fluten hebt sich die auf der Austrittsseite liegende Turbinenflut deutlich hervor.

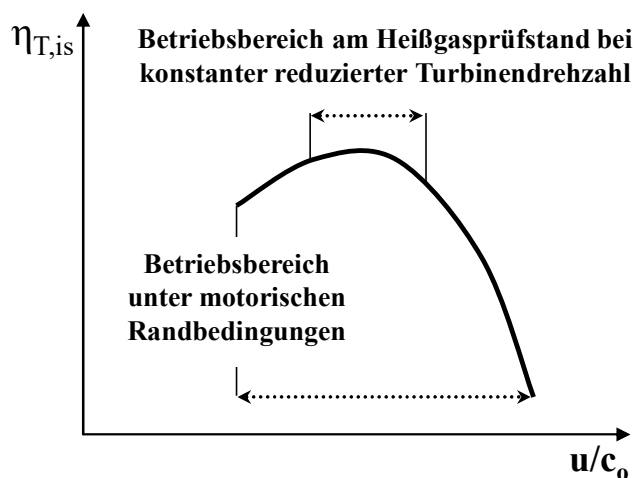
Aghaali et al. (2007) und Hajilouy et al. (2009a) haben Zwillingsstromturbinen bei Gleich- und Ungleichbeaufschlagung untersucht und nutzen zur Definition der Ungleichbeaufschlagung das Massenstromverhältnis zwischen beiden Fluten. Müller et al. (2008a, 2008b) haben die zweiflutige asymmetrische Zwillingsstromturbine vorgestellt und an einem NFZ-Dieselmotor untersucht. Es wurden unterschiedliche Asymmetrieverhältnisse der zweiflutigen Turbinen betrachtet und der Einfluss auf den motorischen Betrieb analysiert. Es wurde deutlich, dass die Abgasrückführungsrate stark vom Asymmetrieverhältnis abhängig ist. Neben der Gleich- und Einzelbeaufschlagung wurde das Strömungsverhalten bei Ungleichbeaufschlagung bei konstantem Druckverhältnis in einer Flut analysiert. Motiviert durch die Vorteile beim Ladungswechsel wurden stationäre Untersuchungen zu einem Konzept der variablen zweiflutigen asymmetrischen Turbinen durchgeführt. In der Veröffentlichung von Müller et al. (2009) wird die Weiterentwicklung der asymmetrischen zweiflutigen Zwillingsstromturbine präsentiert. Dabei wird eine Variabilität der Düsenbreite in einer Flut mittels eines Axialschiebers vorgeschlagen. Ebenso wird eine zweiflutige Zwillingsstromturbine betrachtet, welche auf der Lagerseite eine axiale Zuströmung und auf der Austrittsseite eine radiale Zuströmung zum Turbinenrotor vorsieht. Es wurden erste Ergebnisse von stationären Messungen auf dem Heißgasprüfstand sowie vom Betrieb am Motor vorgestellt.

### **3.2 Turbinenkennfeldinter- und -extrapolation**

Aus Messungen von Turbinen unter stationären Randbedingungen werden Kennfelder zur Beschreibung des Turbinendurchsatzes in Form des Durchsatzparameters und des Turbinenwirkungsgrads erstellt (SAE 1989). Diese werden für eine 0D Modellierung verwendet und beschreiben in der Motorprozesssimulation das Strömungsverhalten der Turbine. Die Turbinenkennfelder bestehen üblicherweise aus Kennlinien, die für jeweils konstante reduzierte Drehzahlen den Zusammenhang zwischen dem Durchsatzparameter bzw. dem Wirkungsgrad und dem Druckverhältnis der Turbine darstellen. Wie von Watson et al. (1982) beschrieben, werden diese Kennfelder für jeden Zeitschritt in der

Motorprozesssimulation für die Beschreibung des Strömungsverhaltens der Turbine verwendet. Aus der Leistungsbilanz von Turbine, Verdichter und Reibung wird so für jeden Zeitschritt in der Simulation eine Änderung der Turboladerdrehzahl unter Berücksichtigung der Trägheit des Laufzeugs des Turboladers berechnet. Diese Modellierungsmethodik wird als quasi-stationär bezeichnet (Pucher et al. (2012), Reuter et al. (2010)).

Die Turbinenkennfelder aus stationär durchgeführten Messungen eines Abgasturboladers decken nur einen begrenzten Betriebsbereich ab, da die Leistungsaufnahme des, üblicherweise bei Umgebungsbedingungen betriebenen Verdichters, nur innerhalb bestimmter Grenzen variiert werden kann. Watson et al. (1982) und Smiljanovski et al. (2008) beschreiben diesen Sachverhalt. Unter motorischen Randbedingungen kann sich der Betriebsbereich der Turbine durch die pulsierende Beaufschlagung über ein deutlich größeres Gebiet erstrecken. Ein Vergleich der Betriebsbereiche einer am Heißgasprüfstand und am Motor betriebenen Turbine wurde in der Arbeit von Scharf (2010b) durchgeführt und ist in Bild 3.2 dargestellt. Hieraus wird ersichtlich, dass zur Beschreibung des Turbinenverhaltens in der Motorprozesssimulation eine Turbinenkennfeldinter- und -extrapolation notwendig ist. Bei steigender pulsierender Beaufschlagung der Turbine wird der für die Simulation notwendige zu extrapolierende Kennfeldbereich größer.



**Bild 3.2: Vergleich der Turbinenbetriebsbereiche eines Heißgasprüfstands und unter motorischen Randbedingungen (Scharf (2010b))**

Die Methodik zur Turbinenkennfeldextrapolation wurde in den letzten Jahren durch zahlreiche wissenschaftliche Arbeiten weiterentwickelt, wie z.B. von Smiljanovski et al. (2008), Scharf (2010b), Serrano et al. (2010), Berndt et al. (2003), Pucher et al. (2012), und Shaaban (2004). Die Turboladerkenngrößen werden auf Basis der Messdaten inter- und extrapoliert. Die zwischen den gemessenen Drehzahlkennlinien gewünschten Drehzahlstufen sowie diejenigen, die außerhalb des Messbereichs liegen, werden mit Hilfe empirischer Korrelationen über einen weiten Bereich des Turbinendruckverhältnisses inter- und extrapoliert, sodass sowohl der Durchsatzparameter als auch der Wirkungsgrad

in der Motorprozesssimulation zur Verfügung stehen. Die Kennfeldextrapolation basiert für eine gegebene Turbinengeometrie üblicherweise auf der reduzierten Drehzahl als Extrapolationsparameter. Turbinen mit variablen Leitschaufeln werden bei unterschiedlichen Leitschaufelstellungen analysiert und die entstehenden Einzelkennfelder analog zum Festgeometrie-ATL, wie in der Arbeit von Berndt (2009) beschrieben, verarbeitet.

In der Arbeit von Shaaban (2004) wurde eine Methode zur Extrapolation von Drehzahlkennlinien zweiflutiger Turbinen bei Gleich- und Ungleichbeaufschlagung vorgestellt. Dazu wurden Korrekturfaktoren für Durchsatzparameter und Wirkungsgrad abhängig vom mittleren Druckverhältnis eingeführt. Die Übertragbarkeit auf andere zweiflutige Turbinen wurde nicht betrachtet.

### 3.3 Modellierung des Strömungsverhaltens zweiflutiger Turbinen

Ansätze zur modellbasierten Beschreibung des Strömungsverhaltens zweiflutiger Turbinen finden sich in der Literatur schon seit längerer Zeit. Deren Ziel ist es, die Interaktion zwischen zweiflutigen Turbinen und dem Verbrennungsmotor zu erfassen. Ebenso wird der Frage nachgegangen, ob die zweiflutige Turbine aufgrund ihrer prinzipbedingt stärker pulsierenden Beaufschlagung im Vergleich zur einflutigen Turbine noch als quasi-stationär betrachtet werden kann.

Die Arbeiten von Wallace et al. (1965) und Hisatome et al. (1971) haben erste Hinweise geliefert, dass die Turbine unter motorischen Randbedingungen Zustände starker Ungleichbeaufschlagung und stark pulsierender Randbedingungen erfährt, was einen nicht vernachlässigbaren Effekt auf das Strömungsverhalten der Turbine erwarten lässt.

In den Arbeiten von Wünsche (1977), Pischinger et al. (1977) und Engels (1979) wurde eine quasi-stationäre kennfeldbasierte Modellierung des Turbinenverhaltens zweiflutiger Turbinen vorgestellt und in nulldimensionalen Motorprozesssimulationen angewendet. In der Modellierung wurde das Verhalten der Turbinenfluten separat beschrieben, wobei die Basis dafür die unter stationären Randbedingungen und mittleren Strangdruckverhältnissen ermittelten Kennfelder des Turbinenwirkungsgrads und –durchsatzparameters sind. Schmalzl (2006) wendete die Modellierungsmethode von Wünsche (1977) an, bei der die Volumina der beiden Fluten über eine Leitung unmittelbar stromauf des Laufrads verbunden sind. Der Durchmesser der Verbindungsleitung wird abhängig von den geometrischen Gegebenheiten der Turbine, d.h. dem Abstand zwischen Flutentrennwand und Eintrittsebene des Laufrads definiert.

Winkler et al. (2005, 2007) und Agarwal (2011) stellen eine Modellierungsmethode in der 1-D Motorprozesssimulation vor, welche auf die Turbinenkennfelder bei Gleichbeaufschlagung zurückgreift. Die Turbinenfluten werden separat als zwei einzelne Turbinen beschrieben, welche den gleichen Wirkungsgrad und den jeweils halben Durchsatzparameter der Turbine bei Gleichbeaufschlagung aufweisen. Es wird ähnlich wie in der Arbeit von Wünsche (1977) eine Verbindungsleitung zwischen den Turbinenfluten stromauf der Turbine verwendet. Um eine gute Korrelation zu den Motormessungen zu erzielen, wer-

den die Turbineneigenschaften korrigiert und die Verbindungsleitung zwischen den Fluten stromauf der Turbine angepasst. Westin et al. (2005) führten die Untersuchungen weiter und stellten eine Methode vor, den Turbinenwirkungsgrad für die einzelnen Fluten zu ermitteln. Die Methode basiert auf der Annahme, dass die einzelnen Fluten einen jeweils konstanten Durchsatzparameter aufweisen und zeigt die Notwendigkeit von Motormessungen zur Wirkungsgradbestimmung auf.

In der Arbeit von Hribernik (1997) wurde ein Vergleich zwischen unterschiedlichen Modellierungsmethoden der zweiflutigen Turbine unter Motorrandbedingungen in der Motorprozesssimulation vorgestellt. Die untersuchte Turbine wurde in der Simulation sowohl in einer zweiflutigen als auch in einer einflutigen Modellierungstopologie betrachtet. Die resultierenden Ladungswechselverluste des Motors beider Simulationsmethoden sind jedoch nicht identisch. Um mittels der einflutigen Turbinenmodellierung die Messwerte zu erreichen, war eine Anpassung des Durchsatzparameters der Turbine um 40% notwendig. Ausgehend vom Vergleich der Simulationsergebnisse wurde nach Anpassung des Turbinendurchsatzes die einflutige Turbinenmodellierung aufgrund der einfachen Handhabung favorisiert.

Eine Beschreibung der Turbineneigenschaften bei Ungleichbeaufschlagung unter Verwendung von Randkennfeldern wurde von Romagnoli et al. (2010a) anhand des Durchsatzparameters vorgestellt. Dieser Ansatz verwendet einen repräsentativen Durchsatzparameter beider Turbinenfluten bei Ungleichbeaufschlagung, welcher über Messungen bei Ungleichbeaufschlagung kalibriert wird. Eine vergleichbare Methode zur Ermittlung des Wirkungsgradverhaltens wurde nicht vorgestellt.

Ebenfalls in der Literatur beschrieben sind Methoden zur Turbinenmodellierung, welche nicht kennfeldbasiert sind, sondern die Strömungsphänomene in der Turbinenvolute und im Rotor individuell beschreiben. Schumacher (1979), Hribernik et al. (1993), Ghassemi et al. (2005) und Bin Mamat (2010) haben Methoden zur Berechnung des Turbinenverhaltens mittels der Stromfadentheorie vorgestellt, welche basierend auf den geometrischen Abmessungen der Turbinen berechnet werden. Dazu wurden Verlustbeiwerte für die unterschiedlichen Bereiche der zweiflutigen Turbine abhängig von der Geometrie und den thermodynamischen Randbedingungen erarbeitet. Hajilouy et al. (2009a, 2009b) leiteten ein 1-D Strömungsmodell für zweiflutige Turbinen und die verwendeten Verlustbeiwerte her. Das Modell wurde mittels Messdaten bei Gleichbeaufschlagung kalibriert und für die Berechnung der Turbinenkennfelder bei Ungleichbeaufschlagung verwendet. Aus dem Vergleich zu Messergebnissen bei Ungleichbeaufschlagung wird eine zunehmende Abweichung bei geringen Druckverhältnissen beschrieben. Macek et al. (2002, 2008) stellten eine Modellierung der Turbine vor, welche neben der Gasdynamik in der Volute auch die sich ändernden Strömungsparameter im motorischen Betrieb während einer Radumdrehung des Turbinenrotors berücksichtigt. Dazu wird ein 1D-Modell der Turbine erstellt, welches die Turbinenvolute und die Schaufelkanäle abbildet. Das Modell wird mittels stationärer Messdaten der Turbine kalibriert.

Die Frage nach der Gültigkeit der quasi-stationären Betrachtung des Strömungsverhaltens der Turbine unter motorischen Randbedingungen wird in der Literatur unterschiedlich

beantwortet. Baines et al. (1994) und Costall et al. (2005, 2007) haben 1D-Turbinenmodelle für instationäre Turbinenrandbedingungen vorgestellt. Die Turbinenvolute wurde über ein Volumen in der Modellierung berücksichtigt, während das Verhalten des Turbinenrotors als quasi-stationär kennfeldbasiert beschrieben wurde. Die vorgestellten Modelle wurden mittels stationärer Turbinenkennfelder kalibriert und unter pulsierenden Randbedingungen angewendet. In der Arbeit von Costall et al. (2009) wurde dieses Modell auf zweiflutige Turbinen erweitert und unter pulsierenden Randbedingungen bei Gleich- und Ungleichbeaufschlagung angewendet. Im Vergleich zu durchgeführten Messungen mit einer zweiflutigen Turbine wurde eine gute Übereinstimmung bei Gleichbeaufschlagung erreicht. Bei Ungleichbeaufschlagung wurde das Durchsatzparameterverhalten mit bis zu 50% im Vergleich zu den Messungen deutlich unterschätzt. Eine eindeutige Erklärung für die Abweichungen des gemessenen instationären und des erwarteten quasi-stationären Turbinenverhaltens wurde auf die nicht eindeutige Identifizierung des erwarteten Strömungszustands der Turbine bei Ungleichbeaufschlagung zurückgeführt.

In den Arbeiten von Baines (2005, 2010) wurde die Frage behandelt, ob das Strömungsverhalten der Turbine unter motorischen pulsierenden Randbedingungen wirklich als instationär beschrieben werden muss. Abgeleitet von der Strouhalzahl wird die Richardsonzahl zur Abschätzung des Gültigkeitsbereichs der quasi-stationären Modellierungsmethode der Turbine vorgestellt. Für übliche turboaufgeladene Motoren wird die Beschreibung des Strömungsverhaltens der Turbine über die quasi-stationäre Modellierung als zulässig beschrieben. Costall et al. (2006) beschreiben das Strömungsverhalten der Turbine auf Basis der Strouhalzahl hinsichtlich der Stationarität für unterschiedliche motorische Anwendungen und Betriebspunkte. Die Berücksichtigung der Volumina der Turbinenvoluten in der Motorprozesssimulation wird als notwendig erachtet. In der Arbeit von Aymanns et al. (2011) wird die Gültigkeit der quasi-stationären Modellierung der Turbine mittels dreidimensionaler Strömungsberechnung überprüft. Das Strömungsverhalten der Turbine wurde bei stationären und instationären Druck- und Temperaturrandbedingungen verglichen. Das Durchsatzparameter- und das Wirkungsgradverhalten der Volute und des Rotors wurden separat betrachtet. Die Volute weist ein nicht quasi-stationäres Verhalten aufgrund des Volumens auf, während der Turbinenrotor als quasi-stationär betrachtet werden kann. Es wird empfohlen, das Volumen der Volute in der Motorprozesssimulation stromauf des Turbinenrotors verlustfrei zu berücksichtigen und die stationär ermittelten Turbinenkennfelder zu verwenden.

In den Arbeiten von Costall (2005) und Hellström (2009) wurde das Strömungsverhalten von Turbinen mittels 3D-Strömungsberechnung bei pulsierender Turbinenbeaufschlagung untersucht. Der Aufwand ist im Vergleich zur kennfeldbasierten Turbinenmodellierung im Zusammenhang mit dem Vollmotor in der Motorprozesssimulation um ein Vielfaches größer. Die Erfassung des Strömungsverhaltens bei komplexen Geometrien sowie der instationären Strömungsphänomene wird dennoch als Vorteil für eine genauere Turbinenmodellierung gesehen.

In den Arbeiten von Lückmann et al. (2013, 2016) und Walkingshaw et al. (2015) wird die im Rahmen dieser Arbeit vorgestellte Modellierungsmethodik übernommen und im Zusammenhang von unterschiedliche Arten von zweiflutigen Turbinen angewendet. Im Fokus steht dabei jeweils das unterschiedliche motorische Verhalten bedingt durch die Turbinenarten am Beispiel von Ottomotoren. In den Arbeiten von Uhlmann et al. (2013) und Wolany (2015) werden das Zusammenspiel von zweiflutigen Turbinen mit 4-Zylinder Verbrennungsmotoren untersucht. Dabei werden Parameterstudien vorgestellt, welche Auslegungsmethoden von zweiflutigen Turbinen ableiten lassen. Die angewendeten Modellierungsmethoden basieren auf der in dieser Arbeit vorgestellter Modellierungsmethodik von zweiflutigen Turbinen.

In der Arbeiten von Brinkert et al. (2014) und Kornexl et al. (2017) werden die Einflüsse der Stoßaufladung bzw. Stauaufladung bei zweiflutigen Turbinen untersucht. Dabei wurde die im Rahmen dieser Arbeit vorgestellte Modellierungsmethodik angewendet, welche es erstmalig ermöglicht den Ladungswechsel des Verbrennungsmotors bei unterschiedlichen Ausführungen des Abgaskrümmers bei gleichbleibender Turbinenmodellierung zu untersuchen.



---

## 4 Zielsetzung und Untersuchungsmethodik

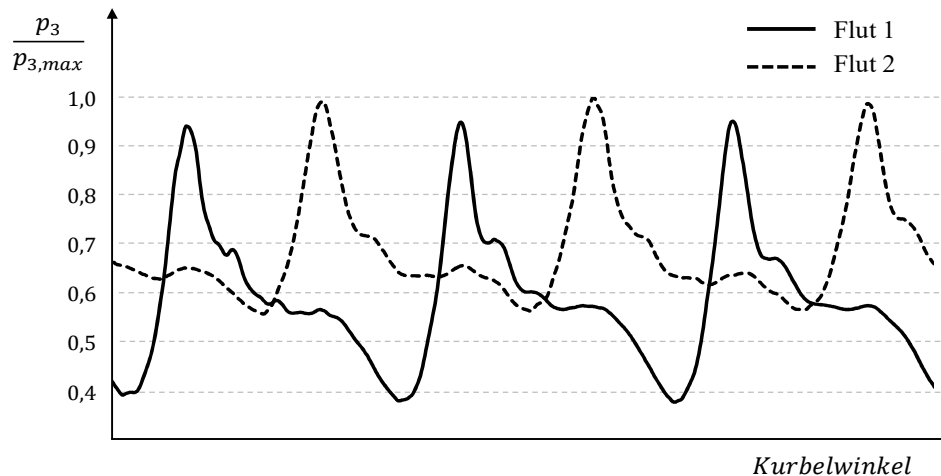
In der Literatur werden unterschiedliche Herangehensweisen zur Modellierung von zweiflutigen Turbinen vorgestellt. Das Turbinenverhalten von zweiflutigen Turbinen wird zum Teil lediglich über die Kennfelder bei Gleichbeaufschlagung beschrieben, wobei eine auf Motormessungen basierende Kalibrierung dabei zwingend notwendig ist. Es werden Modellierungsmethoden beschrieben, welche auch Ungleichbeaufschlagung berücksichtigen. Dabei wird das Turbinenverhalten mittels Kennfelder modelliert, welche das Turbinenverhalten bei konstantem Strangdruckverhältnis beschreiben. Eine methodische Inter- bzw. Extrapolation der Turbinenkennfelder bei konstantem Strangdruckverhältnis lässt sich in den veröffentlichten Untersuchungen nicht finden. Aus den bisher veröffentlichten Arbeiten wird nicht deutlich, ob die Turbinenkennfelder einer zweiflutigen Turbine bei Ungleichbeaufschlagung und konstantem Strangdruckverhältnis zur Beschreibung des Strömungsverhaltens bei anderen Randbedingungen gültig sind. Ebenso wenig wird die Frage beantwortet, ob der Einfluss von unterschiedlichen Eintrittstemperaturen beider Turbinenfluten auf das Strömungsverhalten der Turbine von Bedeutung ist und wie dieser bei einer kennfeldbasierten Modellierung zu berücksichtigen ist.

Neben der kennfeldbasierten Modellierung gewinnt die geometrisch basierte Modellierung der zweiflutigen Turbine an Bedeutung. Es werden in der Literatur sowohl eindimensionale als auch dreidimensionale Ansätze zur Turbinenmodellierung vorgestellt. Dabei sind jedoch detaillierte geometrische Informationen oder gar die vollständige Turbinengeometrie erforderlich. Gerade in der frühen Entwicklungsphase von neuen Motoren bzw. Turbinen sind die Geometrien häufig noch nicht exakt definiert, sodass eine geometriebasierte Modellierung in der Regel nicht möglich ist. Ebenso ist der numerische Aufwand, den solche Modellierungsmethoden erfordern, heute noch nicht kompatibel mit derzeitigen Entwicklungsschleifen, sodass eine kennfeldbasierte Turbinenmodellierung von zweiflutigen Turbinen für die Motorentwicklung essenziell ist. Mit den in der Literatur beschriebenen kennfeldbasierten Modellierungsmethoden ist derzeit allerdings keine zufriedenstellende prädiktive Aussage des motorischen Verhaltens in Verbindung mit zweiflutigen Turbinen möglich. Eine vereinfachte Modellierungsmethodik der zweiflutigen Turbine, welche keine auf den Anwendungsfall bezogene Kalibrierung mittels Motormessungen erfordert, ist daher notwendig.

### 4.1 Ziel der Arbeit

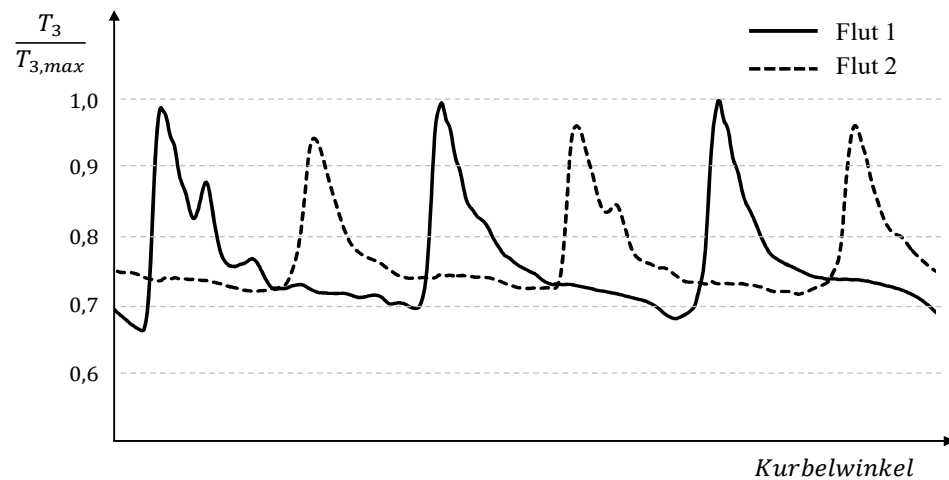
Im Rahmen dieser Arbeit soll eine geeignete Methodik entwickelt werden, welche das Strömungsverhalten zweiflutiger Turbinen in der Motorprozesssimulation unter Motorrandbedingungen abbildet. Basierend auf den Erkenntnissen von Baines (2005, 2010), Costal et al. (2006) und Aymanns et al. (2011) wird die quasi-stationäre Modellierungsmethodik, unter Berücksichtigung der Volumina der Voluten, als anwendbar für zweiflutige Turbinen betrachtet.

Ziel der vorliegenden Untersuchung ist somit die Entwicklung einer quasi-stationären Turbinenmodellierung basierend auf den am Heißgasprüfstand stationär ermittelten Turbinenkennfeldern. Die Modellierungsmethode soll das Strömungsverhalten der zweiflutigen Turbine unter den Randbedingungen moderner Motoren abbilden können. Die Untersuchungen sollen für den allgemeinen Fall einer zweiflutigen asymmetrischen Zwillingsstromturbine durchgeführt werden. Dadurch soll ermöglicht werden, den Einfluss der Asymmetrie auf das Strömungsverhalten der Turbine zu beschreiben. Im Folgenden soll die Zielsetzung im Vorgriff auf Ergebnisse aus Kapitel 7.2 dieser Arbeit konkretisiert werden. Die berechneten instationären Druck- und Temperaturverläufe am Turbineneintritt unter motorischen Betriebsbedingungen sind jeweils in Bild 4.1 und Bild 4.2 dargestellt.



**Bild 4.1:** Turbineneintrittsdruckverlauf normiert über einem Arbeitsspiel unter motorischen Randbedingungen bei Vollast

Anhand der dargestellten Turbineneintrittsbedingungen wird deutlich, dass die Turbinenrandbedingungen über einem Arbeitsspiel höhere Schwankungen als die in den Untersuchungen von Wünsche (1977) und Engel (1979) beschriebenen Randbedingungen aufweisen. Ebenso wird deutlich, dass die Fluten einer zweiflutigen Turbine über einem Arbeitsspiel sowohl einer Druck- als auch einer Temperaturungleichbeaufschlagung über einem Arbeitsspiel ausgesetzt sind.



**Bild 4.2:** Turbineneintrittstemperaturverlauf normiert über einem Arbeitsspiel unter motorischen Randbedingungen bei Vollast

Aus den im Vorgriff dargestellten Ergebnissen wird deutlich, dass die in der Arbeit angestrebte Beschreibung des Strömungsverhaltens von zweiflutigen Turbinen für unterschiedliche Druck- und Temperaturrandbedingungen valide sein muss. Es wird das Ziel verfolgt, eine Methode zur Beschreibung des Strömungsverhaltens zweiflutiger Turbinen unter den in den Bildern 4.1 und 4.2 gezeigten Randbedingungen zu erarbeiten, welche die Anwendung der bereits vorhandenen Aufbereitungsmethoden von Turbinenkennfeldern ermöglicht. Die für die Modellierung verwendeten Turbinenkennfelder sollen auf Basis der in der Literatur beschriebenen und für einflutige Turbinen angewendeten Inter- und Extrapolationsverfahren aufbereitet werden. Die erarbeitete kennfeldbasierte Turbinenmodellierung soll für motorische Randbedingungen validiert werden. Ebenso soll die Gültigkeit der Annahme des quasi-stationären Strömungsverhaltens der zweiflutigen Turbine unter pulsierenden Motorrandbedingungen untersucht werden.

## 4.2 Untersuchungsmethodik

Zur Entwicklung einer kennfeldbasierten Modellierung der zweiflutigen Turbine für die dargestellten Randbedingungen wird zunächst das stationäre Strömungsverhalten der Turbine bei Gleich- und Ungleichbeaufschlagung am Turboladerprüfstand des Instituts für Thermische Strömungsmaschinen experimentell analysiert. Dabei wird erstmalig eine zweiflutige Turbine unter Temperaturungleichbeaufschlagung untersucht, und somit die realen Temperaturschwankungen im motorischen Betrieb für stationäre Bedingungen angenähert. Es wird eine Methodik der Beschreibung des Strömungszustands zweiflutiger Turbinen bei Gleich- und Ungleichbeaufschlagung erarbeitet und validiert. Für die definierten Strömungszustände der Turbine werden Kennfeldmessungen durchgeführt. Die Möglichkeit der Kennfeldextrapolation auf die bei Stoßaufladung auftretenden Drücke und Temperaturen, basierend auf den bei Ungleichbeaufschlagung ermittelten Turbinenkennfelder, wird mittels Strömungsprofilmessungen untersucht. Die Anwendbarkeit der

bereits entwickelten Methoden der Inter- und Extrapolation von Turbinenkennfeldern wird untersucht.

Zur Validierung der kennfeldbasierten Turbinenmodellierung in der Motorprozesssimulation werden Vollmotormessungen mit zeitaufgelösten Druckmessungen in beiden Turbinenfluten durchgeführt sowie ein 3D-CFD-Modell der zweiflutigen Turbine aufgebaut. Das 3D-CFD-Modell wird mittels der Ergebnisse der stationären Messungen am Heißgasprüfstand validiert.

Mit Hilfe der gemessenen Turbinenkennfelder wird eine quasi-stationäre kennfeldbasierte Methodik zur Beschreibung des Strömungsverhaltens der Turbine erarbeitet. Dazu wird ein Verfahren vorgestellt, das den Strömungszustand der zweiflutigen Turbine unter pulsierenden Randbedingungen ermittelt. Mittels des Strömungszustands für jeden Zeitschritt der Ladungswechselrechnung wird die prädiktive kennfeldbasierte Motorprozesssimulation möglich. Die Ergebnisse der Motorprozesssimulation werden mit den Simulationsergebnissen der 3D-CFD-Rechnung unter motorischen Randbedingungen verglichen, um die Annahme des quasi-stationären Turbinenverhaltens zu verifizieren. Das mittels der vorgestellten Modellierungsmethodik erhaltene Strömungsverhalten der zweiflutigen Turbine wird mit der von Winkler et al. (2005) vorgestellten und in der Praxis verbreitet eingesetzten Modellierungsmethodik verglichen.

Auf Basis der experimentell und numerisch gewonnenen Erkenntnisse wird eine neuartige Modellierungsmethodik erarbeitet. Es ist damit erstmals möglich, das Strömungsverhalten der zweiflutigen Turbine in der Ladungswechselsimulation lediglich anhand der Randkennfelder der zweiflutigen Turbine mit gegenüber vergleichbaren Methoden deutlich verbesserter Genauigkeit zu beschreiben.

Die erarbeitete kennfeldbasierte Modellierungsmethodik der zweiflutigen Turbine wird zur Identifizierung der Betriebsbereiche unter motorischen Randbedingungen angewendet. Anschließend wird ein Ansatz zur Reduzierung des relevanten Turbinenbetriebsbereichs auf einen Betriebspunkt vorgestellt, welcher für Untersuchungen bzw. Optimierungen als Startbedingungen herangezogen werden kann.

## 5 Experimentelle Untersuchungen

Das Ziel der experimentellen Untersuchungen ist die für die Modellierung notwendigen Kennfelder einer zweiflutigen Turbine zu erfassen. Die Beschreibung des Strömungsverhaltens der Turbine soll für unterschiedliche stationäre Randbedingungen auf Gültigkeit experimentell untersucht werden. Im Kapitel **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** werden weiterführende experimentelle Untersuchungen von auf Basis der erarbeiteten Erkenntnisse ausgelegten Turbinenvarianten vorgestellt.

### 5.1 Versuchsträger

Die experimentellen Untersuchungen wurden an einem Turbolader eines 12.8 Liter Nutzfahrzeugsdieselmotors mit ca. 375 kW Leistung der Firma Daimler AG durchgeführt. Dieser Motor weist eine Luftführung auf, wie sie schematisch in Bild 2.1 in Kapitel 2.1 dargestellt wurde. Der Turbolader setzt sich aus einer zweiflutigen asymmetrischen Zwilingsstromturbine und einem Radialverdichter zusammen. Das Abblaseventil des Turboladers ist ausschließlich mit der großen Flut gekoppelt. Die maximale Turboladerdrehzahl im motorischen Betrieb beträgt etwa 108.000 1/min, während die maximal zulässige etwa 115.000 1/min beträgt. Der Turbolader weist eine Gleitlagerung auf mit zwei konventionellen Radiallagern und einem verdichterseitigen Axiallager. Eine Wasserkühlung des Lagergehäuses ist nicht vorhanden.

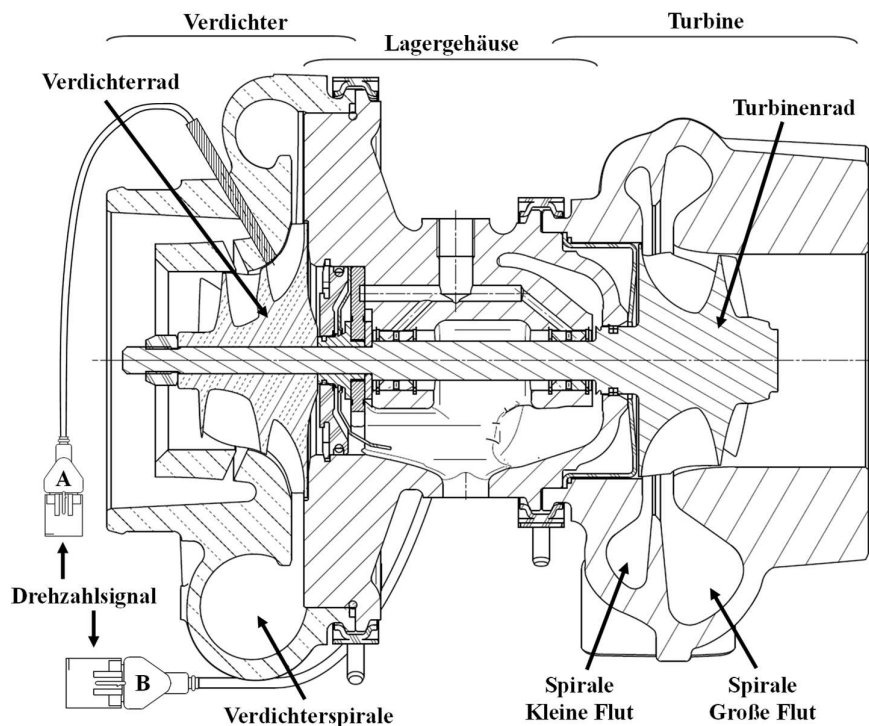


Bild 5.1: Schnittskizze des zweiflutigen asymmetrischen Turboladers

Im Bild 5.1 ist eine Schnittdarstellung des untersuchten zweiflutigen Turboladers zu sehen. Neben einem konventionellen Verdichter ist er mit einer zweiflutigen Turbine mit asymmetrischer Flutengestaltung ausgestattet. Die kleine Flut (Flut 1) ist durch eine im Vergleich zur großen Flut (Flut 2) deutlich kleinere Turbinenspirale sowie eine Düse mit geringerem Strömungsquerschnitt gekennzeichnet. Die kleine Flut ist auf der Lagerseite und die große Flut auf der Turbinenaustrittsseite positioniert. Weiterhin weisen beide Fluten eine Spirale mit vollständiger Umschlingung des Turbinenrades und Strömungsflächen auf, welche linear proportional zum Umschlingungswinkel abnehmen.

Die Hauptkenngrößen der Rotorgeometrie zum untersuchten Abgasturbolader sind in Tabelle 5.1 dargestellt. Sowohl der Verdichter als auch die Turbine weisen radiale Laufräder auf. Die Turbine hat eine rein radiale nicht beschaufelte Hauptdüse und einen Rotor mit 10 Vollschaufeln. Die Breite der Hauptdüse ist ca. 11 mm. Die Flutentrennwand beendet die Trennung beider Spiralen auf einem Durchmesser von 115 mm.

Tabelle 5.1: Spezifikationen der Rotoren des untersuchten Abgasturboladers.

	Eintrittsdurchmesser Schau- felspitze [mm]	Austrittsdurchmesser Schau- felspitze [mm]
Turbinenrotor	90	72
Verdichterroter	65	98

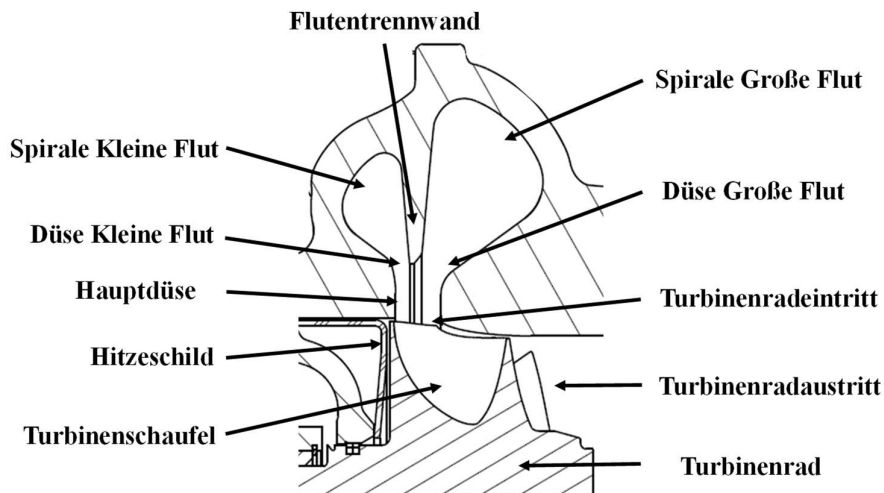


Bild 5.2: Schnittskizze der zweiflutigen asymmetrischen Turbine

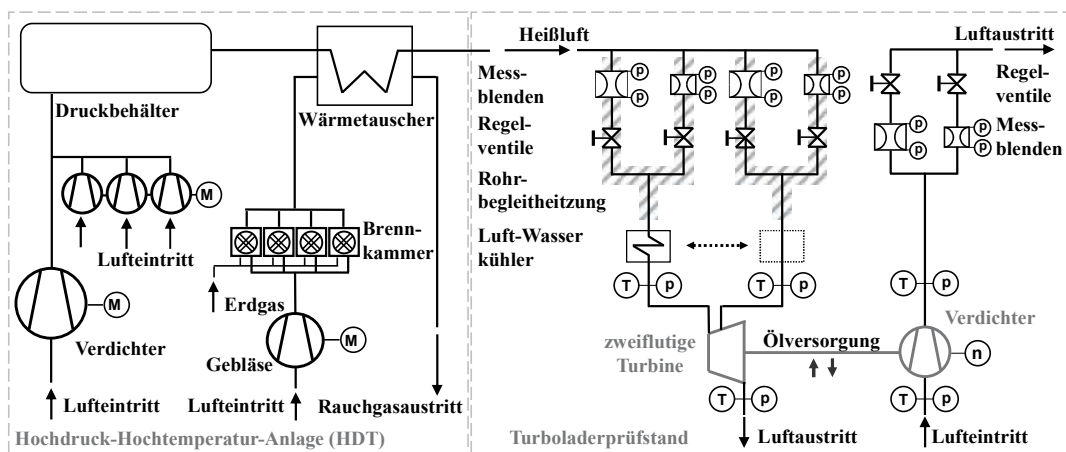
Die untersuchte zweiflutige asymmetrische Turbine ist in Bild 5.2 in einer Schnittdarstellung zu sehen. Die Turbinenfluten weisen zwei unterschiedliche Düsen auf, welche vor dem Eintreten in die Hauptdüse eine Beschleunigung der Strömung bewirken. Die Flutentrennwand ist durch einen erheblichen Abstand zum Turbinenradeintritt gekennzeichnet. Der Hauptdüse steht somit die gesamte Radeintrittsbreite zur Verfügung.

Der Turbolader besitzt im Serienzustand einen Drehzahlsensor im Lagergehäuse, welcher einen Impuls pro Wellenumdrehung durch einen Planschliff an der Turboladerwelle auslöst. Zusätzlich wurde ein zweiter Drehzahlsensor im Verdichtergehäuse angebracht, der ein Drehzahlsignal aus der Bewegung der Verdichterschaukeln erzeugt. Die Aufbereitung beider Drehzahl-signale erfolgt über Impulzzähler. Die Drehzahlsensoren sind im Bild 5.1 als A und B gekennzeichnet.

Die durchgeführten Messungen unterteilen sich in konventionelle Messungen thermodynamischer Größen, welche für die Turbinenkennfelderstellung benötigt werden, und ortsaufgelöste turbinenseitige Strömungsprofilmessungen. Für die Strömungsprofilmessungen wurden einige konstruktive Veränderungen am Turbinengehäuse durchgeführt, die in Kapitel 5.5 beschrieben werden.

## 5.2 Versuchsanlage

Die experimentellen Untersuchungen wurden im Hochdruck-Hochtemperatur-Labor (HDT) am Turboladerprüfstand des Instituts für Thermische Strömungsmaschinen des Karlsruher Instituts für Technologie durchgeführt. Die Versuchsanlage ermöglicht einen Betrieb sowohl von PKW- als auch von NFZ- Abgasturboladern unabhängig von einem Verbrennungsmotor. Die Anlage ist in Bild 5.3 schematisch dargestellt.



**Bild 5.3:** Schematische Darstellung der HDT-Anlage und des Turboladerprüfstands am ITS

Auf der linken Seite des Bildes ist die HDT-Anlage skizziert, welche unter anderem den Abgasturboladerprüfstand mit Heißluft versorgt. Die Luft wird über Schraubenverdichter bis zu einem maximalen Druckverhältnis von 11 verdichtet, welche ein Luftmassenstrom von bis zu 1.4 kg/s ermöglichen. Die Brennkammer der HDT-Anlage verfügt über ein separates Gebläse und speist den Wärmeübertrager, der eine indirekte Erwärmung der verdichteten Luft auf bis zu 1100K ermöglicht, mit heißen Rauchgasen.

Der Turboladerprüfstand ist auf der rechten Seite von Bild 5.3 schematisch dargestellt. Die für die Turbine aufbereitete Luft wird zunächst in vier Stränge unterteilt. Es bilden sich zwei Stranggruppen, welche den beiden Turbinenfluten zugeführt werden. In jedem Strang sind eine Messblende sowie ein Regelventil angeordnet. Die Messblenden der unterschiedlichen Stränge werden so ausgelegt, dass für jede Turbinenflut eine entsprechend große Massenstromvariation messtechnisch erfasst werden kann. Nach den Regelventilen der einzelnen Stränge werden diese pro Stranggruppe in eine gemeinsame Leitung zusammengeführt. Die einzelnen Stränge weisen eine individuell ansteuerbare Rohrbegleitheizung auf, welche eine Temperaturregelung bzw. konstante Turbineneintrittstemperatur auch bei sehr geringen Luftmassenströmen ermöglicht. Zusätzlich ist eine Kühlung des Luftmassenstroms über einen Luft-Wasserkühler möglich. Dieser lässt sich wahlweise am rechten oder linken Turbinenstrang nutzen.

Zur Aufnahme der von der untersuchten Turbine generierten mechanischen Leistung wird der Verdichter des Abgasturboladers genutzt. Die dem Verdichter zugeführte Luft wird aus der Umgebung entnommen und weist somit keine Konditionierung auf. Die Ermittlung des verdichterseitigen Luftmassenstroms erfolgt über zwei für unterschiedliche Masseudurchsätze ausgelegte Messblenden. Zwei darauffolgende Regelventile ermöglichen die Regelung des Gegendrucks und des Durchsatzes. Die für den Turbolader notwendige Ölversorgung wird vom Prüfstand bereitgestellt. Neben dem Ölvolumenstrom werden Öldruck und -temperatur im Zu- und Ablauf des Turboladers erfasst.

Ein Betriebspunkt der zweiflutigen Turbine wird über die Leistungsaufnahme des Verdichters über die stromab des Verdichters angeordneten Ventile eingestellt. Die Turboladerdrehzahl wird dabei über die Druckbeaufschlagung der Turbinenfluten geregelt. Die Betriebspunkteinstellung beider Turbinenfluten erfolgt unabhängig voneinander. Somit wird über das Regelventil einer Turbinenflut beispielsweise die Turbinendrehzahl geregelt, während das Regelventil der anderen Flut zur Regelung einer zusätzlichen Größe wie etwa dem Turbinenstrangdruckverhältnis genutzt werden kann. Die Turbineneintrittstemperaturen können ebenfalls unabhängig voneinander geregelt werden. Der hierfür eingesetzte Luft-Wasser-Kühler kann die von der HDT-Anlage zugeführte Luft in einem der Turbinenstränge kühlen. Die auf dem Abgasturboladerprüfstand instrumentierte asymmetrische zweiflutige Turbine ist in Bild 5.4 dargestellt.



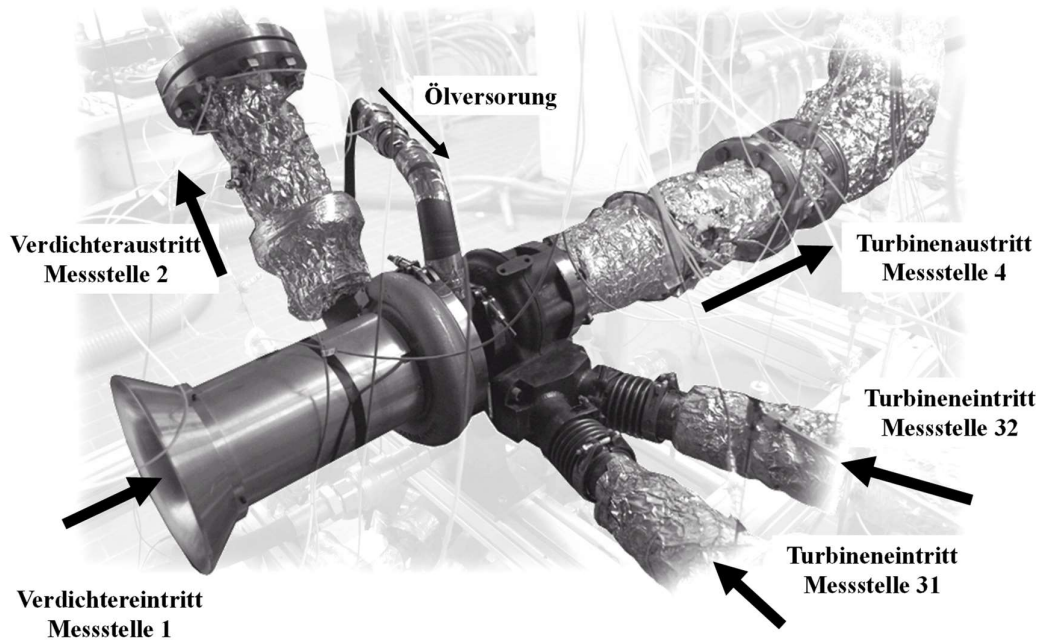


Bild 5.4: Instrumentierte zweiflutige Turbine auf dem Turboladerprüfstand

Die zur Bilanzierung der Strömungsgrößen notwendigen Druck- und Temperaturmessungen wurden sowohl stromauf als auch stromab der beiden Strömungsmaschinen durchgeführt. Die Temperaturmessungen erfolgten mit Ni/CrNi-Thermoelementen.

### 5.3 Klassische Turbinenkennfeldmessung

Im Folgenden werden die am Turboladerprüfstand gemessenen Zustände und die daraus resultierenden Kennfelder der zweiflutigen asymmetrischen Turbine präsentiert. Die Messungen der asymmetrischen Turbine wurden zunächst bei Gleichbeaufschlagung sowie Einzelbeaufschlagung der einzelnen Turbinenfluten durchgeführt. Anschließend wurden Kennfelder für definierte ungleiche Zustände der Turbinenfluten experimentell ermittelt. Die Kennfeldmessungen bei Ungleichbeaufschlagung wurden zunächst bei jeweils konstantem Strangdruckverhältnis durchgeführt.

Die Randbedingungen der Heißgasprüfstandsmessungen werden für die nachfolgend präsentierten Messungen tabellarisch vorgestellt. Messreihenübergreifend wurde das Öl für die Lagersmierung und -kühlung auf vier bar Vordruck (absolut) sowie 80 °C geregelt. Begrenzt wurde der Betriebsbereich der Turbine über die Leistungsaufnahme des Radialverdichters, d.h. der Pumpgrenze einerseits und dem Betriebsbereich mit maximaler Leistungsaufnahme (Stopfgrenze) andererseits. Außerdem wurde der Betriebsbereich der Turbine auf maximale Turbinendruckverhältnisse von 6,0 in einer der Fluten begrenzt. Der Grund hierfür ist die zunehmende Belastung des Axiallagers des Turboladers bei steigendem Druckverhältnis.

### 5.3.1 Gleich- und Einzelbeaufschlagung

Zunächst wurden die üblicherweise betrachteten Strömungszustände einer zweiflutigen asymmetrischen Turbine untersucht: Einzelbeaufschlagung der beiden Fluten sowie Gleichbeaufschlagung. Die Randbedingungen der Turbine bei Gleichbeaufschlagung sind in Tabelle 5.2 dargestellt. Die Messungen bei Einzelbeaufschlagung wurden bei Versperrung der jeweils anderen Flut und der gleichen Turbineneintrittstemperatur wie bei Gleichbeaufschlagung durchgeführt.

Tabelle 5.2: Randbedingungen der Turbine bei Vermessung der Gleichbeaufschlagung

$\pi_{str} [-]$	$T_{t,3} [K]$
1	673

Die folgenden Bilder zeigen die Durchsatzparameter- sowie die Wirkungsgradkennfelder der einzelnen Fluten der Turbine. Bei der Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut war es aufgrund der hohen Belastung des Axiallagers nicht möglich, die höchste reduzierte Turbinendrehzahl bei der vorgegebenen Turbineneintrittstemperatur zu untersuchen.

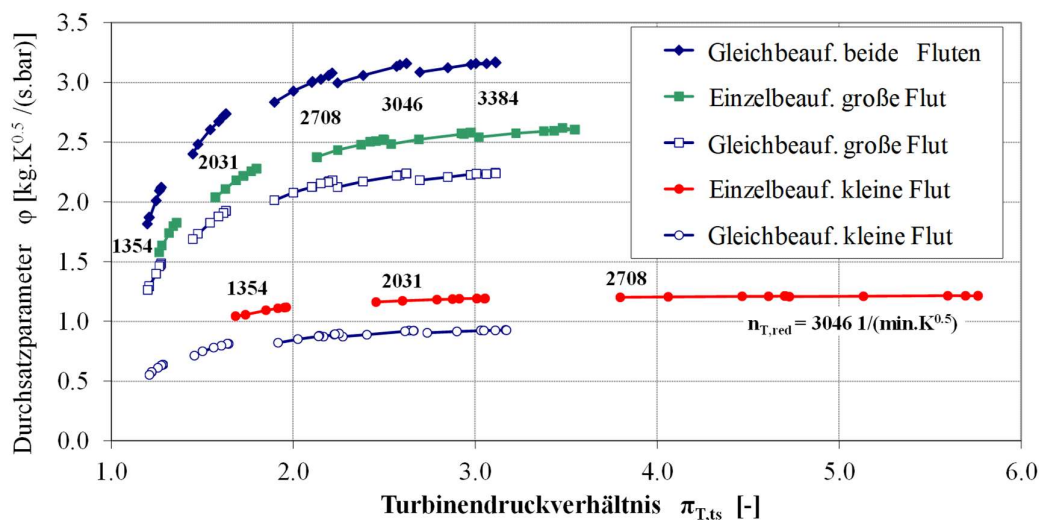


Bild 5.5: Durchsatzparameterkennfelder bei Gleich- und Einzelbeaufschlagung

Bei Gleichbeaufschlagung ist der maximale Durchsatzparameter der Gesamtturbine mit ca.  $3,2 \text{ kg}\cdot\sqrt{\text{K}}/(\text{s}\cdot\text{bar})$  am höchsten. Dieser entspricht der Summe der Durchsatzparameter der einzelnen Turbinenfluten, der großen Flut von ca.  $2,25 \text{ kg}\cdot\sqrt{\text{K}}/(\text{s}\cdot\text{bar})$  und der kleinen Flut von ca.  $0,95 \text{ kg}\cdot\sqrt{\text{K}}/(\text{s}\cdot\text{bar})$ . Bei Einzelbeaufschlagung stellen sich in den einzelnen Fluten bei vergleichbaren Betriebsbedingungen höhere Durchsatzparameter ein als bei Gleichbeaufschlagung. Bei der großen Flut ergibt sich ein Maximalwert von ca.  $2,6 \text{ kg}\cdot\sqrt{\text{K}}/(\text{s}\cdot\text{bar})$  und bei der kleinen Flut von ca.  $1,22 \text{ kg}\cdot\sqrt{\text{K}}/(\text{s}\cdot\text{bar})$ . Die zweiflutige Turbine weist somit nach Gl. (2.31) ein Asymmetrieverhältnis von ca. 47% auf.

Neben den quantitativen Unterschieden des Durchsatzparameters deutet der Durchsatzparameterverlauf der einzelnen Fluten auf die Folgen des Asymmetrieverhältnisses hin.

Bei Gleichbeaufschlagung sowie bei Einzelbeaufschlagung der großen Flut ist ein deutlicher Einfluss der reduzierten Turbinendrehzahl zu sehen, während bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut der Durchsatzparameter nahezu keinen Drehzahleinfluss ausweist. Dies deutet auf den stark unterschiedlichen Reaktionsgrad der Turbine bei den jeweiligen Einzelbeaufschlagungen hin, wie auch aus der Veröffentlichung von Müller et al. (2008b) ersichtlich wurde. Der im Vergleich zur Gleichbeaufschlagung stark reduzierte Durchsatzparameter bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut ist Ausdruck dessen, dass das Turbinenrad für die Einzelbeaufschlagung deutlich zu groß ausgeführt ist, was wiederum zu einem sehr geringen Reaktionsgrad führt. Bei der Einzelbeaufschlagung der großen Turbinenflut ist bei der höchsten Turbinendrehzahl von 3384  $1/(\text{min} \cdot \sqrt{\text{K}})$  noch ein Anstieg im Durchsatzparameter erkennbar. Das Erreichen des maximalen Durchsatzparameters bei dem geringeren Druckverhältnis von ca. 2,0 bis 2,5 bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut verdeutlicht den in diesem Strömungszustand geringen Reaktionsgrad der Turbine, was mit dem Erreichen des kritischen Strömungszustands in der Düse der kleinen Flut erklärt werden kann. Bedingt durch die relativ große Rotoraustrittsfläche entsteht bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut ein vergleichsweise geringer Aufstau des Rotors. Das Turbinendruckverhältnis wird somit verstärkt über die Spirale abgebaut, womit der kritische Zustand in der Düse schon bei relativ niedrigen Turbinendruckverhältnissen erreicht wird.

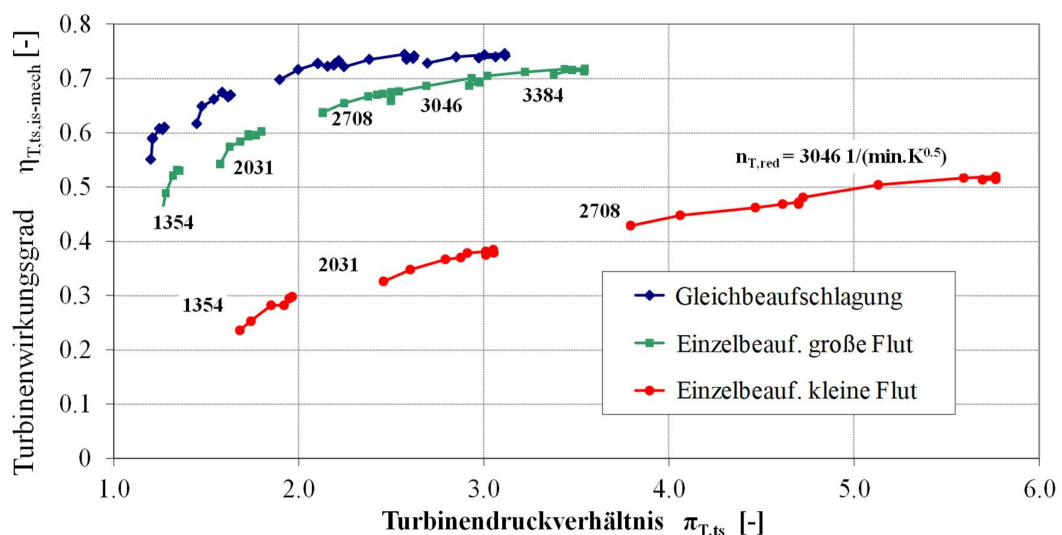
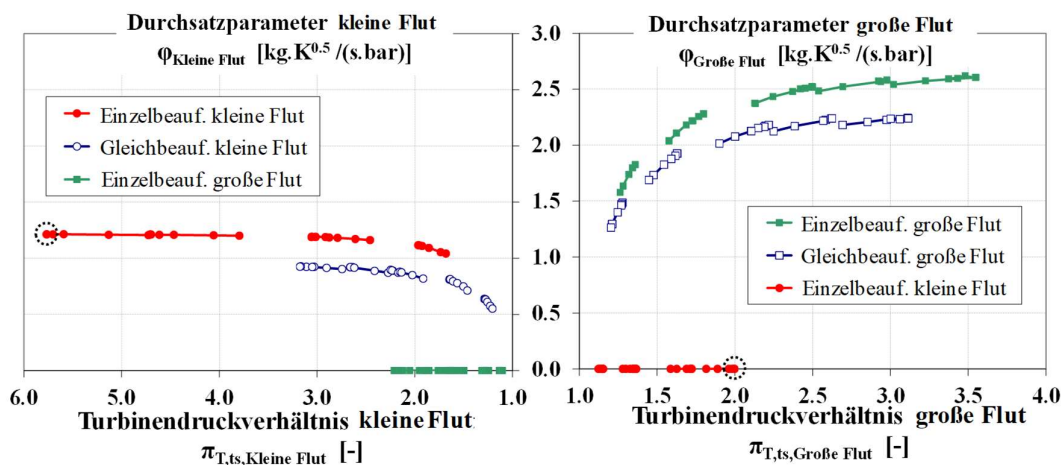


Bild 5.6: Wirkungsgradkennfelder bei Gleich- und Einzelbeaufschlagung

Der Turbinenwirkungsgrad bei Gleichbeaufschlagung weist das höchste Niveau über alle Drehzahlen mit einem absoluten Höchstwert von ca. 74% auf. Bei der Einzelbeaufschlagung der großen Flut wird ein Turbinenwirkungsgrad von bis zu ca. 72% erreicht. Bei der Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut wird ein Turbinenwirkungsgrad von bis zu 52% erreicht.

Der Verlauf der Turbinenwirkungsgrade bei den unterschiedlichen Strömungszuständen verdeutlicht, wie schon der Durchsatzparameterverlauf, die Folgen des starken Asymmetrieverhältnisses. Durch den stark ansteigenden Turbinenwirkungsgrad bei zunehmender Drehzahl und steigendem Druckverhältnis wird der Einfluss des Reaktionsgrads der Turbinen deutlich (Müller 2008b, Chebli 2010). Dieses Verhalten liegt in ähnlicher Form auch bei Turbinen mit verstellbaren Leitgitter vor.

Zur nun folgenden getrennten Darstellung des Wirkungsgrads und des Durchsatzes für jede der Turbinenfluten sei angemerkt, dass bei Einzelbeaufschlagung einer Turbinenflut der Druck auch in der jeweiligen anderen Flut zur Kennfelddarstellung herangezogen wird. Diese Darstellung verdeutlicht somit die Interaktion der beiden Fluten, welche schon im Unterschied der Durchsatzparameter zwischen Gleich- und Einzelbeaufschlagung in Bild 5.5 ersichtlich wurde. Die Drehzahlen auf den unterschiedlichen Kennlinien der nachfolgend gezeigten Diagramme entsprechen den in den Bildern 5.5 und 5.6 gezeigten Messergebnissen.



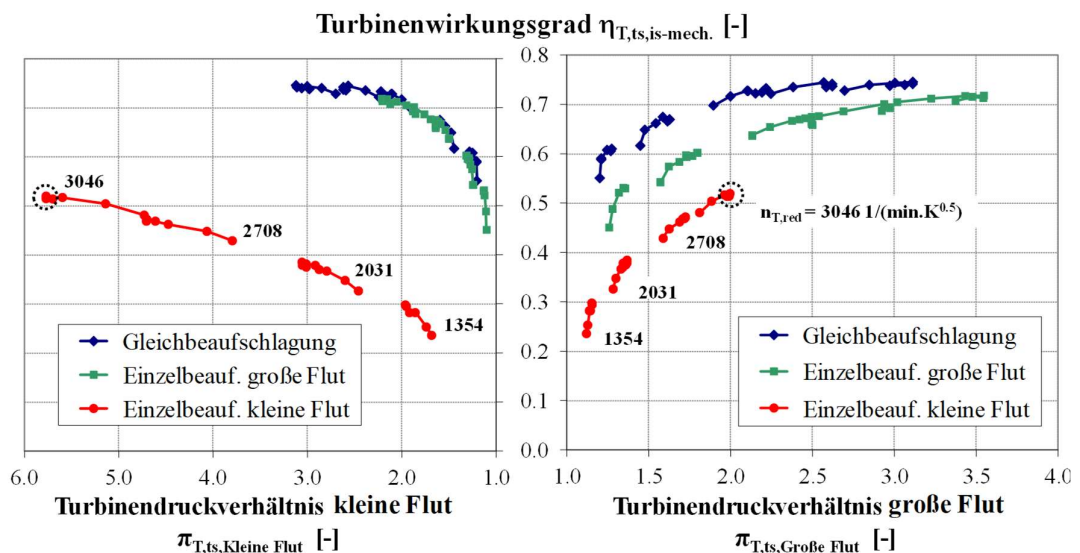
**Bild 5.7: Flutenindividuelle Durchsatzparameterkennfelder bei Gleich- und Einzelbeaufschlagung**

In Bild 5.7 ist der Durchsatzparameter der kleinen Flut links und derjenige der großen Flut rechts dargestellt. Die Durchsatzparameter entsprechen denen aus Bild 5.5, ergänzt durch die Kennlinien bei Einzelbeaufschlagung der Nachbarflut, aufgetragen über dem anliegenden bzw. sich einstellenden Druckverhältnis. Beispielsweise wird bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut ein maximales Druckverhältnis von 5,8 erreicht. In diesem Betriebspunkt stellt sich ein Druckverhältnis der großen Flut von ca. zwei ein (in den Diagrammen durch gestrichelte Kreise gekennzeichnet).

Aus Bild 5.3 wird deutlich, dass die Drücke unmittelbar stromauf bzw. stromab der Turbine erfasst werden und es keine Regelorgane zwischen dem ATL und den Druckmessungen gibt. Somit spiegelt das Druckverhältnis der nicht beaufschlagten Flut den sich über die Düse in die nicht durchströmte Volute ausbreitenden Druck wider. Für die flutenindividuelle Kennfelddarstellung wird für jeden Strömungszustand das Druckverhältnis der jeweiligen Flut herangezogen. Es ist hier anzumerken, dass davon ausgegangen

werden kann, dass der bei Einzelbeaufschlagung resultierende Druck in der nicht beaufschlagten Flut zwischen dem statischen und dem Totaldruck im Bereich der Hauptdüse liegt. Auf diesen Zusammenhang wird in Kapitel 6 weiter eingegangen.

Aufgrund der Tatsache, dass der Strömungszustand der zweiflutigen Turbine über beide Drücke der zweiflutigen Turbine beschrieben wird, kann auch der Turbinenwirkungsgrad über beide Flutendruckverhältnisse dargestellt werden. Analog zur flutenindividuellen Darstellung des Durchsatzparameters folgt daher nun die flutenindividuelle Darstellung des Turbinenwirkungsgrads. Die Turbinenwirkungsgrade in dieser Darstellung entsprechen denen aus Bild 5.6. Hier ist anzumerken, dass es nicht möglich ist, einen flutenindividuellen Turbinenwirkungsgrad zu bilden. Stattdessen wird ein Wirkungsgrad der gesamten Turbine gebildet wie in Kapitel 2 definiert. Der Turbinenwirkungsgrad der betrachteten Strömungszustände ist somit in beiden Flutenkennfeldern identisch, lediglich das jeweils anliegende Druckverhältnis ist unterschiedlich.



**Bild 5.8:** Flutenindividuelle Wirkungsgradkennfelder bei Gleich- und Einzelbeaufschlagung

Bei Gleichbeaufschlagung ist definitionsgemäß das Druckverhältnis beider Fluten identisch. Bei Einzelbeaufschlagung werden zur Kennfeldendarstellung die jeweiligen Druckverhältnisse beider Fluten herangezogen. Somit ist beispielsweise der höchste Turbinenwirkungsgrad bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut in beiden Kennfeldern durch gestrichelte Kreise gekennzeichnet. Es ergibt sich ein Turbinenwirkungsgrad von ca. 52% (vergl. Bild 5.6). Eine weiterführende Interpretation der Darstellung der flutenindividuellen Wirkungsgradkennfelder wird in Kapitel 7 gegeben.

Das aus den Druckverhältnissen beider Fluten definierte Strangdruckverhältnis ermöglicht die Herleitung eines Fluteninteraktionskennfeldes, wie in Bild 5.9 dargestellt. Im oberen Teil des Diagrammes ist das Interaktionskennfeld der großen Flut zu sehen, während unten das Interaktionskennfeld der kleinen Flut aufgetragen ist.

Die Versperrwirkung bei Einzelbeaufschlagung der Fluten wird in dieser Darstellung deutlich. Die Darstellung der Druckverhältnisse beider Fluten über dem logarithmischen Strangdruckverhältnis ermöglicht den Vergleich der Versperrung der Fluten zueinander. Bei der Einzelbeaufschlagung der großen Flut wird ein maximales Strangdruckverhältnis von etwa 0,62 bei einem Druckverhältnis der großen Flut von ca. 3,5 erreicht. Bei der Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut wird bei einem Druckverhältnis von 3,5 ein Strangdruckverhältnis von nahezu 2,4 erreicht. Bei gleicher Versperrwirkung beider Fluten wäre ein Strangdruckverhältnis bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut und einem Druckverhältnis von 3,5 von etwas über 1,6 zu erwarten. Der Unterschied in den Strangdruckverhältnissen verdeutlicht somit den Unterschied der Turbinenfluten und kann auf die asymmetrische Auslegung der Turbinenfluten zurückgeführt werden. Bei Einzelbeaufschlagung der jeweiligen Fluten wird der Druck im Bereich der Hauptdüse bei jeweils gleichen Druckverhältnissen abhängig vom Asymmetriegrad sein. D.h. bei symmetrischen Turbinen wird sich in etwa der gleiche Druck einstellen – bei asymmetrischen ein jeweils unterschiedlicher. Die von Wünsche (1979) beobachtete Symmetrie des Turbinenverhaltens ist bei Asymmetrie der Fluten nicht gegeben.

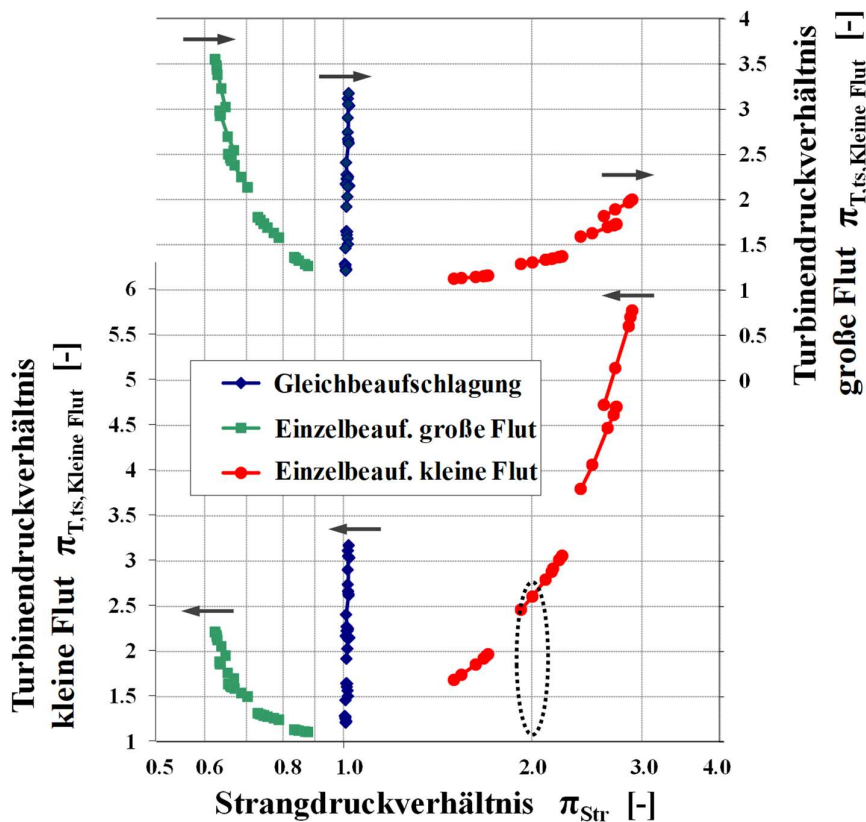


Bild 5.9: Strangdruck-Interaktionskennfeld der zweiflutigen asymmetrischen Turbine

Die in Bild 2.4 definierten Strömungszustände sind unterschiedlichen Bereichen im Interaktionskennfeld zuzuordnen. So repräsentiert der Bereich zwischen den Kennlinien der

Einzelbeaufschlagung beider Fluten die Doppelbeaufschlagung. Ein Sonderfall der Doppelbeaufschlagung ist der Zustand der Gleichbeaufschlagung, gekennzeichnet durch die blauen Symbole in Bild 5.9. Aus den Druckrandbedingungen im Motorbetrieb in Bild 4.1 wird deutlich, dass kurzzeitig ein Strangdruckverhältnis von eins, d.h. eine Gleichbeaufschlagung vorliegt. Die Bereiche links und rechts der Gleichbeaufschlagung, jenseits der Linien für Einzelbeaufschlagung enthalten Betriebspunkte mit einer Ungleichbeaufschlagung, die stark genug ausgeprägt ist, um Rückströmung von einer Turbinenflut in die andere zu verursachen. An dieser Stelle sei angemerkt, dass im weiteren Verlauf der Arbeit noch gezeigt werden wird, dass dieser Fall des Umströmens im Motorbetrieb tatsächlich kurzzeitig auftreten kann. Wie in Bild 5.9 dargestellt, wird sich beispielsweise bei einem Strangdruckverhältnis von etwa 2,0 und gleichzeitig vorliegenden Druckverhältnissen in der kleinen Flut von unter 2,5 eine Strömung von der kleinen in die große Flut einstellen (gestrichelter Bereich). Die Kennlinien der Einzelbeaufschlagung beider Fluten limitieren daher den Bereich der Doppelbeaufschlagung.

### 5.3.2 Ungleichbeaufschlagung bei konstantem Strangdruckverhältnis

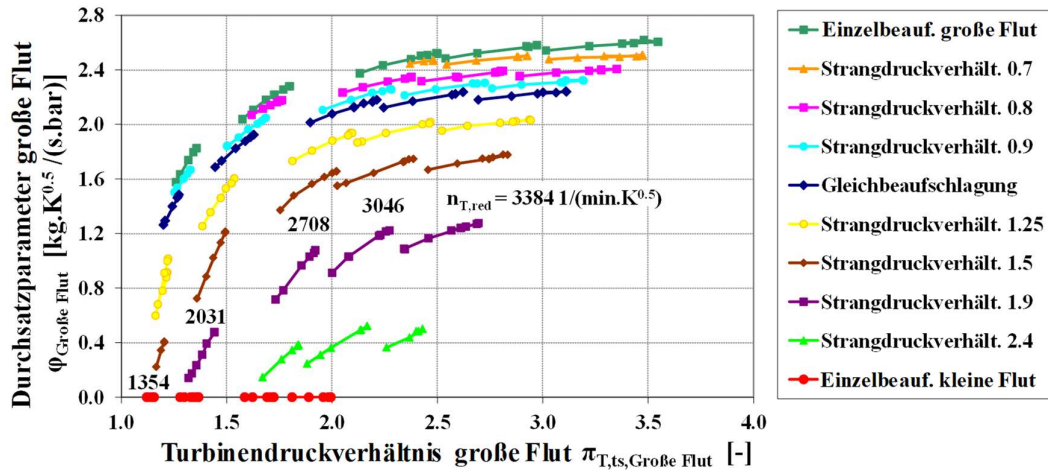
Zur Ermittlung des Turbinenverhaltens im Bereich des Interaktionskennfeldes bei ungleicher Doppelbeaufschlagung wurden Messungen bei konstantem Turbinenstrangdruckverhältnis durchgeführt. Die Randbedingungen dieser Messungen sind der Tabelle 5.3 zu entnehmen. Die gemessenen Turbinendrehzahlen bei konstantem Strangdruckverhältnis sind im Anhang aufgeführt.

Tabelle 5.3: Randbedingungen der Turbine bei konstanten Strangdruckverhältnissen

$\pi_{\text{str}} [-]$	$T_{t,3} [\text{K}]$
0,7 ; 0,8 ; 0,9 ; 1,0 ; 1,25 ; 1,5 ; 1,9 ; 2,4	673

Das Strangdruckverhältnis wurde für die anstehenden Messungen im Bereich von 0,7 bis 2,4 für die verschiedenen Turbinendrehzahlen in diskreten Schritten variiert. Die aus den Messergebnissen gewonnenen Turbinenkennfelder sind flutenindividuell dargestellt. Neben den unterschiedlichen konstanten Strangdruckverhältnissen sind die Einzelbeaufschlagung und die Gleichbeaufschlagung zusätzlich dargestellt.

Im Bild 5.10 ist der Durchsatzparameter der großen Flut bei den betrachteten konstanten Strangdruckverhältnissen sowie der Durchsatz der Randkennfelder dargestellt. Die Randkennfelder sind als minimale und maximale Strangdruckverhältnisse zu verstehen, wie bereits im Zuge der Diskussion von Bild 5.9 erläutert.



**Bild 5.10:** Durchsatzparameter der großen Flut der zweiflutigen asymmetrischen Turbine der Randbeaufschlagung sowie bei konstanten Strangdruckverhältnissen

Der höchste Durchsatzparameter der großen Flut wird bei Einzelbeaufschlagung erreicht und somit beim geringsten Strangdruckverhältnis. Mit steigendem Strangdruckverhältnis sinkt der Durchsatzparameter dieser Flut, bis er bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut, d.h. dem höchsten Strangdruckverhältnis bei Doppelbeaufschlagung, schließlich auf null zurückgeht. Neben der Reduzierung des Niveaus des Durchsatzparameters findet auch eine Verschiebung der Drehzahlkennlinien bei geringen Druckverhältnissen statt. Dies wird bei den Strangdruckverhältnissen von 1,9 und 2,4 besonders deutlich. Die Drehzahlkurven erreichen den Durchstoßpunkt auf der Abszisse, also den Betrieb ohne Durchsatz bei deutlich höheren Druckverhältnissen der großen Flut. Die Verschiebung des Punktes, bei dem sich kein Durchsatz mehr einstellt, kann bei einflutigen Turbinen dem Zentrifugalfeld im Rotor zugeschrieben werden (Berndt et al. (2003), Scharf et al. (2010a)). Im zweiflutigen Fall ergeben sich für gleiche Turbinendrehzahlen in Abhängigkeit von dem gewählten Strangdruckverhältnis unterschiedliche Durchstoßpunkte beider Fluten, welche sich stark im Druckverhältnis unterscheiden. Diese Beobachtung lässt vermuten, dass sich bei mehrflutigen Turbinen neben dem Fliehkraftfeld noch andere Mechanismen auf das Durchsatzverhalten auswirken, wie etwa die Randbedingungen der anderen Flut.

Der entsprechende Durchsatzparameter der kleinen Flut ist in Bild 5.11 dargestellt. Das Verhalten der kleinen Turbinenflut bezogen auf den Durchsatzparameter ist invers analog zur großen Flut. So ist bei einem steigenden Strangdruckverhältnis ein steigender Durchsatzparameter zu erkennen. Der höchste Durchsatzparameter wird bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut erreicht. Die Wechselwirkung der Durchströmung der Fluten ist bei Betrachtung der beiden Bilder eindeutig zu erkennen. So wird bei steigender Ungleichbeaufschlagung eine Flut stärker durchströmt, während sich bei der jeweils anderen Flut eine Durchsatzparameterreduzierung ergibt. Ab einem Strangdruckverhältnis von ca. 0,8 (bzw. 1,5 in Bild 5.10) wird der Durchstoßpunkt ohne Durchsatz bei deutlich höheren Druckverhältnissen erreicht. Dies wird im weiteren Verlauf noch näher erläutert.



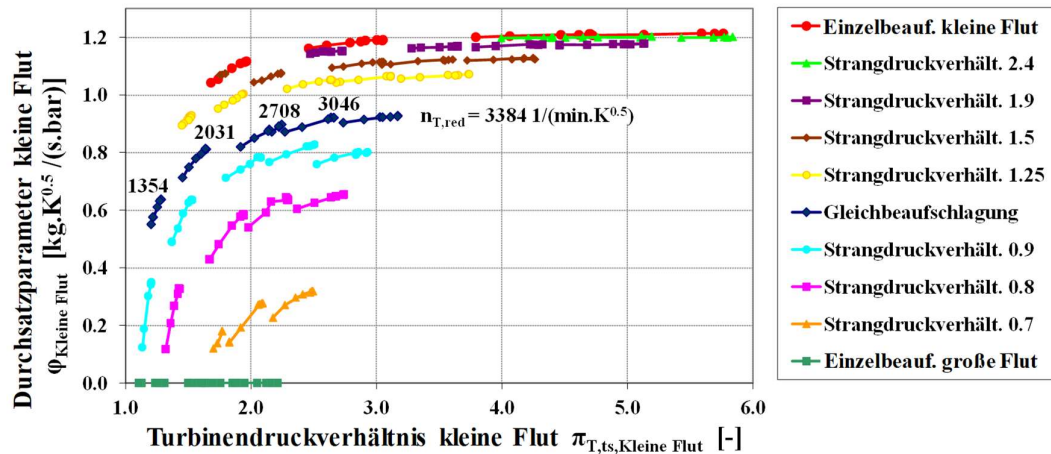
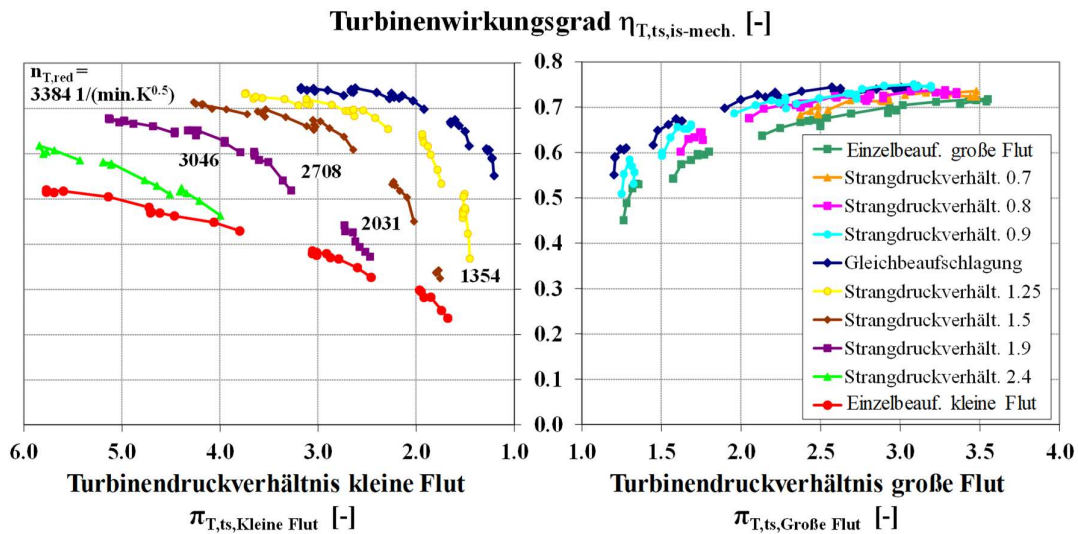


Bild 5.11: Durchsatzparameter der kleinen Flut der zweiflutigen asymmetrischen Turbine der Randbeaufschlagung sowie bei konstanten Strangdruckverhältnissen

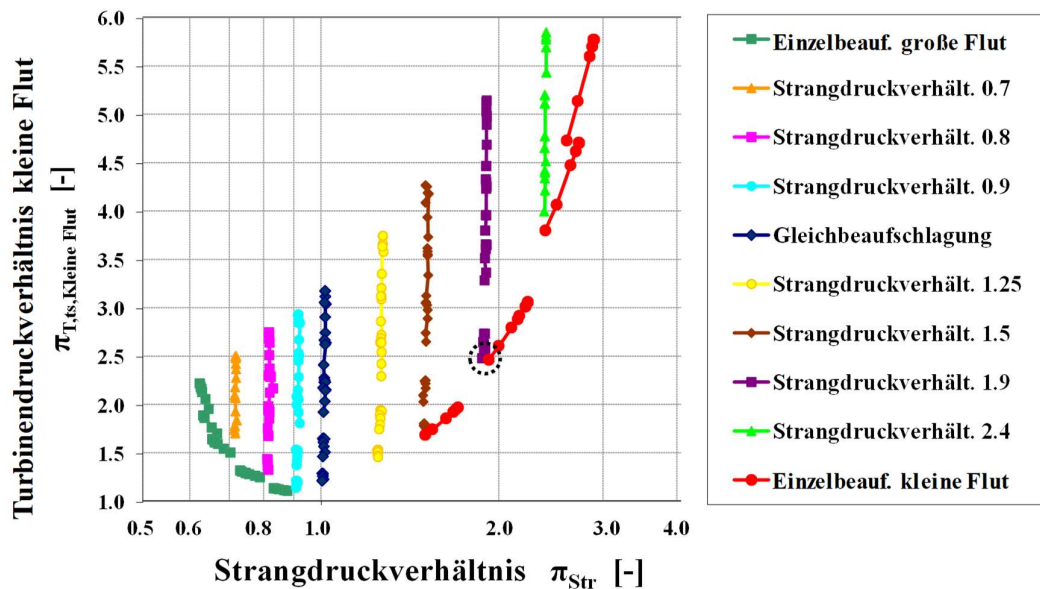
In Bild 5.12 ist der Turbinenwirkungsgrad jeweils über dem Druckverhältnis einer Flut für die betrachteten Strangdruckverhältnisse aufgetragen. In den Diagrammen sind jeweils die Strömungszustände dargestellt, welche neben der Gleichbeaufschlagung eine höhere Druckbeaufschlagung aufweisen. Die Strangdruckverhältnisse größer eins sind somit im Kennfeld der kleinen Flut dargestellt, während die Strangdruckverhältnisse kleiner eins im Kennfeld der großen Turbinenflut zu betrachten sind. Analog zum Durchsatzparameter weist die Turbine bei steigender Ungleichbeaufschlagung ein Verhalten auf, welches sich dem der Einzelbeaufschlagung annähert. Bei steigendem Strangdruckverhältnis sinkt der Turbinenwirkungsgrad, bis hin zu dem der Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut. Bei sinkendem Druckverhältnis sinkt der Turbinenwirkungsgrad bis hin zur Einzelbeaufschlagung der großen Flut.

Bemerkenswert sind die Verläufe der Wirkungsgradkennlinien bei extremer Ungleichbeaufschlagung, etwa bei Strangdruckverhältnissen von 1,9 und 2,4. Unter diesen Randbedingungen ergibt sich bei geringen Druckverhältnissen ein Turbinenwirkungsgrad nahe dem der Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut. Bei hohen Druckverhältnissen stellt sich jedoch ein Wirkungsgrad ein, der deutlich höher ist als der Wirkungsgrad bei Einzelbeaufschlagung. Dieser Zusammenhang wird anhand des Interaktionskennfeldes der kleinen Flut in der nachfolgenden Darstellung diskutiert.



**Bild 5.12: Flutenindividuelle Wirkungsgradkennfelder der zweiflutigen asymmetrischen Turbine der Randbeaufschlagung sowie bei konstanten Strangdruckverhältnissen**

Im Interaktionskennfeld einer Flut ist das lokale Druckverhältnis einer Flut in Abhängigkeit vom Strangdruckverhältnis aufgetragen. Im Interaktionskennfeld der kleinen Flut (Bild 5.13) sind neben den Randkennlinien die Turbinenbetriebslinien bei den betrachteten Strangdruckverhältnissen dargestellt. Bei festgehaltenem Strangdruckverhältnis führt die Absenkung des Druckverhältnisses zu einer Annäherung an die Grenzkurven der Einzelbeaufschlagung. Somit wird bei Ungleichbeaufschlagung und konstantem Strangdruckverhältnis mit sinkendem Druckverhältnis ein Zustand der völligen Versperrung einer Flut, d.h. Einzelbeaufschlagung, erreicht. So wird beispielsweise bei einem Strangdruckverhältnis von etwa 1,9 und einem Druckverhältnis der kleinen Flut von etwa 2,5 der Zustand der Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut erreicht (siehe Markierung in Bild 5.13). Bei einer weiteren Absenkung des Druckverhältnisses der kleinen Flut beim genannten Strangdruckverhältnis tritt ein negativer Durchsatzparameter in der großen Flut auf, d.h. es findet Rückströmung von der kleinen in die große Flut statt.



**Bild 5.13:** Strangdruck-Interaktionskennfeld der kleinen Flut der zweiflutigen asymmetrischen Turbine bei Randbeaufschlagung sowie bei konstanten Strangdruckverhältnissen

Der in den Bildern 5.10 und 5.11 beobachtete Anstieg des Druckverhältnisses des Durchstoßpunktes der Kennlinien konstanter Drehzahl bei einem Durchsatzparameter von null kann mit Hilfe des Interaktionskennfelds eindeutig dem Strangdruckverhältnis zugeordnet werden. Die Variation des Turbinendruckverhältnisses bei einem konstanten Strangdruckverhältnis wirkt sich somit auf die Interaktion der Fluten aus. Für ein Strangdruckverhältnis von zum Beispiel 1,9 sind drei in Bild 2.4 geschilderte Strömungszustände möglich: bei Druckverhältnissen der kleinen Flut über ca. 2,5 wird die Turbine unter Doppelbeaufschlagung betrieben, bei Druckverhältnissen unter 2,5 ist Rückströmung von der kleinen in die große Flut zu erwarten und bei einem Druckverhältnis von ca. 2,5 liegt die Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut vor. Es ist daher nicht möglich, einen Strömungszustand einem Strangdruckverhältnis eindeutig zuzuordnen, abgesehen von der Druck-Gleichbeaufschlagung bei Strangdruckverhältnis 1,0. Eine Turbinenkennfeldbeschreibung bei konstantem Strangdruckverhältnis führt deshalb nicht zu dem im klassischen Sinne strömungsähnlichen Verhalten der Turbine. Die Kennlinien konstanten Strangdruckverhältnisses bei Ungleichbeaufschlagung weichen zudem deutlich von den Kennlinien einflutiger Turbinen ab. Die heutigen in der Motorprozesssimulation verwendeten Methoden zur Extrapolation der Kennfelder von einflutigen Turbinen sind somit nicht ohne eine angemessene Weiterentwicklung und Adaption anwendbar. Dies erfordert einen erheblich höheren Aufwand bei der Bereitstellung von Randbedingungen für die Motorprozesssimulation. Des Weiteren ist davon auszugehen, dass eine Übertragbarkeit dieses Ansatzes zwischen zweiflutigen Turbinen mit unterschiedlicher Asymmetrie nicht möglich ist.

Die Ergebnisse der Messungen bei Ungleichbeaufschlagung liefern jedoch Hinweise, welche die in Kapitel 4 vorgestellte Hypothese der Anwendbarkeit der für einflutige Turbinen bewährten Kennfeldaufbereitungsmethoden auf asymmetrische zweiflutige Turbinen unter der Voraussetzung jeweils ähnlicher Strömungszustände stützen. Ein konstantes Strangdruckverhältnis kann jedoch wie erwähnt nicht als geeigneter Ähnlichkeitsparameter zur Charakterisierung des Strömungszustandes verwendet werden. Um die heutigen Methoden der Extrapolation auch für zweiflutige Turbinen basierend auf den flutenindividuellen Turbinenkennfeldern nutzen zu können, wird im folgenden Unterkapitel ein neuer Ansatz und eine geeignete Ähnlichkeitskenngröße zur Charakterisierung der unterschiedlichen Strömungszustände vorgestellt.

#### 5.4 Strömungsähnlichkeit bei Turbinenkennfeldvermessungen

Durch die bei einem konstanten Strangdruckverhältnis und Ungleichbeaufschlagung auftretenden unterschiedlichen Strömungszustände (vergl. Bild 2.4) wird ein neuer Ansatz zur Identifikation und Definition eines Betriebspunkts erforderlich. Das Ziel ist es, einen Parameter zu identifizieren, mit dem das Auftreten eines bestimmten Strömungszustandes eindeutig festgestellt werden kann. Dieser Parameter soll, wenn möglich, aus den üblicherweise verwendeten Kenngrößen einer zweiflutigen Turbine abgeleitet werden, d.h. aus den Massenströmen und den Totalzuständen beider Fluten stromauf der Turbine sowie dem statischen Druck stromab der Turbine.

Zur Identifizierung des gesuchten Strömungsparameters wird die zweiflutige Turbine durch ein vereinfachtes Ersatzmodell beschrieben.

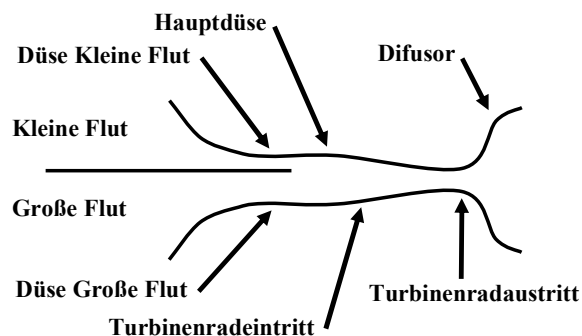


Bild 5.14: Schematische Darstellung der zweiflutigen Turbine

Die in Bild 5.14 gezeigte Darstellung entspricht der untersuchten Turbine in Bild 5.2 und besteht aus zwei parallelen Düsen, die hier als Teildüsen bezeichnet werden. In der sogenannten Hauptdüse werden beide Teilströme zusammengeführt und anschließend in das Turbinenrad geleitet.

Als Ähnlichkeitsparameter wird nun das Machzahlverhältnis am Austritt der Teildüsen vorgeschlagen. Das heißt es wird für die Fälle Strömungsähnlichkeit angenommen, die dasselbe Machzahlverhältnis aufweisen. Zur Charakterisierung der Strömung am Austritt

der teildüsen wird die als Lavalzahl bezeichnete, auf die kritische Schallgeschwindigkeit bezogene Machzahl verwendet.

$$M^* = \frac{c}{a^*} = \frac{c}{\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T^*}} \quad (5.32)$$

Unter der Annahme einer adiabaten verlustfreien Strömung eines idealen Gases ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$M^* = \frac{\sqrt{2 \cdot C_p \cdot T_t \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_t} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}}{\sqrt{\frac{2 \cdot \kappa \cdot R \cdot T_t}{\kappa+1}}} = \sqrt{\frac{\kappa+1}{\kappa-1} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_t} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (5.33)$$

$$M^* = \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_{Düse}}{p_{t,Flut}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

Die Machzahl am Austritt einer Teildüse ist damit durch den Totaldruck und die Totaltemperatur am jeweiligen Düsen Eintritt und den statischen Druck am Düsenaustritt eindeutig festgelegt. Der statische Druck am Düsenaustritt ist für beide Teildüsen identisch. In der Hauptdüse werden die Teilströme vereinigt und anschließend weiter beschleunigt. Der statische Druck am Eintritt in und am Austritt aus der Hauptdüse wird über das Flächenverhältnis der Düse und das kritische Machzahlverhältnis der Teilströme als eindeutig gekoppelt betrachtet. Das Verhältnis der kritischen Machzahlen am Austritt der Teildüsen ergibt sich bei gleichen Stoffwerten der Strömung beider Fluten zu:

$$\left( \frac{M_{31}^*}{M_{32}^*} \right)^2 = \frac{1 - \left( \frac{p_{Rotor}}{p_{t,31}} \right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left( \frac{p_{Rotor}}{p_{t,32}} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (5.34)$$

Das in Gl. (5.34) definierte kritische Machzahlverhältnis beider Fluten zeigt, dass die angenommene Strömungsähnlichkeit lediglich vom Totaldruck beider Fluten sowie dem statischen Druck in der Hauptdüse am Rotoreintritt abhängt. Der statische Druck im Bereich des Radeintritts hängt vom Betriebspunkt und insbesondere stark von der Beaufschlagung der Turbine ab, also ob sie bei Gleich- oder Ungleichbeaufschlagung betrieben wird. Allerdings wird der statische Druck am Eintritt in das Laufrad üblicherweise nicht gemessen und ist somit nicht zielführend.

Das für die Strömungsähnlichkeit relevante konstante Machzahlverhältnis muss deshalb aus den zur Turbinenkennfelderstellung herangezogenen bekannten Größen wie Gesamtdruckverhältnis, Temperaturen und Massenströmen der Einzelfluten, abgeleitet werden. Aufgrund der Tatsache, dass lediglich das Verhältnis der Machzahlen beider Fluten gesucht wird, ist die Bestimmung der einzelnen Machzahlen selbst nicht zwingend erforderlich. Aus der Definition der Machzahl und der Kontinuitätsgleichung sowie der Annahme eines idealen Gases und isentroper Zustandsänderung gilt folgender Zusammenhang, welcher im Anhang im Detail hergeleitet wird:

$$Ma = \frac{\dot{m}}{p_t \cdot A_{eff}} \cdot \sqrt{\frac{R \cdot T_t}{\kappa}} \cdot \left[ 1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma^2 \right]^{\frac{\kappa + 1}{2(\kappa - 1)}} \quad (5.35)$$

$$Ma = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_t}}{p_t} \cdot \frac{1}{A_{eff}} \cdot \sqrt{\frac{R}{\kappa} \left[ 1 - \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma^2 \right]^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}}}$$

Nach Umstellen ergibt sich folgende Gleichung:

$$\frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_t}}{p_t} = \frac{Ma}{\left[ 1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma^2 \right]^{\frac{\kappa + 1}{2(\kappa - 1)}}} \cdot A_{eff} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{R}} \quad (5.36)$$

Unter der Annahme einer konstanten effektiven Strömungsfläche sowie gleichbleibenden Stoffwerten kann der Durchsatzparameter in Abhängigkeit von der Machzahl berechnet werden (s. Bild 5.15). Da beide Teildüsen als rein konvergente Düsen ausgeführt sind, kann die lokale Machzahl am Austritt nur zwischen 0 und 1 variieren. Aus dem Monoton Steigenden Zusammenhang im relevanten Anwendungsbereich ergibt sich eine eindeutige Zuordnung zwischen Durchsatzparameter und Machzahl. Für gegebene Durchsatzparameter der einzelnen Fluten sind somit die Machzahlen am Austritt der Einzeldüsen ebenfalls festgelegt.

Für ein gegebenes Strömungsfeld ergibt sich im Austrittsbereich der Einzeldüse eine jeweilige Machzahl, welcher ein eindeutiger Durchsatzparameter der Flut entspricht. Für ein konstantes Machzahlverhältnis ist bei einem gegebenen Durchsatzparameter einer Flut aufgrund der eindeutigen Zuordnung zwischen Machzahl und Durchsatzparameter auch der Durchsatzparameter der jeweils anderen Flut gegeben.

Zusammenfassend ist somit für ein konstantes Machzahlverhältnis auch ein konstantes Durchsatzparameterverhältnis gegeben, dargestellt in Gl. (5.37.)

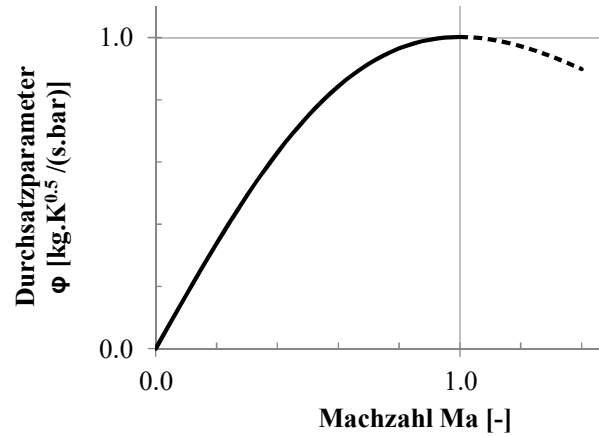


Bild 5.15: Durchsatzparameter als Funktion der Machzahl für eine konstante Strömungsfläche und  $k = 1.4$  aus Gl. (5.36).

$$\frac{Ma_{31}}{Ma_{32}} = \text{Konstante } A \quad \Rightarrow \quad \frac{\frac{\dot{m}_{31} \sqrt{T_{t,31}}}{p_{t,31}}}{\frac{\dot{m}_{32} \sqrt{T_{t,32}}}{p_{t,32}}} = \text{Konstante } B \quad (5.37)$$

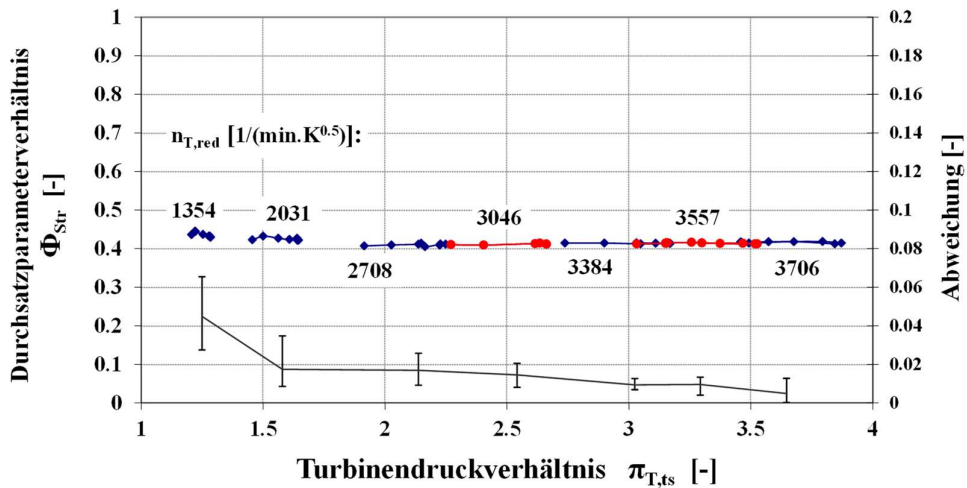
$$\Phi_{Str} = \frac{\phi_1}{\phi_2} = \frac{\frac{\dot{m}_{31} \cdot \sqrt{T_{t,31}}}{p_{t,31}}}{\frac{\dot{m}_{32} \cdot \sqrt{T_{t,32}}}{p_{t,32}}}$$

Das Verhältnis der Durchsatzparameter der beiden Fluten definiert damit das Verhältnis der Machzahlen beider Fluten am Ort ihrer Zusammenführung. Die Strömungsform im Bereich der Zusammenführung beider Fluten kann unter dieser Prämisse für alle Betriebspunkte der Turbine mit demselben Verhältnis der Durchsatzparameter beider Fluten unabhängig vom konkreten Geschwindigkeitsniveau als strömungsähnlich betrachtet werden. Dieser Aspekt wird in Kapitel 5.5 weiter untersucht.

Das Durchsatzparameterverhältnis der Fluten (Gl. 5.38) wird im Folgenden als relevanter dimensionsloser Parameter zur Charakterisierung des Betriebsverhaltens einer zweiflutigen Turbine mit asymmetrischem Querschnittsverhältnis verwendet.

$$\Phi_{Str} = \frac{\phi_1}{\phi_2} \quad (5.38)$$

Unter der Annahme, dass es sich tatsächlich um den gesuchten Ähnlichkeitsparameter handelt, stellen sich bei einem konstanten Durchsatzparameterverhältnis ähnliche Strömungszustände in der Hauptdüse und am Laufradeintritt ein. Zur Überprüfung dieser Arbeitshypothese soll zunächst das Durchsatzparameterverhältnis für die Randkennfelder ermittelt werden. Im Fall der Einzelbeaufschlagung ergibt sich ein konstantes Durchsatzparameterverhältnis. Dieses ist null im Falle der Einzelbeaufschlagung der großen Flut beziehungsweise unendlich im Falle der Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut. Für den Fall der Gleichbeaufschlagung sind die sich ergebenden Durchsatzparameterverhältnisse sowie die Abweichungen zum Mittelwert im folgenden Bild dargestellt.



**Bild 5.16:** Verlauf und Mittelwertabweichung des Durchsatzparameterverhältnisses bei Gleichbeaufschlagung

Der Mittelwert des Durchsatzparameterverhältnisses bei Gleichbeaufschlagung beträgt etwa 0,42. Das resultierende Durchsatzparameterverhältnis weist bei geringen Drehzahlen bzw. Druckverhältnissen eine mittlere Abweichung von etwa vier Prozent auf, während diese bei steigendem Turbinendruckverhältnis unter zwei Prozent sinkt. Die dargestellten Balken der Abweichung verdeutlichen die Streuung der einzelnen Messpunkte für die unterschiedlichen Drehzahlen. Die höhere Abweichung des Durchsatzparameterverhältnisses bei geringen Druckverhältnissen lässt sich insbesondere auf den geringen Massenstrom der kleinen Flut zurückführen, welcher mit vergleichsweise hohen Messfehlern verknüpft ist. Als Fazit lässt sich feststellen, dass sich auch bei Gleichbeaufschlagung ein konstantes Durchsatzparameterverhältnis einstellt und damit in der Zusammenführung beider Fluten ähnliche Geschwindigkeitsverhältnisse zu erwarten sind.

Es ist anzumerken, dass aus dem Durchsatzparameterverhältnis aus Gl. (5.38) bei Gleichbeaufschlagung (gleicher Eintrittsdruck und gleiche Eintrittstemperatur) definitionsgemäß ein Massenstromverhältnis beider Fluten wird. Das Massenstromverhältnis und damit auch das Durchsatzparameterverhältnis ergeben sich direkt aus dem Verhältnis der



effektiven Querschnittsflächen der beiden Voluten bzw. ihrer jeweiligen Düsen. Zur ersten Abschätzung kann das Verhältnis der Strömungsfläche der Volute zum Flächenschwerpunkt am Voluteneintritt (Watson et al. (1982), Pucher et al. (2012)) der einzelnen Fluten herangezogen werden, welches nachfolgend als A/R bezeichnet wird. Das Verhältnis des A/R der kleinen Flut zum A/R der großen Flut ergibt sich aus den geometrischen Abmessungen der im Rahmen der vorliegenden Arbeit untersuchten zweiflutigen Turbine zu 0,421. Für die untersuchte Turbine ist somit bei Gleichbeaufschlagung eine gute Übereinstimmung dieser beiden Parameterverhältnisse gegeben. Aus diesem Ergebnis lässt sich eine einfache und kostengünstige Methode zur Abschätzung des Durchsatzparameterverhältnisses sowie der Durchsatzparameter der einzelnen Fluten bei Gleichbeaufschlagung ableiten, bei der lediglich die Messung des Gesamtmassenstroms der Turbine erforderlich ist.

Während sich bei Einzelbeaufschlagung und Gleichbeaufschlagung weitgehend konstante Durchsatzparameterverhältnisse einstellen, soll im Folgenden untersucht werden, wie sich das Strömungsverhalten der Turbine bei Doppelbeaufschlagung und konstantem Durchsatzparameterverhältnis darstellt.

#### 5.4.1 Ungleichbeaufschlagung bei konstantem Machzahlverhältnis

Die Turbinenbetriebspunkte wurden in der im Folgenden vorgestellten Messreihe bei Ungleichbeaufschlagung prüfstandsseitig auf ein jeweils konstantes Durchsatzparameterverhältnis geregelt. Die Eintrittstemperatur lag für beide Fluten jeweils bei 673 K. Die Drehzahlregelung wurde über die Eintrittsbedingungen der Flut mit dem höheren Durchsatz durchgeführt, während über die jeweils andere Flut das Durchsatzparameterverhältnis geregelt wurde. Die Kennfelddarstellung erfolgt flutenindividuell und beinhaltet zusätzlich die Kennlinien der Randkennfelder. Die gemessenen Turbinendrehzahlen bei konstantem Durchsatzparameterverhältnis sind dem Anhang zu entnehmen. Die Randbedingungen dieser Messungen finden sich in nachfolgender Tabelle.

Tabelle 5.4: Randbedingungen der Turbine bei konstanten Durchsatzparameterverhältnissen

$\Phi_{\text{str}} [-]$	$T_{t,3} [\text{K}]$
EB große Flut (0); 0,25 ; 0,42 ; 0,65 ; 1,0 ; EB kleine Flut ( $\infty$ )	673

Das Durchsatzparameterverhältnis wird im Bereich der Doppelbeaufschlagung von null bis unendlich in sechs Schritten diskret variiert. Der Durchsatzparameter der großen Flut ist Bild 5.17 zu entnehmen. Die Einzelbeaufschlagungen der kleinen und der großen Flut entsprechen den Durchsatzparameterverhältnissen von  $\infty$  bzw. 0. Bei Gleichbeaufschlagung ergibt sich ein Durchsatzparameterverhältnis von 0,42, wie bereits im vorherigen Unterkapitel beschrieben.

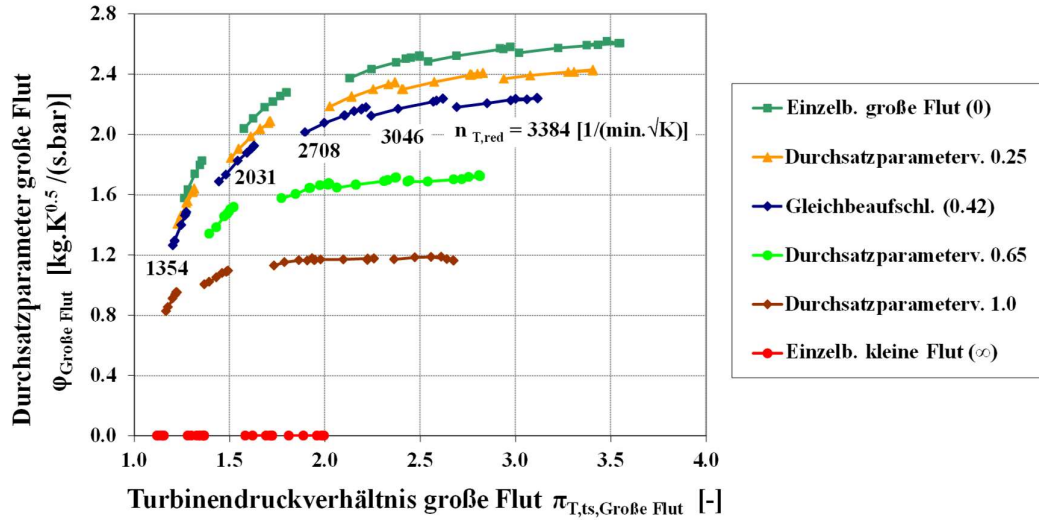


Bild 5.17: Durchsatzparameter der großen Flut der zweiflutigen asymmetrischen Turbine der Randbeaufschlagung sowie bei konstanten Durchsatzparameterverhältnissen

Erwartungsgemäß sinkt der Durchsatzparameter der großen Flut bei steigendem Durchsatzparameterverhältnis. Dementsprechend steigt andererseits der Durchsatz der kleinen Flut, wie in Bild 5.18 zu erkennen ist. Eine Änderung des Durchsatzparameterverhältnisses führt somit gleichzeitig zu einer Änderung des Durchsatzparameters beider Fluten.

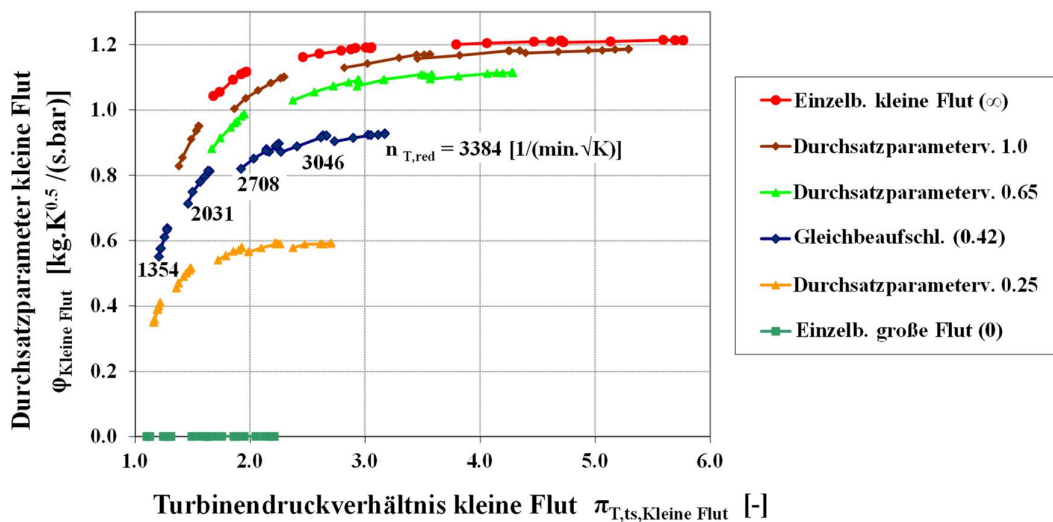
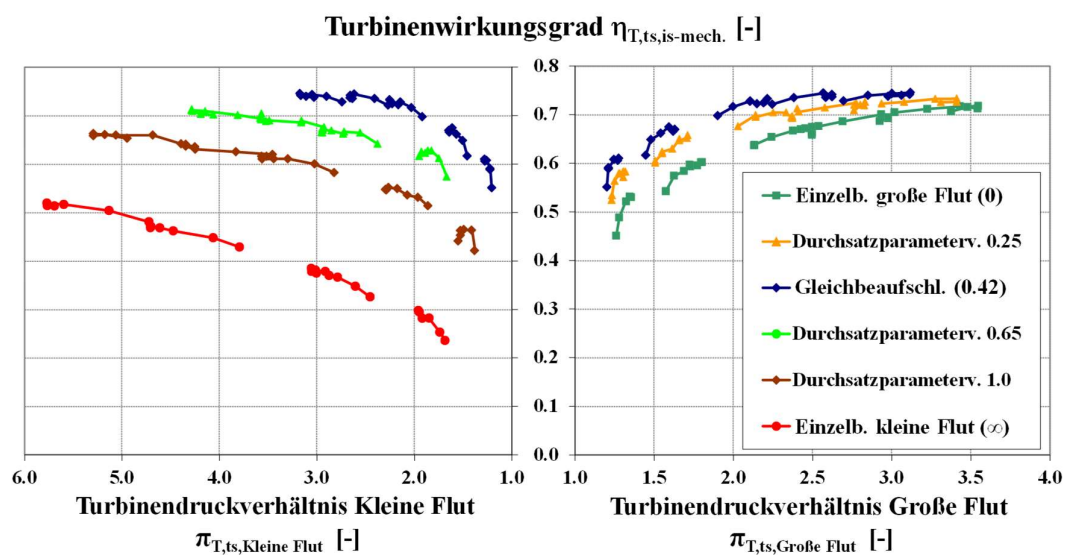


Bild 5.18: Durchsatzparameter der kleinen Flut der zweiflutigen asymmetrischen Turbine der Randbeaufschlagung sowie bei konstanten Durchsatzparameterverhältnissen

Die Auftragung des Durchsatzparameters bei jeweils konstantem Durchsatzparameterverhältnis unterscheidet sich deutlich von der Auftragung bei jeweils konstantem Strangdruckverhältnis. So ist für die Kennlinien mit konstantem Durchsatzparameterverhältnis ein Verlauf zu beobachten, der sehr harmonisch zwischen den Randkennfeldern liegt. Alle Verläufe streben bei sinkendem Turbinendruckverhältnis demselben Punkt zu. Der bei konstanten Strangdruckverhältnissen auftretende Anstieg des erforderlichen Turbinendruckverhältnisses bei verschwindendem Durchsatzparameter aufgrund gegenseitiger Versperrwirkung ist mit Einführung dieses neuen Ähnlichkeitsparameters nicht mehr vorhanden. Die Durchsatzparameterkennfelder bei jeweils konstanten Durchsatzparameterverhältnissen ähneln dem Verhalten von einflutigen Turbinen. Die Durchsatzcharakteristik der zweiflutigen Turbine bei Variation des Durchsatzparameterverhältnisses erinnert an Kennfelder von Turbinen mit fester Geometrie unterschiedlicher Größen bzw. von Turbinen mit variabler Geometrie bei unterschiedlichen Stellungen des Verstellapparats. In Bild 5.19 ist der Turbinenwirkungsgrad bei konstanten Durchsatzparameterverhältnissen über dem flutenindividuellen Druckverhältnis dargestellt. Das Kennfeld der jeweiligen Flut beinhaltet neben der Kennlinie bei Gleichbeaufschlagung die Strömungszustände, welche eine stärkere Druckbeaufschlagung der betrachteten Flut aufweisen.

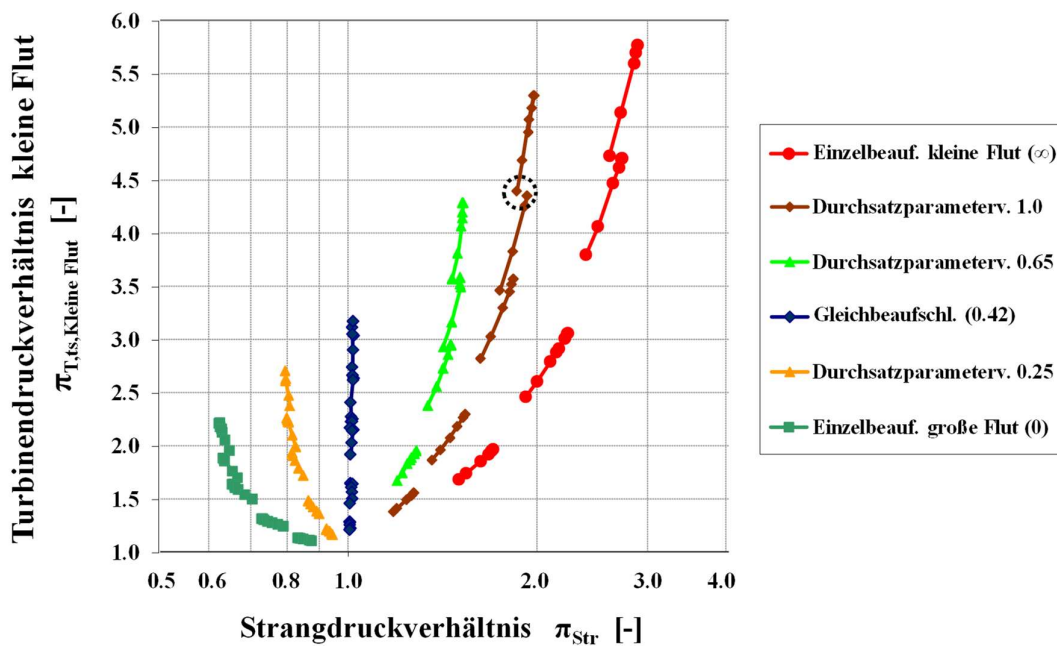


**Bild 5.19:** Flutenindividuelle Wirkungsgradkennfelder der zweiflutigen asymmetrischen Turbine der Randbeaufschlagung sowie bei konstanten Durchsatzparameterverhältnissen

Wie schon im Durchsatzparameter- ist auch im Wirkungsgradverlauf der deutliche Einfluss des Durchsatzparameterverhältnisses zu erkennen. Die Wirkungsgradkennlinien unterscheiden sich deutlich von denen, die bei konstantem Strangdruckverhältnis ermittelt wurden. Der Wirkungsgradverlauf tendiert bei geringen Turbinendruckverhältnissen nun nicht mehr zu dem Niveau der Einzelbeaufschlagung, wie im Falle konstanter Strang-

druckverhältnisse in Bild 5.12. Der Wirkungsgradverlauf weist für benachbarte Strömungszustände (Durchsatzparameterverhältnisse) einen ähnlichen, harmonischen Verlauf auf. Dies gilt sowohl im Vergleich zur Gleichbeaufschlagung als auch zur Einzelbeaufschlagung. Bei steigender Ungleichbeaufschlagung ergibt sich somit ein Turbinenwirkungsgradverlauf, welcher sich dem bei Einzelbeaufschlagung immer mehr annähert.

Wie schon beim Durchsatz ähneln auch die Turbinenwirkungsgradkennfelder den bekannten Kennfeldern einer Turbine mit variabler Geometrie bei unterschiedlichen Stellungen des Verstellapparats. Um das Strömungsverhalten der zweiflutigen Turbine im Vergleich mit den in Bild 2.4 definierten Strömungszustände einordnen zu können, wird das Strangdruck-Interaktionskennfeld herangezogen. In Bild 5.20 wurde anstelle des Strangdruckverhältnisses das Durchsatzparameterverhältnis als Ähnlichkeitsparameter gewählt.



**Bild 5.20:** Strangdruck-Interaktionskennfeld der kleinen Flut der zweiflutigen asymmetrischen Turbine bei konstanten Durchsatzparameterverhältnissen und bei Randbeaufschlagung

Die kurven der Strömungszustände mit einem konstanten Durchsatzparameterverhältnis bei ungleicher Doppelbeaufschlagung weisen einen ähnlichen Verlauf wie diejenigen der beiden Randkennlinien bei Einzelbeaufschlagung auf. Wird bei konstantem Durchsatzparameterverhältnis das Druckverhältnis einer Flut erhöht, nähert sich das Strangdruckverhältnis asymptotisch einem konstanten Wert an. Bei sehr geringen Druckverhältnissen in beiden Fluten tendiert das Strangdruckverhältnis für alle betrachteten Durchsatzparameterverhältnisse zur Gleichbeaufschlagung. Im Gegensatz zum Turbinenverhalten bei

konstantem Strangdruckverhältnis aus Bild 5.13 kann nun davon ausgegangen werden, dass sich auch bei einer weitgehenden Reduktion des Turbinendruckverhältnisses stets eine Strömungsform einstellt, die dem in Bild 2.4 definierten Strömungszustand der Doppelbeaufschlagung entspricht. Somit wird deutlich, dass bei einem konstanten Durchsatzparameterverhältnis nur jeweils ein einziger Strömungszustand auftreten kann. Selbst bei einem sehr geringen Druckverhältnis kann die Grenzkurve der Einzelbeaufschlagung nicht überschritten werden und Rückströmung in die andere Flut auftreten, wie es im Fall von konstanten Strangdruckverhältnissen grundsätzlich möglich ist.

Ein konstantes Durchsatzparameterverhältnis definiert somit einen bestimmten Strömungszustand und weist auf ein strömungsähnliches Turbinenkennfeld hin. Es ist deshalb mit hoher Wahrscheinlichkeit davon auszugehen, dass eine Turbinenkennfeldcharakteristik bei konstantem Durchsatzparameterverhältnis die Anwendbarkeit der in der Literatur beschriebenen Methoden zur Turbinenkennfeldextrapolation ermöglicht.

Aus dem in Bild 5.20 dargestellten Diagramm wird auch ersichtlich, dass bei einem bestimmten Durchsatzparameterverhältnis und Druckverhältnis in einer Flut sich bei unterschiedlichen Turbinendrehzahlen auch unterschiedlichen Strangdruckverhältnisse ergeben. So stellt sich zum Beispiel bei einem Durchsatzparameterverhältnis von 1,0 und einem Druckverhältnis von ca. 4,4 für die zwei höchsten Turbinendrehzahlen ein Strangdruckverhältnis von 1,85 bzw. 1,95 ein. Dies deutet darauf hin, dass das in der Literatur beschriebene Strangdruckverhältnis beider Fluten keine Strömungsähnlichkeit gewährleistet.

#### 5.4.2 Ermittlung der Reibungsverluste

Neben den unterschiedlichen Turbineneintrittsdrücken variieren im motorischen Betrieb auch die Turbineneintrittstemperaturen deutlich, wie in Kapitel 2 beschrieben. Die bisher vorgestellten Messungen wurden unter einer konstanten Turbineneintrittstemperatur von 673 K für beide Flute durchgeführt. Somit waren nicht nur die normierten Turbinendrehzahlen sondern auch die absoluten Turbinendrehzahlen jeweils konstant. Bei den im Folgenden vorgestellten Messungen zur Untersuchung des Einflusses der Variation der Turbineneintrittstemperatur (Bild 5.21) bzw. der Temperaturungleichbeaufschlagung (Kapitel 5.4.3) wird bei einer konstanten normierten Turbinendrehzahl die absolute Drehzahl variiert. Die Heißgasprüfstandsmessungen zur Bestimmung des Einflusses der Turbineneintrittstemperatur (Machzahlähnlichkeit) auf den Durchsatz sowie auf im weiteren Verlauf diskutierten isentropen Wirkungsgrad wurden unter Berücksichtigung der Reibleistung unter folgenden Randbedingungen durchgeführt.

Tabelle 5.5: Randbedingungen der Turbine zur Reibleistungsermittlung und Einfluss der Turbineneintrittstemperatur

$\pi_{\text{str}} [-]$	$T_{t,3} [\text{K}]$
1	363

Der in Bild 5.21 dargestellte Durchsatzparameter umfasst den Massenstrom durch beide Fluten. Die Kennlinienverläufe der betrachteten Turbineneintrittstemperaturen bei jeweils konstanter reduzierter Drehzahl (Gl. 2.6) verdeutlichen, dass eine Machzahlähnlichkeit mit guter Genauigkeit gegeben ist.

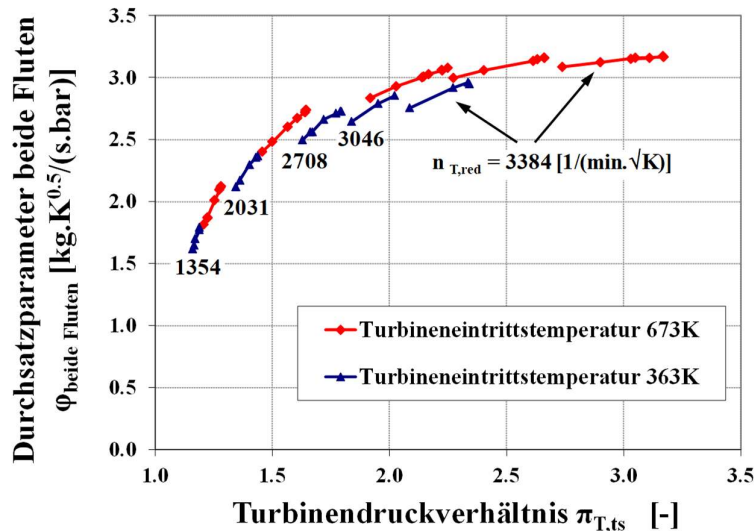


Bild 5.21: Durchsatzparameter beider Fluten bei zwei unterschiedlichen Turbineneintrittstemperaturen bei Gleichbeaufschlagung

Um aber einen Vergleich des isentropen Turbinenwirkungsgrads für gleiche reduzierte Turbinendrehzahl bei unterschiedlichen Turbineneintrittstemperaturen durchführen zu können, werden zunächst die mechanischen Verluste der Lagerung untersucht. Dadurch wird es möglich, den Einfluss der unterschiedlichen Drehzahlen bzw. der Reibleistung auf den isentropen Wirkungsgrad zu berücksichtigen.

Es sind mehrere Methoden zur Ermittlung der in der Lagerung entstehenden Reibleistung in der Literatur bekannt, welche in den Arbeiten von Schmitt (2007) und Scharf et al. (2010a) verglichen werden. Eine Methode verfolgt den Ansatz der Reibleistungsermittlung über die Bilanzierung der Enthalpie des Schmiermittels, welche durch Gl. (5.39) beschrieben wird (Lücking (2005), Baines (2010a)). Die Enthalpieerhöhung des Schmiermittels erfolgt nicht nur durch die in den Lagern dissipierte Energie, sondern auch über Wärmeleitung aus der Turbine und in geringerem Maße aus dem Verdichter.

$$P_R + \dot{Q}_{dia} = \Delta \dot{H}_{\dot{O}l} = (\rho_{\dot{O}l} \cdot c_{p,\dot{O}l} \cdot \Delta T_{\dot{O}l} + \Delta p_{\dot{O}l}) \cdot \dot{V}_{\dot{O}l} \quad (5.39)$$

Um den über den Wärmestrom zugeführten Leistungsanteil zu reduzieren, wurde die Turbineneintrittstemperatur zur Bestimmung der Reibleistung auf die mittlere Ölaustrittstemperatur von  $90^{\circ}\text{C}$  geregelt (Payri et al. (2010), Heuer (2002)). In den folgenden Betrachtungen wurde somit angenommen, dass die ins Öl geleitete Wärme vernachlässigbar ist, und die über das Öl abtransportierte Leistung der Reibleistung entspricht.

In Bild 5.22 ist die für die bisherige sowie die auf die Ölaustrittstemperatur reduzierte Turbineneintrittstemperatur gemessene Enthalpieerhöhung des Öls für unterschiedliche Drehzahlen dargestellt. Der Einfluss der mit den unterschiedlichen Betriebspunkten einhergehenden variierenden Axialkräfte drückt sich durch eine gewisse aber für die weiteren Betrachtungen zu vernachlässigende Streuung der Reibungsverluste aus. Die bei reduzierter Turbineneintrittstemperatur resultierende Kurve lässt sich mit einem Polynom 2. Grades bis zum Stillstand des Rotors extrapolieren. Im Stillstand wird dabei keine Temperaturerhöhung des Öls ermittelt. Somit scheint die gewählte Vorgehensweise tatsächlich die gewünschte Reibleistung zu liefern. Dagegen weist die Enthalpieerhöhung des Öls bei der höheren Turbineneintrittstemperatur aufgrund der Wärmeleitung aus der Turbine ins Schmiermittel eine um durchschnittlich ca.  $0,45\text{kW}$  höhere Leistung auf, welche bei einer Extrapolation zum Stillstand bestehen bleibt.

Das angewendete Polynom zur Beschreibung der nur von der Drehzahl abhängigen Reibleistung ist in Gl. (5.40) dargestellt. Die Koeffizienten des Polynoms der ermittelten Reibleistung des untersuchten Turboladers bei einer Turbineneintrittstemperatur von  $363\text{K}$  sind in Tabelle 5.6 aufgeführt. Die über das Polynom beschriebene Turboladerreibleistung wird im Weiteren als repräsentativ für den gesamten untersuchten Betriebsbereich der Turbine bei Gleich- und Ungleichbeaufschlagung angenommen.

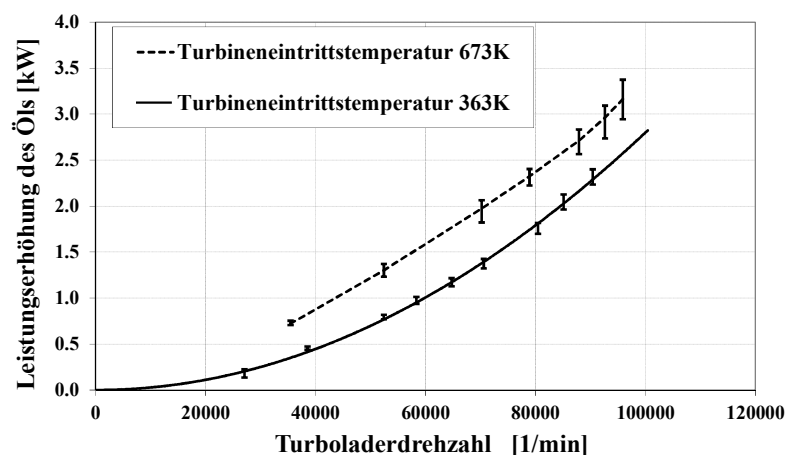


Bild 5.22: Leistungsaufnahme der Ölversorgung des Turboladers bei zwei unterschiedlichen Turbineneintrittstemperaturen

$$P_R = a_0 + a_1 \cdot n_{ATL} + a_2 \cdot n_{ATL}^2 \quad (5.40)$$

Tabelle 5.6: Polynomkoeffizienten der repräsentativen Turboladerreibleistung

$a_0$	$a_1$	$a_2$
0 kW	$-1.00 \cdot 10^{-7} \text{ kW} \cdot \text{min}$	$2.81 \cdot 10^{-10} \text{ kW} \cdot \text{min}^2$

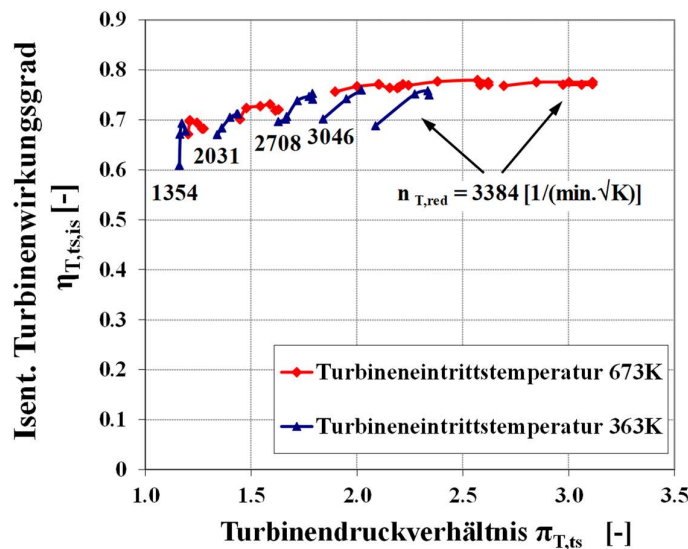


Bild 5.23: Isentroper Turbinenwirkungsgrad bei zwei unterschiedlichen Turbineneintrittstemperaturen bei Gleichbeaufschlagung über dem Turbinendruckverhältnis

Der unter Berücksichtigung der Reibleistung nach Gl. (2.23) ermittelte isentrope Turbinenwirkungsgrad ist für die betrachteten Turbineneintrittstemperaturen in Bild 5.23 dargestellt. Es ist ersichtlich, dass der isentrope Turbinenwirkungsgrad an den Schnittstellen zwischen den Kurven mit jeweils gleichen reduzierten Drehzahlen aber unterschiedlichen Eintrittstemperaturen eine relativ gute Übereinstimmung aufweist. Bei geringen Drehzahlen lässt sich aufgrund der geringen Spreizung der Verlauf des Turbinenwirkungsgrads bei gleichen reduzierten Drehzahlen aber unterschiedlichen Eintrittstemperaturen nur schwer vergleichen. Für den Vergleich des Wirkungsgradverlaufs auch bei geringen Turbinendrehzahlen erfolgt in Bild 5.24 die Darstellung über der Schnelllaufzahl.

Aus Bild 5.24 wird die befriedigende Übereinstimmung des Turbinenwirkungsgrads an den jeweiligen Übergangsbereichen auch für geringe Turbinendrehzahlen ersichtlich. Die von Schmitt (2007) beschriebenen weiteren Einflussgrößen auf die Reibleistung, wie beispielsweise die bereits im Rahmen der Diskussion der Reibleistung erwähnte Axialkraft,



besitzen zumindest in dem hier betrachteten Betriebsbereich einen untergeordneten Einfluss.

Die auftretenden Wärmeströme zwischen der Turbine und dem Verdichter wurden von Heuer (2002) und Scharf et al. (2010a) näher untersucht. Dabei wurde beobachtet, dass der Einfluss der Wärmeströme (Gl. 5.39) auf den Turbinenwirkungsgrad bei geringen ATL-Drehzahlen am höchsten ist, da hier nur geringe Massenströme durch den Verdichter gefördert werden. Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten weiteren Untersuchungen konzentrierten sich daher auf hohe Turboladerdrehzahlen, um den Einfluss von Wärmeströmen auf den Turbinenwirkungsgrad weitestgehend ausschließen zu können.

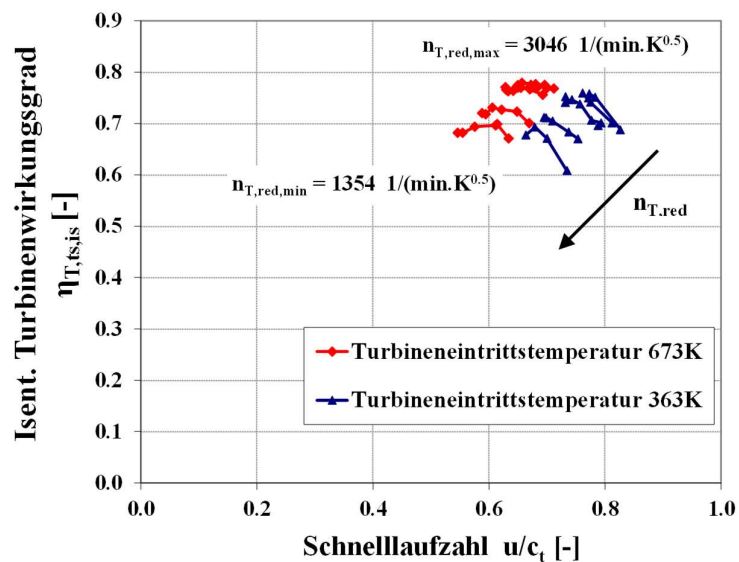


Bild 5.24: Isentroper Turbinenwirkungsgrad bei zwei unterschiedlichen Turbineneintrittstemperaturen bei Gleichbeaufschlagung über der Schnelllaufzahl

Der vorgestellte Ansatz zur Erfassung der Drehzahlabhängigkeit der Reibleistung bei der Berechnung des isentropen Turbinenwirkungsgrads weist eine für die im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten Untersuchungen ausreichende Genauigkeit und wird in den folgenden Betrachtungen angewendet.

### 5.4.3 Temperaturungleichbeaufschlagung

Ausgehend von den in Kapitel 4 dargestellten Randbedingungen der zweiflutigen Turbine im Motorbetrieb wurde in Kapitel 5.4.1 das Strömungsverhalten der Turbine zunächst bei Druckungleichbeaufschlagung aber gleicher Temperatur in beiden Fluten untersucht. Im vorangegangenen Kapitel konnte die Machzahlähnlichkeit der zweiflutigen Turbine bei variabler Temperatur aber wiederum gleicher Temperatur in den beiden Fluten nachgewiesen werden. Aus Bild 4.2 geht jedoch hervor, dass im Motorbetrieb auch das Temperaturverhältnis der beiden Fluten über einen weiten Bereich variiert. In diesem Kapitel wird deshalb das erstmalig im Rahmen dieser Arbeit untersuchte Strömungsverhalten der

Turbine bei unterschiedlichen Eintrittstemperaturen beider Fluten vorgestellt. Das Turbinenstrangtemperaturverhältnis ist gemäß Gleichung 5.41 definiert.

$$\tau_{Str} = \frac{T_{t,31}}{T_{t,32}} \quad (5.41)$$

Die Einführung eines Strangtemperaturverhältnisses ungleich eins führt entsprechend Gleichung (2.6) zu zwei unterschiedlichen normierten Drehzahlen, bedingt durch zwei Turbineneintrittstemperaturen bei einer physikalischen Drehzahl. Die Definition des isentrop-mechanischen Turbinenwirkungsgrads nach Gleichung (2.27) führt jedoch auch bei Temperaturungleichbeaufschlagung zu nur einem einzigen Wert. Dies verdeutlicht, dass selbst bei unterschiedlichen Turbineneintrittstemperaturen die Angabe einer einzigen für die Durchströmung des Turbinenrades repräsentativen Temperatur möglich ist. Abgeleitet von Bild 5.14 wird über die Energiebilanz in der Zusammenführung beider Fluten eine mittlere Temperatur am Turbinenradeintritt gebildet. Dabei wird erwartet, dass das Strömungsverhalten der Turbine sich abhängig von der repräsentativen Temperatur am Turbinenradeintritt einstellt. Es wird vereinfachend angenommen, dass die Strömung bis zum Turbineneintritt ein adiabates Verhalten aufweist und sich die beiden Teilströme vollständig mischen.

$$T_{T,repr.} = \frac{\dot{m}_{31} \cdot c_{p,31} \cdot T_{t,31} + \dot{m}_{32} \cdot c_{p,32} \cdot T_{t,32}}{\dot{m}_{31} \cdot c_{p,31} + \dot{m}_{32} \cdot c_{p,32}} \quad (5.42)$$

Die repräsentative Turbineneintrittstemperatur aus Gl. (5.42) beschreibt somit eine energiegemittelte Temperatur am Turbinenradeintritt. Diese wird zur Normierung der Turbinendrehzahl gemäß Gl. (5.43) herangezogen.

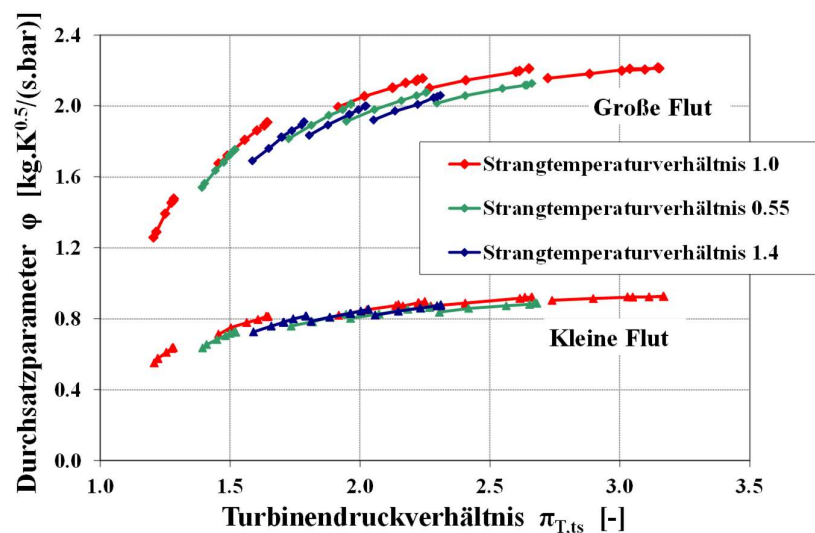
$$n_{red} = \frac{n_{Abs}}{\sqrt{T_{T,repr.}}} \quad (5.43)$$

Zur Analyse des Strömungsverhaltens der Turbine bei einer gemäß Gl. 5.43 definierten normierten Turbinendrehzahl wurden Messungen bei Druckgleichbeaufschlagung und Temperaturungleichbeaufschlagung durchgeführt. Die Randbedingungen der Prüfstandsmessungen sind in der nachfolgenden Tabelle dargestellt. In Bild 5.25 sind die Durchsatzparameter der einzelnen Fluten bei Strangtemperaturverhältnissen ungleich eins sowie die der Gleichbeaufschlagung aus Kapitel 5.3.1 dargestellt. Die Messungen wurden bei jeweils gleichen reduzierten Drehzahlen durchgeführt.

Tabelle 5.7: Randbedingungen der Turbine bei Temperatur-Ungleichbeaufschlagung

$\pi_{str}$ [-]	$\tau_{str}$ [-]	$T_{t,3,repr.}$ [K]
1	0,55	513
1	1,0	673
1	1,4	378

Der Durchsatzparameter der einzelnen Fluten weist einen konsistenten Verlauf zu den in Kapitel 5.3.1 diskutierten Ergebnissen bei Temperaturgleichbeaufschlagung auf. Trotz gleicher reduzierter Drehzahlen ergibt sich bei gleichen Druckverhältnissen für beide Fluten ein geringer Unterschied des Durchsatzparameters bei ungleichem Strangtemperaturverhältnis. Die Abweichung beträgt ca. 2-3%. Diese tritt sowohl bei der kleinen als auch bei der großen Flut auf und fällt beim Strangtemperaturverhältnis von 1,4 am höchsten aus. Für ungleiche Temperaturbeaufschlagung stellt sich ein Durchsatzverhalten ein, welches dem einer geringfügig niedrigeren normierten Turbinendrehzahl bei Temperaturgleichbeaufschlagung entspricht. Es wird erwartet, dass diese leichte Abweichung zum Teil auf die nicht vollständig vorhandene Vermischung der Strömung vor dem Turbineneintritt zurückzuführen ist.



**Bild 5.25: Durchsatzparameter der einzelnen Fluten bei Druckgleichbeaufschlagung und Strangtemperaturvariationen**

Neben dem Einfluss der Temperaturgleichbeaufschlagung auf das Durchsatzverhalten ist ebenfalls der Einfluss auf den isentropen Turbinenwirkungsgrad relevant (s. Bild 5.26). Das im vorherigen Kapitel ermittelte Polynom zur Beschreibung der Turboladerleistung wird auch hier zur Ermittlung des isentropen Turbinenwirkungsgrades herangezogen. Der Verlauf der Wirkungsgradkennlinien bei Temperaturungleichbeaufschlagung zeigt einen konsistenten Verlauf zu den in Kapitel 5.3.1 diskutierten Ergebnissen. Es ist dennoch ein leichter Wirkungsgradunterschied bei konstanten reduzierten Drehzahlen und gleichem Druckverhältnis von ca. 2-3% zu erkennen. Es sei an dieser Stelle angemerkt, dass während die reduzierte Drehzahl nach Gl. 5.43 bei den untersuchten Strangtemperaturverhältnissen von 0,55 bis 1,4 konstant gehalten wurde, die flutenindividuelle reduzierte Drehzahl deutlich unterschiedlich war. Die reduzierten Drehzahlen

der einzelnen Fluten variierten ca. 38% in der kleinen und 17% in der großen Flut aufgrund der unterschiedlichen Temperaturen. Durch Einschränkungen der erzielbaren Kühlleistung des in Bild 5.3 dargestellten Prüfstandsbaus war es nicht möglich, die absolute Turboladerdrehzahl konstant zu halten, sodass zwischen den extremen Temperaturungleichbeaufschlagungen bei konstanten reduzierter Turbinendrehzahl ein absoluter Drehzahlunterschied von ca. 15% vorlag. Die in Bild 5.26 dargestellten Kennlinien des Turbinenwirkungsgrads der unterschiedlichen Strangtemperaturverhältnisse werden vor der Tatsache der relativ hohen Drehzahlunterschiede als gut übereinstimmend betrachtet.

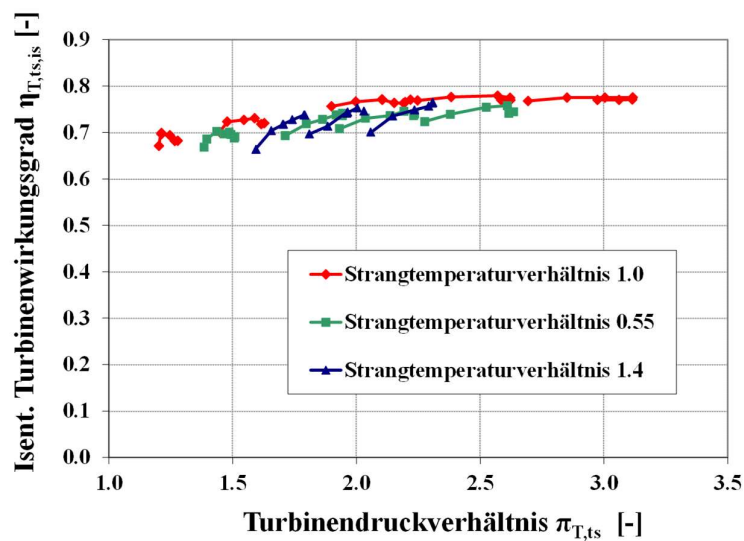


Bild 5.26: Isentroper Turbinenwirkungsgrad bei Druckgleichbeaufschlagung und Strangtemperaturvariationen über dem Turbinendruckverhältnis

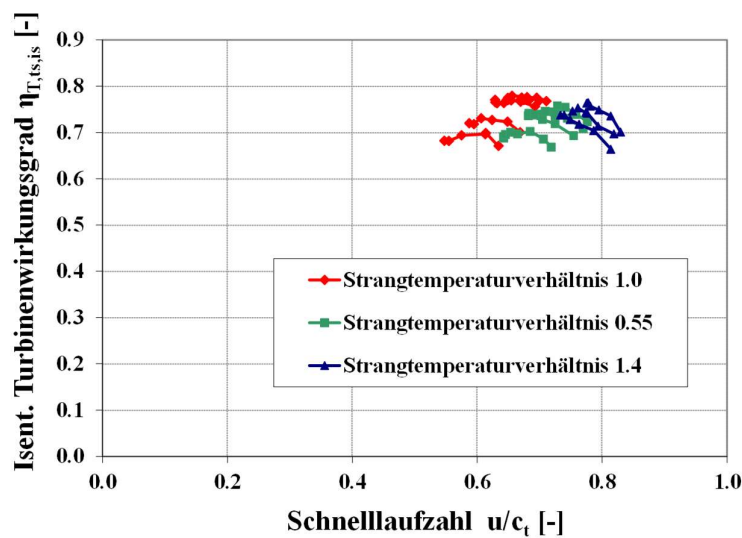


Bild 5.27: Isentroper Turbinenwirkungsgrad bei Druckgleichbeaufschlagung und Strangtemperaturvariationen über der Schnelllaufzahl

Das Vorgehen zur Einstellung einer reduzierten Turbinendrehzahl bei unterschiedlichen Strangtemperaturverhältnissen wird basierend auf den Ergebnissen für die Durchsatzparameter und den isentropen Wirkungsgrad als für die im Rahmen dieser Arbeit interessierenden Fragestellungen als hinreichend genau betrachtet. Um die beobachteten moderaten Abweichungen im Strömungsverhalten der Turbine bei Temperaturungleichbeaufschlagung zu plausibilisieren, wird dieser Fragestellung in Kapitel 6.2.5, im Rahmen der numerischen Analyse der Turbine, weiter nachgegangen.

Bei gleichzeitiger Druckgleichbeaufschlagung und Temperaturungleichbeaufschlagung lässt sich aus Gl. (5.37) ableiten, dass ein konstantes Durchsatzparameterverhältnis lediglich vom Massenstrom und den Eintrittstemperaturen der Einzelfluten abhängt. Aus der in Bild 5.25 beobachteten guten Übereinstimmung des Durchsatzparameters der einzelnen Turbinenfluten ergibt sich ein nahezu konstantes Durchsatzparameterverhältnis bei unterschiedlichen Strangtemperaturverhältnissen, welches im folgenden Bild dargestellt ist.

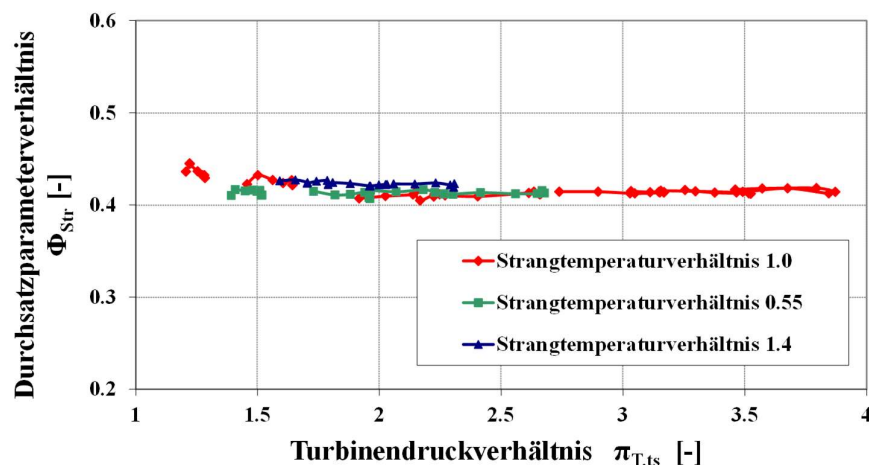


Bild 5.28: Durchsatzparameter bei Druckgleichbeaufschlagung und Strangtemperaturvariationen

Es ist zu sehen, dass bei einer geregelten Druckgleichbeaufschlagung das sich einstellende Durchsatzparameterverhältnis unabhängig vom Strangtemperaturverhältnis ist. Dies ist ein erstes Indiz dafür, dass ein konstantes Durchsatzparameterverhältnis für die Beschreibung von ähnlichen Strömungszuständen herangezogen werden kann.

#### 5.4.4 Druck- und Temperaturungleichbeaufschlagung

Die vorherigen Messungen wurden bei Temperaturungleichbeaufschlagung bei einem Strangdruckverhältnis von eins durchgeführt. Es soll nun eine vollständige Ungleichbeaufschlagung, wie sie eine zweiflutige Turbine unter motorischen Bedingungen erfährt, allerdings unter stationären Betriebsbedingungen erfolgen. Dabei wird sowohl der Turbineneintrittsdruck als auch die Turbineneintrittstemperatur beider Fluten unterschiedlich sein. Die turbinenseitige Vorgabe des Betriebspunktes erfolgt über das Durchsatzparameterverhältnis, das Strangtemperaturverhältnis und die normierte Turbinendrehzahl. Die

Randbedingungen der Heißgasprüfstandsmessungen sind in folgender Tabelle dargestellt. Die normierten Turbinendrehzahlen sind dem Anhang zu entnehmen.

Zur Beurteilung der Turbinenkennfelder bei völliger Ungleichbeaufschlagung sind zusätzlich die Ergebnisse bei konstanten Durchsatzparameterverhältnissen und Temperaturgleichbeaufschlagung dargestellt.

Tabelle 5.8: Randbedingungen der Turbine bei vollständiger Ungleichbeaufschlagung

$\Phi_{\text{str}} [-]$	$\tau_{\text{str}} [-]$	$T_{\text{t},3,\text{repr.}} [\text{K}]$
0,25	1,0	673
0,25	0,55	548
0,65	1,0	673
0,65	1,75	478

In Bild 5.29 ist der Durchsatzparameter der großen Flut bei Durchsatzparameterverhältnissen von 0,25 und 0,65 bei temperaturbezogener Gleich- und Ungleichbeaufschlagung dargestellt. Die Verläufe der Durchsatzkennlinien weisen für alle drei Temperaturverhältnisse der beiden betrachteten Durchsatzparameterverhältnisse eine sehr gute Übereinstimmung auf.

In Bild 5.30 ist der Durchsatzparameter der kleinen Flut für die beschriebenen Randbedingungen darstellt. Auch das Durchsatzverhalten der kleinen Flut weist bei konstantem Durchsatzparameterverlauf eine sehr gute Übereinstimmung bei den unterschiedlichen Strangtemperaturverhältnissen auf.

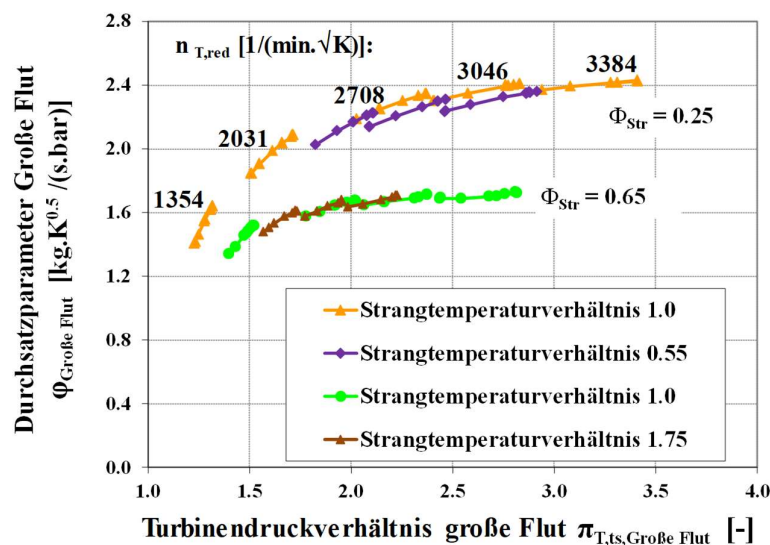


Bild 5.29: Durchsatzparameter der großen Turbinenflut bei Druck- und Temperaturungleichbeaufschlagung und konstanten Durchsatzparameterverhältnissen

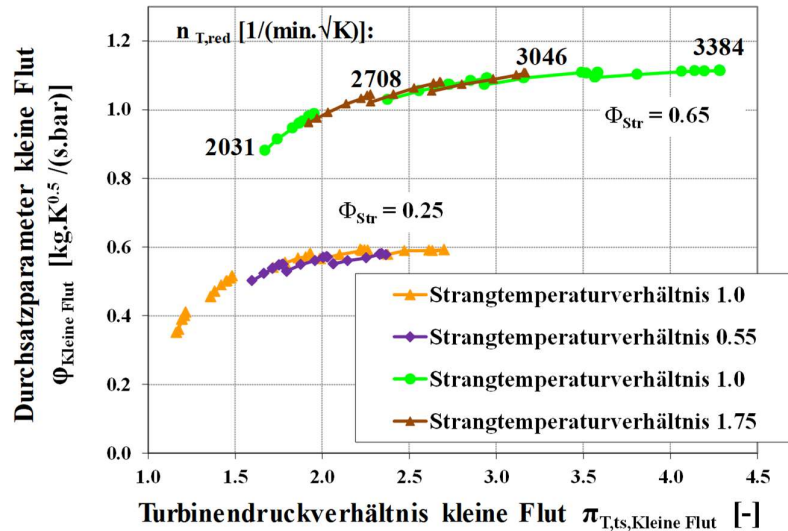


Bild 5.30: Durchsatzparameter der kleinen Turbinenflut bei Druck- und Temperaturungleichbeaufschlagung und konstantem Durchsatzparameterverhältnissen

Neben dem Durchsatzparameter ist auch das Verhalten der Turbinenwirkungsgrads bei vollständiger Ungleichbeaufschlagung von Bedeutung, welches in Bild 5.31 dargestellt ist.

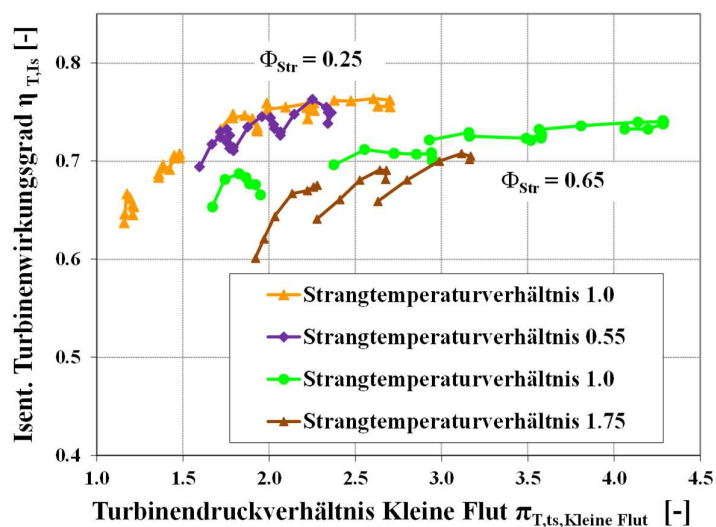


Bild 5.31: Isentroper Turbinenwirkungsgrad bei Druck- und Temperaturungleichbeaufschlagung und konstanten Durchsatzparameterverhältnissen

Die Wirkungsgradkennlinien konstanter normierter Drehzahlen der kleinen Flut zeigen jeweils für die beiden betrachteten Durchsatzparameterverhältnisse gute Übereinstimmung bei unterschiedlichen Temperaturverhältnissen. Dies ist insofern bemerkenswert, da die einzelnen Fluten Unterschiede in der normierten Turbinendrehzahl von 36% bzw. 24% bei den Durchsatzparameterverhältnissen von 0,25 bzw. 0,65 aufweisen. Weitere im Rahmen dieser Arbeit durchgeführte Untersuchungen dieser Turbine bei Temperaturungleichbeaufschlagung wurden in Brinkert et al. (2011b) veröffentlicht. Sie bestätigen, dass lediglich mittels der enthalpiegemittelten Turbineneintrittstemperatur ein ähnliches Strömungsverhalten bei unterschiedlichen Turbineneintrittstemperaturen festgestellt werden kann.

Zusammenfassen lässt sich feststellen, dass das Strangdruckverhältnis zwar das Turbinenverhalten beschreibt, dennoch weder als Ähnlichkeitsparameter noch als Basis für bereits existierende Extrapolationsmethoden zur Abdeckung aller im Motorbetrieb auftretenden Randbedingungen geeignet ist. Bzgl. der Strömungsähnlichkeit kommt das unter anderem dadurch zum Ausdruck, dass für ein konstantes Strangdruckverhältnis völlig unterschiedliche Strömungszustände auftreten können, wie sie in Bild 2.4 vorgestellt wurden. Daher wurde ein neuer Ansatz zur Beschreibung des Strömungszustands der zweiflutigen Turbine hergeleitet und seine Gültigkeit nachgewiesen.

Basierend auf der Mach'schen Ähnlichkeit wird das Durchsatzparameterverhältnis als Ähnlichkeitsparameter eingeführt, mit dem Ziel ein im strömungsmechanischen Sinne ähnliches Geschwindigkeitsfeld zu gewährleisten. Aus den Messergebnissen bei Druckungleichbeaufschlagung lässt sich zeigen, dass ein bestimmter Strömungszustand eindeutig durch das Durchsatzparameterverhältnis beschrieben wird. Darüber hinaus lässt sich über eine enthalpiegemittelte Temperatur eine für beide Fluten gemeinsame reduzierte Drehzahl definieren, mit deren Hilfe die Machzahlähnlichkeit auch für Temperaturungleichbeaufschlagung mit ausreichender Genauigkeit gewährleistet wird. Anhand der gewonnenen Messergebnisse bei gleichzeitiger Druck- und Temperaturungleichbeaufschlagung wird somit nachgewiesen, dass mittels des Durchsatzparameterverhältnisses und der Anwendung einer enthalpiegemittelten reduzierten Drehzahl das Strömungsverhalten für den untersuchten Betriebsbereich der zweiflutigen Turbine eindeutig definiert ist.

## 5.5 Strömungsprofilmessungen

Die Ergebnisse der zuvor dargestellten Kennfelduntersuchungen werfen die Frage nach dem Strömungszustand im Bereich der Zusammenführung beider Fluten auf. Ausgehend von der enthalpiegemittelten Turbineneintrittstemperatur wird eine homogene Vermischung der Strömung aus den einzelnen Fluten vor dem Turbinenrad erwartet. Um das Strömungsverhalten im Eintrittsbereich der Turbine sowie die über das Durchsatzparameterverhältnis im Sinne ähnlicher Geschwindigkeitsfelder definierte Strömungsähnlichkeit näher zu untersuchen, werden Strömungsmessungen im Bereich der Zusammenführung beider Fluten durchgeführt. Es soll im Detail bestätigt werden, dass die aus den globalen Daten hergeleitete Aussage der Machzahlähnlichkeit bei festem Durchsatzparameterverhältnis gültig ist. Um dieser Frage nachzugehen, wurden in Fortführung früherer



Arbeiten an einflutigen Turbinen erstmals Strömungsgeschwindigkeitsprofile im Bereich der Zusammenführung beider Fluten in der Hauptdüse einer zweiflutigen Radialturbine mit Hilfe der Laser-Doppler-Anemometrie (LDA) aufgenommen. (Kreuz-Ihli et al. (1999), Osako et al. (2002) und Murugan et al. (1994))

Nach einer Beschreibung des Messaufbaus folgt eine detaillierte Analyse der Strömung im Bereich des Turbinenradeintritts für einen typischen Betriebspunkt. Anschließend wird anhand der bei unterschiedlichen Betriebspunkten gemessenen Geschwindigkeiten die Strömungsähnlichkeit bei konstantem Durchsatzparameterverhältnis überprüft.

### 5.5.1 Messprinzip und Versuchsaufbau

Bei dem im Rahmen dieser Arbeit eingesetzten LDA-Aufbau wird ein Argon-Ion-Laser als Lichtquelle verwendet und dabei die Doppler-Verschiebung des Streulichts eines bewegten Körpers zur Geschwindigkeitsbestimmung verwendet. Das Laserlicht wird über einen Strahlteiler, eine Bragg-Zelle und einen Farbteiler über flexible Glasfaserleitungen dem Sondenkopf zugeführt. Die beiden vom Sondenkopf ausgesandten Lichtstrahlpaare weisen eine Wellenlänge von 488 nm und 514,5 nm und eine Frequenzverschiebung je eines Teillichtstrahls von 40 MHz auf. Die zwei Laserstrahlpaare weisen einen Abstand von 38 mm in der Sonde auf, welche eine Brennweite von 400 mm hat. Die entstehenden Messvolumina nehmen die Form eines Ellipsoids an mit einem mittleren Durchmesser von ca. 0,12 mm und einer Länge von ca. 2,45 mm. Aufgrund der stark eingeschränkten optischen Zugänglichkeit wird das LDA-System trotz der damit verbundenen relativ geringen Datenrate in Rückwärtsstreuung verwendet. Die eingesetzte Sonde enthält bei diesem Aufbau sowohl die Sende- als auch die Empfangsoptik für zwei Lichtstrahlpaare.

Die Zuordnung der Messsignale zur Winkelstellung des Turbinenrotors erfolgt über das Signal des Drehzahlsensors. Dafür wird ein an der Welle angebrachter Induktivdrehzahlsensor verwendet. Stromauf der Turbine werden der Strömung zur Streuung des Lichts und somit zur Generierung eines Messsignals Partikel beigefügt. Es wird ein Ölnebelgenerator zur Erzeugung von Tröpfchen mit einem mittleren Durchmesser von 0,5  $\mu\text{m}$  verwendet. Der Versuchsaufbau ist im nachfolgenden Bild dargestellt.

Die Konstruktion des Turbinengehäuses wurde so verändert, dass im Bereich der Zusammenführung beider Fluten ein optischer Zugang gewährleistet ist. Dieser wird über Quarzglaseinsätze in beiden Fluten ermöglicht. In Bild 5.34 ist die geometrische Zuordnung die unterschiedlichen Strömungszugänge dargestellt. In jeder Position befindet sich ein optischer Zugang für beide Fluten.

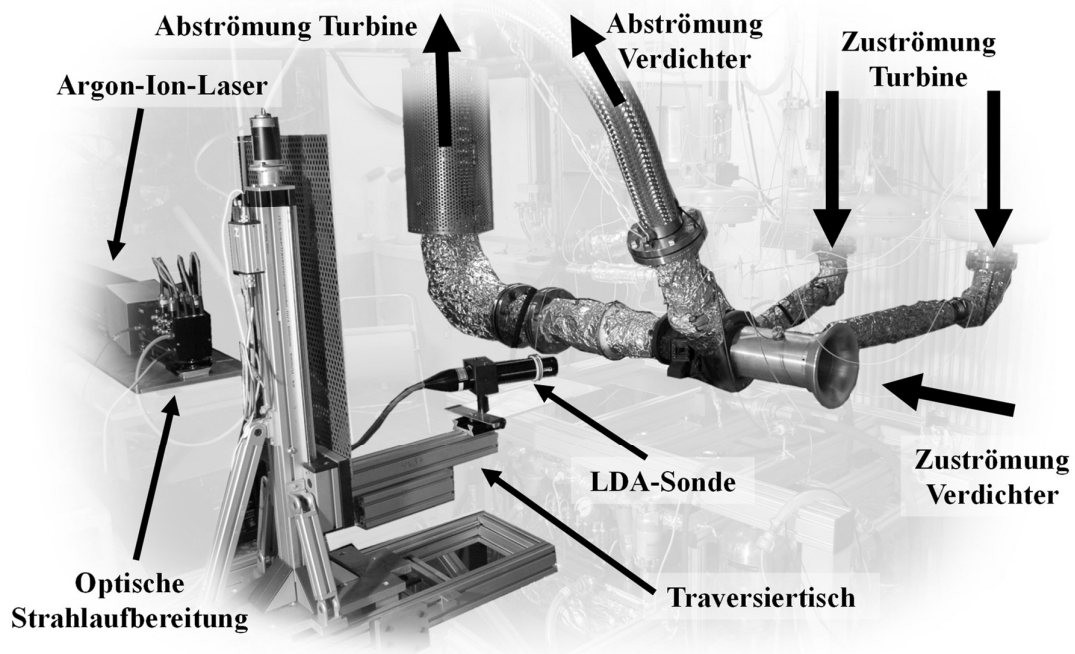
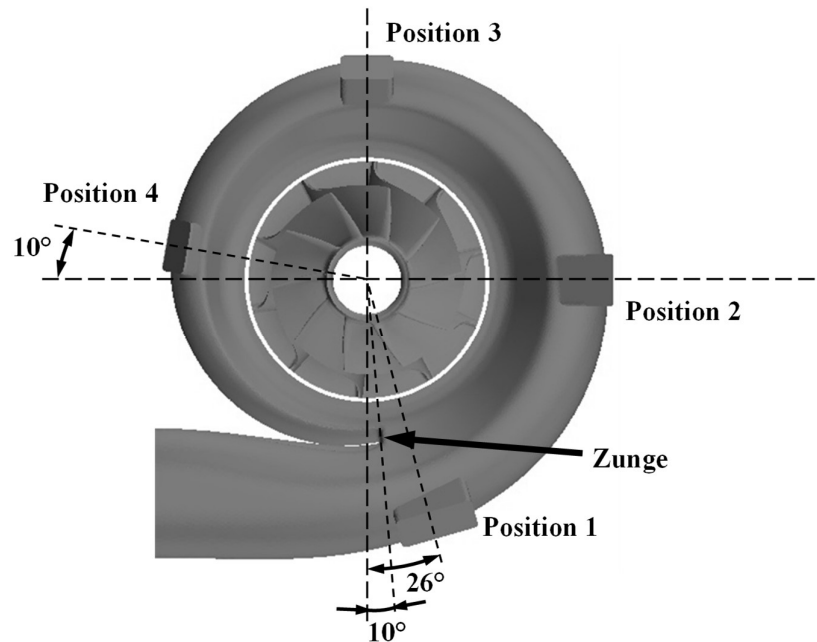


Bild 5.32: Versuchsaufbau der Strömungsfelduntersuchung mit dem Laser-Doppler-Anemometer



Bild 5.33: Turbinengehäuse mit optischen Zugängen zur Strömungsfelduntersuchung



**Bild 5.34: Position und Bezeichnung der optischen Zugänge der Turbinenvoluten**

Das Turbinengehäuse weist vier über den Umfang verteilte optische Zugänge auf. Um der Fragestellung hinsichtlich der Strömung im Bereich des Turbinenradeintritts nachzugehen, wurden die optischen Zugänge in Position 2 ausgewählt. An dieser Position weisen beide Voluten eine noch relativ große Fläche auf, was den optischen Zugang bei geringer Störung der Strömungsführung ermöglicht. Aus der Arbeit von Kreuz-Ihli et al. (2000) geht hervor, dass in diesem Bereich die Beeinflussung der Strömung durch den Nachlauf der Zunge nahezu abgeklungen ist, und die Bedingungen zur Strömungsfelduntersuchung hinsichtlich der Zusammenführung beider Fluten gegeben sind.

In Bild 5.35 ist eine Schnittdarstellung der Turbine an der Umfangsposition des optischen Zugangs 2 dargestellt. Aus dieser Ansicht geht hervor, dass ein rein radialer optischer Zugang wegen der Trennwand zwischen den Fluten nicht möglich ist. Verdeutlicht wird dies durch die Darstellung der Strahlengänge der jeweiligen Strahlenpaare sowie die Wege der Rückstreuung der Messbereiche beider Fluten. In Bild 5.35 wird außerdem der Winkel  $\gamma$  zur Beschreibung der Neigung der Messebene gegenüber der radialen Richtung definiert. Die Messungen wurden bei einem Winkel  $\gamma$  von  $-20^\circ$  für die kleine Flut und  $20^\circ$  für die große Flut durchgeführt.

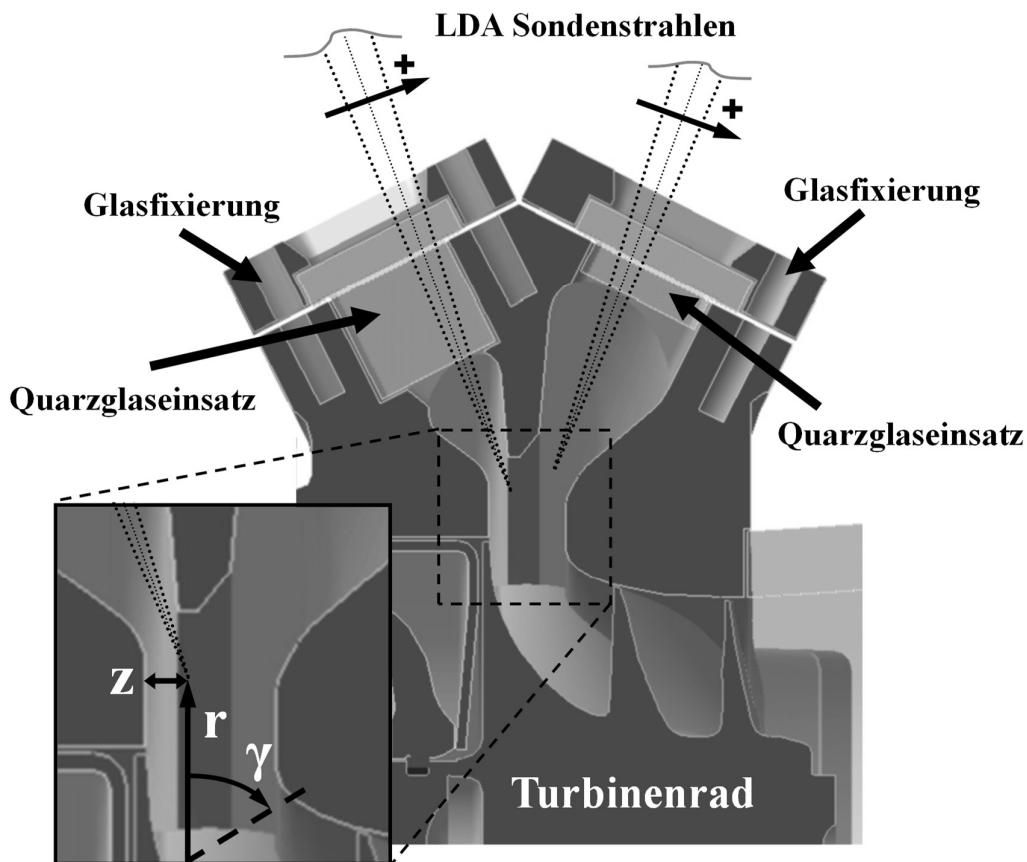


Bild 5.35: Optischer Zugang zum Messbereich in Position 2

Die Messungen wurden über beide optische Zugänge nacheinander durchgeführt. Das Messvolumen wurde über das motorgesteuerte Traversiersystem schrittweise in axialer und radialer Richtung verschoben. An jedem Messpunkt wurden die Streusignale der Strömungspartikel über eine Dauer von 60 Sekunden ausgewertet, typischerweise insgesamt für mehr als 20.000 Partikel. Das Messvolumen weist für einen bestimmten Messpunkt eine Position relativ zum Turbinengehäuse auf, welche in Bild 5.35 definiert ist. Die Umfangsposition des Messvolumens wird im Betrieb relativ zum Laufrad bzw. des Schaufelkanals beschrieben. Die axiale Position des Messvolumens wird auf die Turbineneintrittsbreite  $b$  bezogen. Dabei ist  $z/b=0$  die Position auf der Nabenseite und  $z/b=1$  die Position auf der Spaltseite. Die radiale Position des Messvolumens wird im weiteren Verlauf der Arbeit auf den Turbinenrotoreintrittsradius  $R_T$  bezogen. Neben der Geschwindigkeit wurde für jedes Messereignis die Rotorposition erfasst, sodass eine Zuordnung der Umfangsposition zum Schaufelkanal möglich ist. Aufgrund des periodischen Charakters der Strömung erfolgte die Auswertung anschließend über lediglich einen Schaufelkanal, d.h. die Messung wurde über die Umfangsposition des Laufrads phasengemittelt für einen Schaufelkanal ausgewertet. Die Messergebnisse werden nachfolgend über der Winkellage eines Schaufelkanals dargestellt.

Im Bereich der Radeintrittskante, d.h.  $r/R_T = 1$ , und nahe der Nabe wird die Signalqualität durch auftretende Reflexionen stark beeinträchtigt. Dies kann mit Hilfe einer schwarzen Lackierung weitgehend behoben werden. Während des Passierens einer Schaufelspitze im Bereich des Messvolumens ist die Geschwindigkeit bedingt durch verstärkte Reflexion nicht zu erfassen.

Zur Veranschaulichung der Auswertungsmethodik wird ein über den optischen Zugang der kleinen Flut erfasster Messpunkt exemplarisch dargestellt. Die eingestellten Turbinenrandbedingungen sind Tabelle 5.9 zu entnehmen.

Über die Betrachtung der winkelaufgelösten Signale entsteht ein Histogramm, welches die Häufigkeit über der Geschwindigkeit aufweist. Die Geschwindigkeit wird winkelaufgelöst zeitlich gemittelt über folgenden Zusammenhang ausgewertet.

$$\bar{c}_i = \frac{\sum_{n=1}^N c_{i,n}}{N} \quad (5.44)$$

$N$  ist hierbei die Messpunktzahl und  $i$  die Winkelposition. Die dargestellte Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit weist bei positiven Vorzeichen die Drehrichtung des Turbinenrotors auf. Die absolute Häufigkeit sowie die Umfangsgeschwindigkeiten weisen eine deutliche Abhängigkeit von der Umfangsposition des Rotors auf, welche als Rückwirkung der Turbinenrotorströmung auf die Strömung in der Spirale gesehen werden kann. Wie schon in der Arbeit von Kreuz-Ihli et al. (1999) ist die absolute Häufigkeit der Messsignale auf der Druckseite etwas höher als auf der Saugseite des Schaufelkanals. In diesem Bereich der Saugseite erreicht die Geschwindigkeit den Höchstwert, während die geringste Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit zwischen der Kanalmitte und dem Bereich der Druckseite auftritt.

Durch die Messung der Geschwindigkeiten über die Zugänge der beiden Turbinenvoluten und der unterschiedlichen Ausrichtung der Laserstrahlen in axialer Richtung ist im Bereich der Überdeckung der Messvolumina die Ermittlung von drei Geschwindigkeitskomponenten möglich. Die Überdeckung der Messvolumina aus beiden Voluten ist im Bereich der Radeintrittskante gegeben, wie in Bild 5.37 und weiter vorne in Bild 5.35 zu erkennen ist. In dem Bereich ist es möglich, neben der Umfangs- auch die Radial- und die Axialkomponente der Absolutgeschwindigkeit zu ermitteln.

Die turbulenten Schwankungen werden für jeden Messpunkt winkelaufgelöst ermittelt. Da die Messungen beider optischer Zugänge nacheinander erfolgt, weisen die einzelnen Geschwindigkeitskomponenten keine zeitliche Korrelation auf.

$$\overline{c_i^2} = \frac{\sum_{n=1}^N (c_{i,n} - \bar{c}_i)^2}{N} \quad (5.45)$$

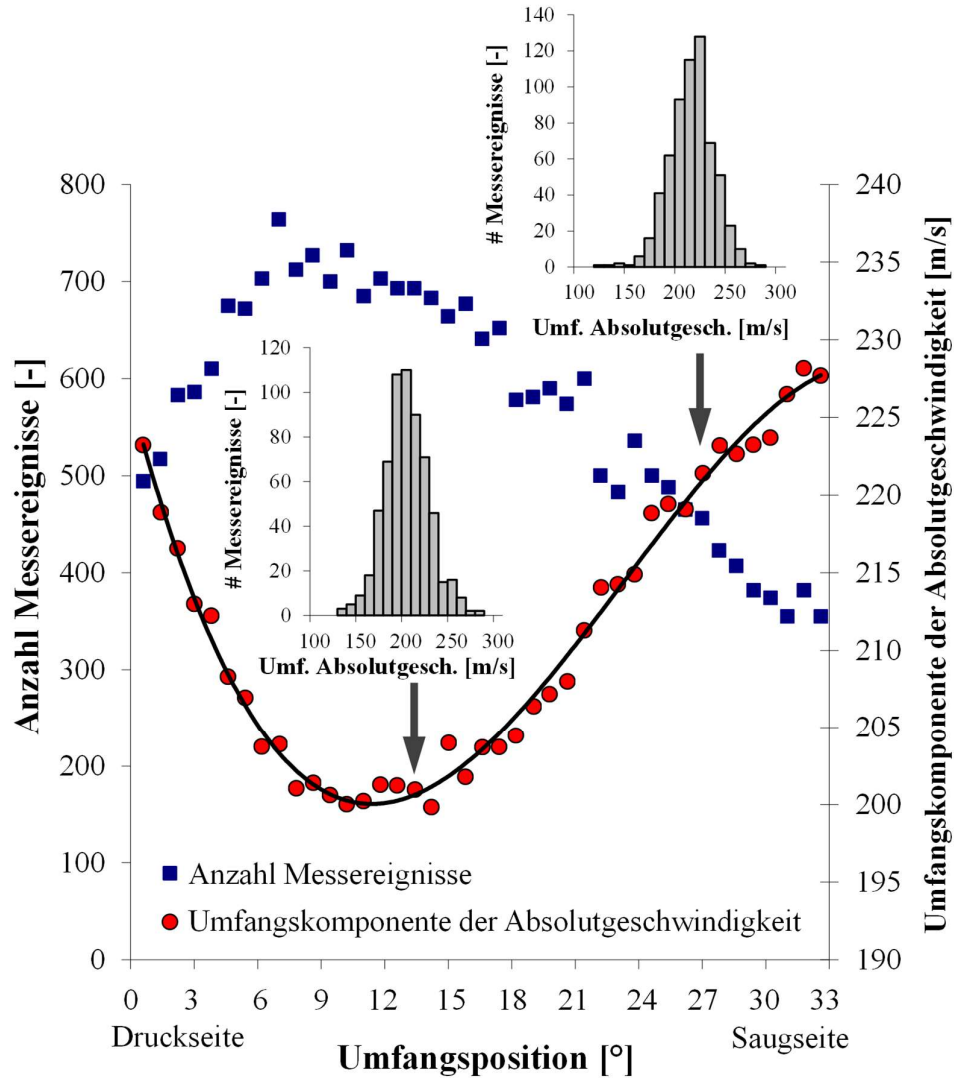


Bild 5.36: Anzahl der Messereignisse und Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit über dem Schaufelkanal bei  $z/b = 0,5$  und  $r/R_T = 1,0$

Die Schwankungsgrößen wurden für die unterschiedlichen Geschwindigkeitskomponenten ausgewertet und ermöglichen die Ermittlung der turbulenten kinetischen Energie wie folgt:

$$\overline{k_i} = \frac{1}{2} \left( \overline{c_{u,i}^2} + \overline{c_{v,i}^2} + \overline{c_{w,i}^2} \right) \quad (5.46)$$

Durch Normierung der turbulenten kinetischen Energie mit der mittleren Strömungsgeschwindigkeit wird der Turbulenzgrad definiert. Die Auswertung erfolgt jeweils aufgelöst über den Turbinenradwinkel.

$$\overline{Tu}_i = \frac{\sqrt{\frac{2}{3} \overline{k}_i}}{c_i} \quad (5.47)$$

### 5.5.2 Untersuchung der Geschwindigkeitsprofile

Die im vorherigen Abschnitt beschriebene Auswertungsmethodik wurde für einzelne Messpunkte angewandt. In einem ersten Schritt wurde die detaillierte Analyse der Geschwindigkeitsprofile für einen Betriebspunkt durchgeführt. Hierbei wurde ein Strömungszustand gewählt, welcher die im Motorbetrieb übliche stärkere Druckbeaufschlagung der kleinen Flut darstellt und dennoch ausreichend hohe Geschwindigkeiten in der großen Flut zur messtechnischen Erfassung aufweist. Gleichzeitig wurde der Betriebsbereich der Turbine über die zulässige Druckbelastung der Fenster der optischen Zugänge begrenzt. Die ausgewählten Randbedingungen sind in Tabelle 5.9 zusammengefasst dargestellt. Die Turbine wurde mit Temperaturgleichbeaufschlagung bei 306K Turbineneintrittstemperatur betrieben. Die Auswertung erfolgt sowohl über der Winkelposition des Rotors als auch über die radiale und axiale Koordinate.

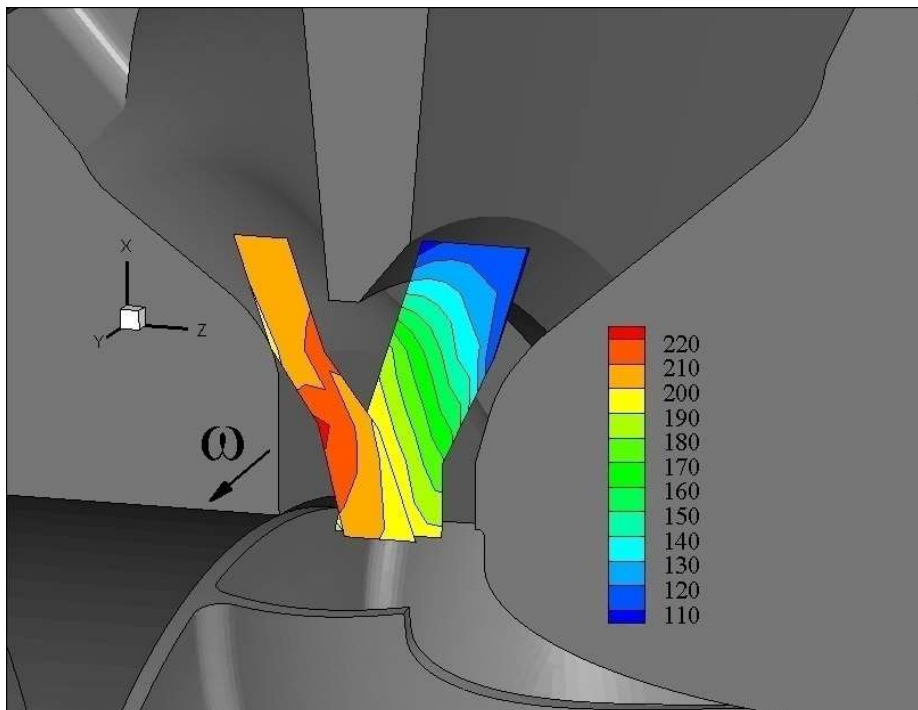
Tabelle 5.9: Turbinenrandbedingungen der detaillierten Strömungsprofiluntersuchungen

$\mathbf{n_{red}}$ [1/(min.K <sup>0.5</sup> )]	$\mathbf{\Phi_{str}}$ [-]	$\mathbf{\pi_{31}}$ [-]	$\mathbf{\pi_{32}}$ [-]	$\mathbf{\tau_{str}}$ [-]	$\mathbf{T_{t,3}}$ [K]
2369	0.83	1.91	1.43	1	306

Der gesamte Messbereich über beide optischen Zugänge in Position 2 ist für eine Winkelstellung in der Mitte des Schaufelkanals in Bild 5.37 beispielhaft dargestellt. Die einzelnen Messbereiche decken jeweils einen Teilbereich der Hauptdüse ab und weisen, wie zuvor erwähnt, eine vorhandene Überlappung im Bereich von  $r/R_T = 1,0$  auf. In radialer Richtung beginnt das Messvolumen bei einem Radius von ca. 60 mm im Bereich der noch getrennten Teildüsen, was einem  $r/R_T$  von ca. 1,35 entspricht. Es sind stark unterschiedliche Umfangskomponenten der Geschwindigkeiten bei der Zuströmung zur Hauptdüse zu erkennen. Die Umfangskomponente der Geschwindigkeit weist im Bereich der Teildüse der kleinen Flut, bedingt durch die starke Ungleichbeaufschlagung bei einem Strangdruckverhältnis von 1,33, ein höheres Niveau auf als im vergleichbaren Bereich der Düse der großen Flut. Ebenso fällt die deutliche Geschwindigkeitszunahme in der großen Flut auf. Zur detaillierteren Betrachtung der Strömungsbilds folgt die Darstellung der erfassten Geschwindigkeiten in unterschiedlichen Auswerteebenen.

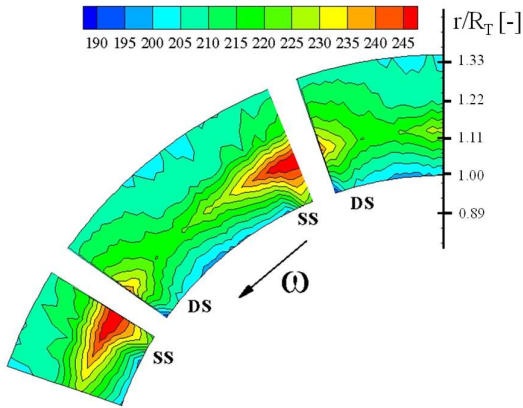
Aus den Überlegungen in Kapitel 5.4 lässt sich ableiten, dass bei Druckgleichbeaufschlagung ein Machzahlverhältnis von eins in der Zusammenführung beider Fluten vorliegt

und die Fluten der untersuchten Turbine ein Durchsatzparameterverhältnis von 0,42 aufweisen. Das bei dem analysierten Betriebspunkt vorliegende Durchsatzparameterverhältnis ist deutlich höher, sodass ein Machzahlverhältnis in der Zusammenführung beider Fluten deutlich über eins erwartet wird. Die deutlich unterschiedlichen Umfangskomponenten der Strömungsgeschwindigkeit in den Teildüsen beider Fluten liefern erste Hinweise auf den Zusammenhang zwischen dem Machzahlverhältnis der Teildüsen und dem Durchsatzparameterverhältnis.

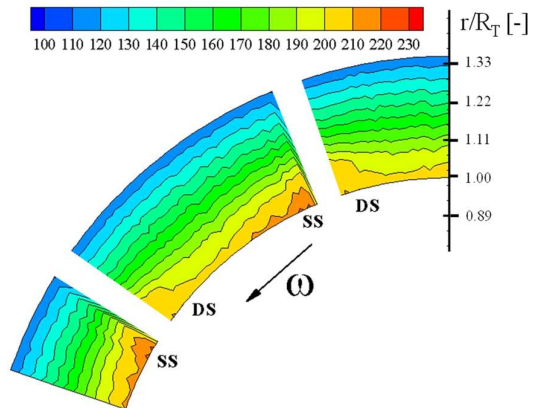


**Bild 5.37: Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit in Position 2 [m/s] eines kanalmittigen Winkelsegments mit den über beide Fluten zugänglichen Messvolumina**

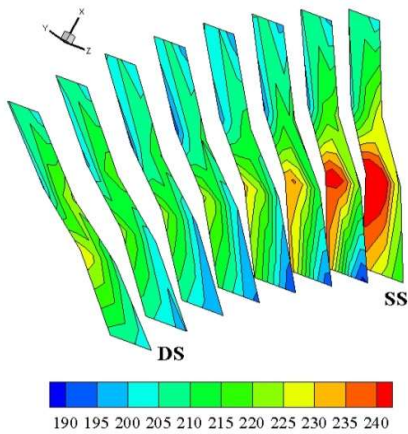




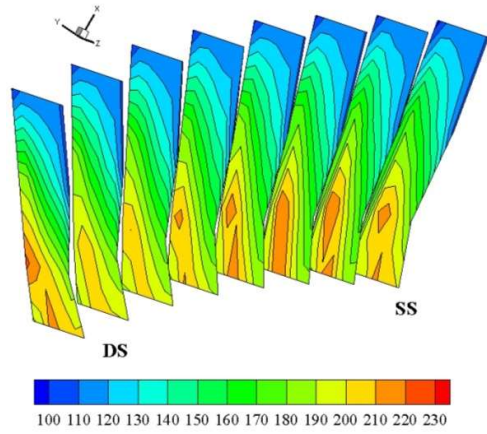
**Bild 5.38:** Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit [m/s],  $\gamma = -20^\circ$



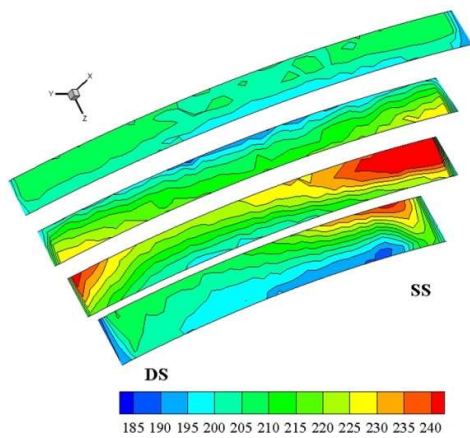
**Bild 5.39:** Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit [m/s],  $\gamma = 20^\circ$



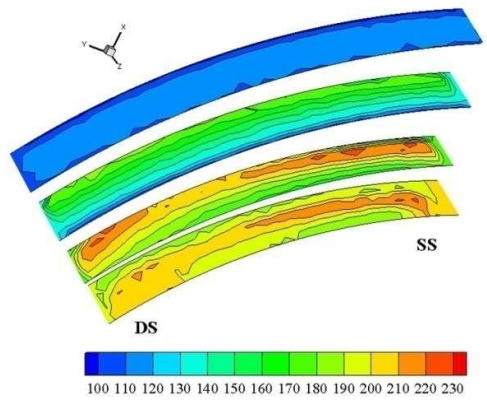
**Bild 5.40:** Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit [m/s],  $\gamma = -20^\circ$



**Bild 5.41:** Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit [m/s],  $\gamma = 20^\circ$



**Bild 5.42:** Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit [m/s],  $r/R_T = 1.0 / 1.1 / 1.22 / 1.35$ ,  $\gamma = -20^\circ$



**Bild 5.43:** Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit [m/s],  $r/R_T = 1.0 / 1.1 / 1.22 / 1.35$ ,  $\gamma = 20^\circ$

In Bild 5.38 und Bild 5.39 sind die über der kleinen und großen Turbinenflut gemessenen Umfangskomponenten der Absolutgeschwindigkeit dargestellt. Die Messebenen weisen einen Winkel  $\gamma = -20^\circ$  in der kleinen und  $\gamma = 20^\circ$  in der großen Flut auf. Beide Messebenen schneiden die Radeintrittskante bei  $z/b = 0,5$ . Die Drehrichtung ist über den Richtungspfeil dargestellt. Deutlich ist anhand der Diskontinuität der Geschwindigkeit zu erkennen, wo die Schaufelspitze des Turbinenrotors die Messebene passiert. Somit ist die Verwertbarkeit der Ergebnisse auf den mittleren Bereich des Schaufelkanals begrenzt.

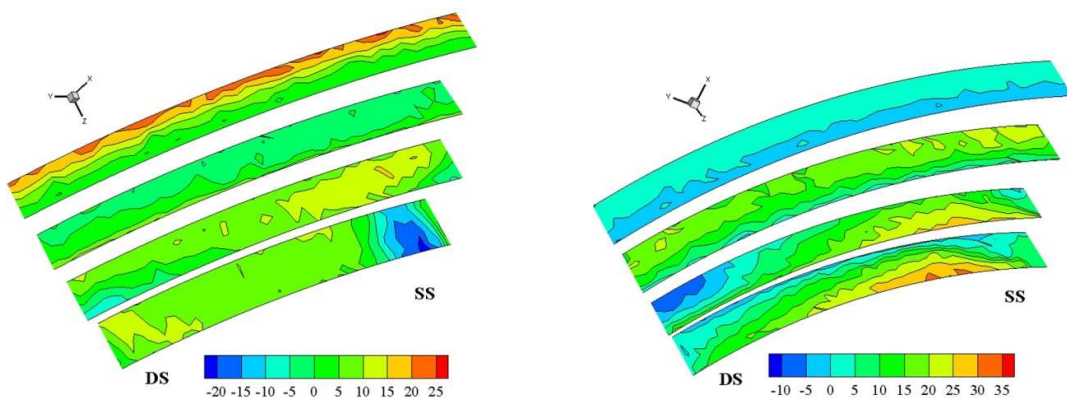
In der Düse der kleinen Flut liegen die Umfangskomponenten der Absolutgeschwindigkeit im Mittel bei ca. 205 m/s, während in der Düse der großen Flut mittlere Geschwindigkeiten von ca. 115 m/s auftreten. Im Bereich des Turbinenradeintritts, bei  $r/R_T = 1,0$ , liegen die Umfangskomponenten der Absolutgeschwindigkeit im Bereich von 200 m/s bis 210 m/s. Die Umfangsgeschwindigkeit am Eintritt des Turbinenrotors ist ca. 195 m/s. In den dargestellten Schnittebenen weist die Strömung der großen Flut somit eine wesentlich stärkere Erhöhung der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit in der Hauptdüse auf als die Strömung der kleinen Flut. Die hohe Strömungsgeschwindigkeit aus der kleinen Flut scheint somit die Strömung aus der großen Flut zu beschleunigen. Die schon in Bild 5.36 festgestellte Rückwirkung des Laufrads auf die Turbinenzuströmung ist in den Messungen beider Voluten über ein von der Umfangsposition abhängiges Strömungsverhalten ersichtlich. In der kleinen Flut ist dieses Phänomen deutlich stärker ausgeprägt als in der großen Flut, was auf die höhere Druckbeaufschlagung der kleinen Flut zurückzuführen ist – das Strangdruckverhältnis beträgt wie zuvor erwähnt 1,33. Im Bereich der Saugseite treten die höchsten Umfangskomponenten der Absolutgeschwindigkeit auf, während im Bereich der Schaufelkanalmitte die geringsten Geschwindigkeitsanteile in Umfangsrichtung zu erkennen sind.

In Bild 5.40 und Bild 5.41 sind die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit in Radialschnitten für die über der kleinen und großen Flut erfassten Messbereiche von der Druckseite zur Saugseite dargestellt. In Bild 5.42 und Bild 5.43 sind die Umfangsgeschwindigkeiten auf Zylinderschnitten dargestellt, von  $r/R_T = 1,0$  bis  $r/R_T = 1,35$ . Im Bereich der Teildüsen beider Fluten, bei  $r/R_T = 1,35$ , ist die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit relativ konstant. Beim Eintritt in die Hauptdüse, bei  $r/R_T = 1,22$ , entsteht über der jeweiligen Düsenbreite ein starker Geschwindigkeitsgradient hin zum mittigen Bereich der Hauptdüse, der von der Interaktion des Turbinenrades mit der Strömung überlagert ist. Bei  $r/R_T = 1,1$  ist eine Umfangsgeschwindigkeit von etwa 245 m/s in der kleinen Flut und bis unter 170 m/s in der großen Flut zu erkennen. Im Bereich des Turbinenradeintritts ist die höchste Umfangsgeschwindigkeit bei  $z/b = 0,25$  auf der Saugseite zu beobachten.

In Bild 5.44 und Bild 5.45 sind unterschiedliche Geschwindigkeitskomponenten der Absolutgeschwindigkeit des in Bild 5.35 dargestellten Schnitts für die über der kleinen und großen Flut erfassten Messbereiche von der Druckseite zur Saugseite dargestellt. Aufgrund der Neigung der LDA-Sonde von  $\gamma = -20^\circ$  und  $\gamma = 20^\circ$  weisen die dargestellten Geschwindigkeiten sowohl eine axiale als auch eine radiale Komponente auf. Die Geschwindigkeit wird in Richtung des Turbinenradaustritts als positiv definiert, was bei den

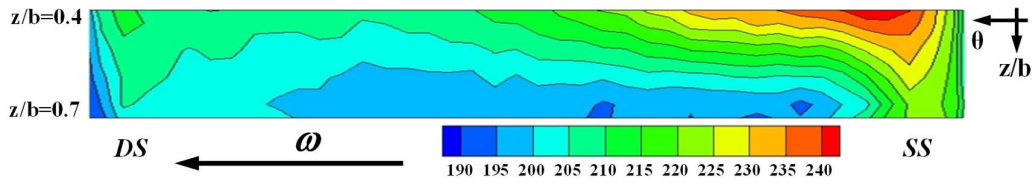
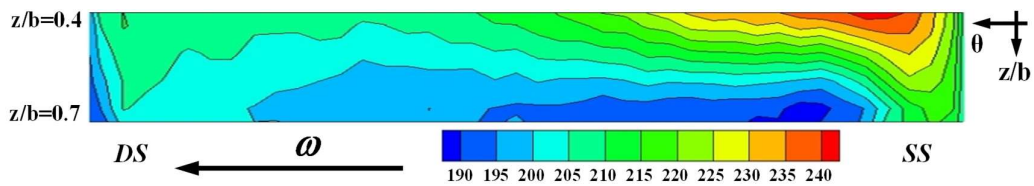
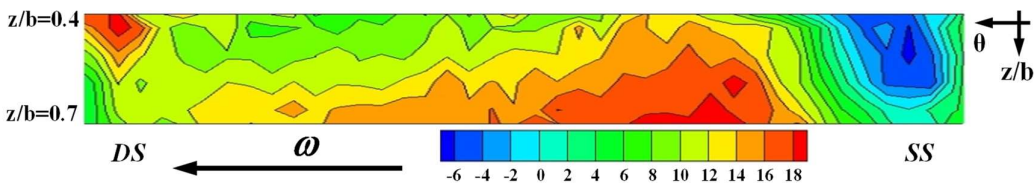
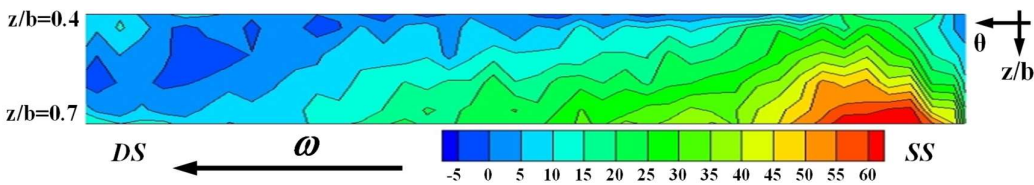
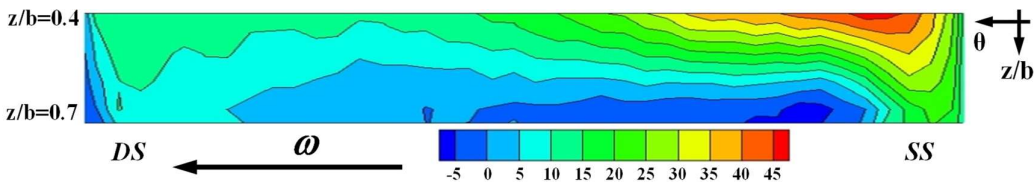
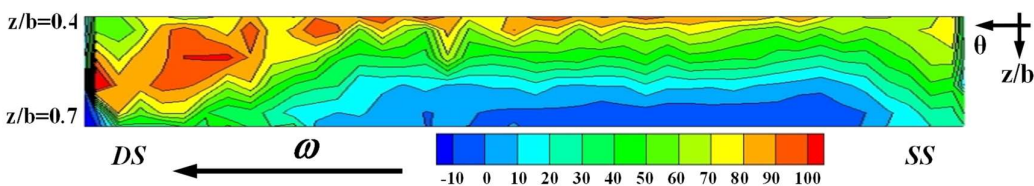
unterschiedlichen Fluten zu unterschiedlichen Vorzeichen des gemessenen Anteiles der Radialgeschwindigkeit führ (s. Bild 5.36).

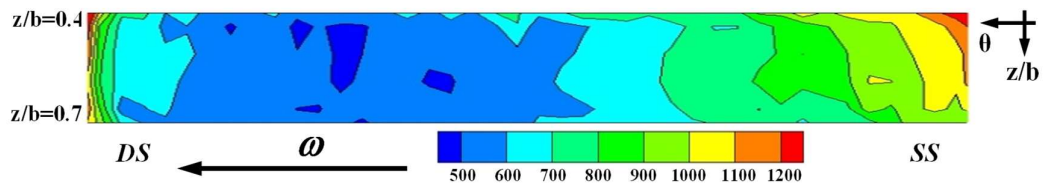
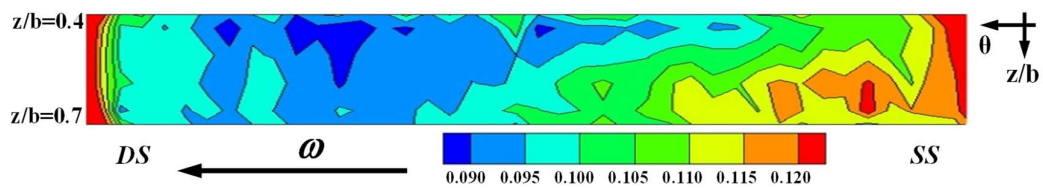
Es ist ein ähnliches Strömungsverhalten der einzelnen Messbereiche zwischen den Fluten zu beobachten. So ist bei  $r/R_T = 1,35$  eine über dem Umfang relativ homogene Strömung zu beobachten. Im Bereich der Teildüse der kleinen Flut ist eine deutliche positive Axialkomponente der Geschwindigkeit zu erkennen, also Richtung Turbinenradaustritt. Wie zu erwarten, liegt in der großen Flut in diesem radialen Bereich eine negative Axialgeschwindigkeit vor. Somit weist die Strömung eine von der Geometrie beider Teildüsen beeinflusste Strömungsführung in Richtung der Hauptdüse auf. Im Bereich des Turbinenradeintritts, bei  $r/R_T = 1,0$ , ist die Auswertung aufgrund der nicht orthogonal zueinander gemessenen Geschwindigkeiten über beide Fluten erschwert. Um die Interpretation des Strömungszustandes zu ermöglichen, werden die dargestellten Messungen in ein orthogonales Koordinatensystem übertragen und die einzelnen Geschwindigkeitskomponenten ermittelt.



**Bild 5.44:** Geschwindigkeitskomponente  $\gamma = -20^\circ$  **Bild 5.45:** Geschwindigkeitskomponente  $\gamma = 20^\circ$   
[m/s],  $r/R_T = 1.0 / 1.1 / 1.22 / 1.35$  [m/s],  $r/R_T = 1.0 / 1.1 / 1.22 / 1.35$ ,

Durch die Überlappung der beiden Messvolumina am Laufradeintritt ist es möglich, aufgrund der unterschiedlichen Anstellwinkel der LDA Sonden alle drei Geschwindigkeitskomponenten zu erfassen. Die gemessenen zeitgemittelten Geschwindigkeitsanteile wurden in ein orthogonales Koordinatensystem transformiert. Die gemessenen Geschwindigkeitsverteilungen sind in Bild 5.46 bis Bild 5.53 für  $r/R_T = 1,0$  von  $z/b = 0,4$  bis  $z/b = 0,7$  dargestellt. Aus Bild 5.35 sind die axialen Positionen der Teildüsen beider Fluten und der Flutentrennwand zu entnehmen. Die Teildüse der kleinen Flut nimmt über dem Radeintritt eine Breite von  $z/b = 0$  bis  $z/b = 0,26$  ein. Die Flutentrennwand belegt ein Eintrittsbreite von  $z/b = 0,26$  bis  $z/b = 0,7$ . Aufgrund der bearbeiteten Flutentrennwand auf der Seite der großen Flut erstreckt sich die Breite dieser Flut von  $z/b = 0,41$  bis  $z/b = 1,0$  im Radeintrittsbereich. Die folgende Auswertung bezieht sich somit auf die Mitte des Radeintrittsbereichs unter der Flutentrennwand.

Bild 5.46: Absolutgeschwindigkeit [m/s], bei  $r/R_T = 1.0$ Bild 5.47: Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit [m/s], bei  $r/R_T = 1.0$ Bild 5.48: Axialkomponente der Absolutgeschwindigkeit [m/s], bei  $r/R_T = 1.0$ Bild 5.49: Radialkomponente der Absolutgeschwindigkeit [m/s], bei  $r/R_T = 1.0$ Bild 5.50: Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit [m/s], bei  $r/R_T = 1.0$ Bild 5.51: Anströmwinkel im Relativsystem [°], bei  $r/R_T = 1.0$

Bild 5.52: Turbulente kinetische Energie [J/kg], bei  $r/R_T = 1.0$ Bild 5.53: Turbulenzgrad [-], bei  $r/R_T = 1.0$ 

In Bild 5.46 ist der aus den einzelnen Geschwindigkeitskomponenten ermittelte Betrag der Absolutgeschwindigkeit am Laufradeintritt dargestellt. Die in Bild 5.47 dargestellte Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit verdeutlicht im Vergleich zur Absolutgeschwindigkeit, dass die Hauptströmung durch die Umfangsgeschwindigkeitskomponente dominiert wird. Die Axialkomponente der Geschwindigkeit, dargestellt in Bild 5.48, weist im Bereich der Kanalmitte bei  $z/b = 0,7$  ihren Höchstwert von ca. 18 m/s in Richtung Turbinenradaustritt auf. Auffällig ist, dass im Bereich der Saugseite die Axialgeschwindigkeit negativ wird. Die Radialkomponente der Geschwindigkeit ist in Bild 5.49 dargestellt. Das Vorzeichen ist so gewählt, dass die Radialgeschwindigkeit positiv für ein in das Laufrad einströmendes Fluid ist, während eine Rückströmung aus dem Laufrad in den Düsenbereich ein negatives Vorzeichen hat. So liegt die maximale Radialgeschwindigkeit wie zu erwarten im Bereich der Saugseite, mit einem steigenden Verlauf von der Naben- zur Austrittsseite. Auf der Druckseite ist die Radialgeschwindigkeit sehr gering. Im Bereich der Druckseite ergeben sich auch negative Radialgeschwindigkeiten, also ein Rückströmen aus dem Schaufelkanal. Eine zunehmende Radialgeschwindigkeit von der Nabenseite zur Austrittsseite ist über den gesamten Schaufelkanal zu erkennen. Im Bereich der Saugseite ist diese jedoch am stärksten ausgeprägt.

In Bild 5.50 ist die Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit dargestellt, welche durch Subtraktion der Umfangsgeschwindigkeit von ca. 195 m/s des Turbinenrades von der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit an der Rotoreintrittsebene abgeleitet wurde. Auf der Saugseite ist von der Austritts- zur Nabenseite ein deutlicher Geschwindigkeitszuwachs zu beobachten. Etwa in dem Bereich der vorherig beschriebenen maximalen Radialgeschwindigkeit, bei  $z/b$  von ca. 0,7 nahe der Saugseite, wird eine negative Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit ermittelt. Negativ bedeutet in diesem Fall eine gegen die Drehrichtung des Rotors gerichtete Strömung. Im restlichen Messbereich ist eine positive Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit zu beobachten.

Aus der Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit und der Radialkomponente der Absolutgeschwindigkeit wird der Anströmwinkel im Relativsystem gebildet. Dieser wird gemäß Gl. (10.63) bzw. Bild 9.10 (siehe Anhang) definiert. Ein positives Vorzeichen des Anströmwinkels im Relativsystem bezieht sich auf eine positive Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit. Im Bereich der Saugseite weist der relative Anströmwinkel Werte im Bereich von  $-10^\circ$  bis  $70^\circ$  auf. Diese große Variation des Anströmwinkels ist der beschriebenen Variation der Radialkomponente der Absolutgeschwindigkeit und der relativen Umfangsgeschwindigkeit geschuldet. Selbst im Bereich der Schaufelkanalmitte weist der relative Anströmwinkel eine Variation von ca.  $0^\circ$  bis ca.  $90^\circ$  auf. Bedingt durch die negative radiale Geschwindigkeitskomponente und die positive Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit entsteht ein relativer Anströmwinkel von über  $90^\circ$  im Bereich der Druckseite. Die Strömung verlässt den Schaufelkanal radial mit einer relativ zum Turbinenrad positiven Umfangsgeschwindigkeit. Die hohen Radialkomponenten der Geschwindigkeit im Bereich der Saugseite bei  $z/b = 0,7$  weisen auf eine anschließende Einströmung in den Schaufelkanal hin.

Aufgrund der Tatsache, dass die orthogonalen Geschwindigkeitskomponenten nicht zeitgleich gemessen werden können, kann hier lediglich die turbulente kinetische Energie über die turbulenten Schwankungen der in Bild 5.44 und Bild 5.45 dargestellten Geschwindigkeitskomponenten und die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit nach Gl. (5.46) betrachtet werden. Aus diesen Größen lässt sich der Turbulenzgrad nach Gl. (5.47) berechnen. Beide Größen sind in Bild 5.52 und Bild 5.53 dargestellt. Über dem Schaufelkanal weist die turbulente kinetische Energie einen steigenden Verlauf in Richtung Saugseite auf. Über der Turbinenradeintrittsbreite ist keine eindeutige Variation zu erkennen. Anhand des Turbulenzgrads hingegen ist zu erkennen, dass im Bereich der Saugseite, bei  $z/b = 0,7$ , die Turbulenz am höchsten ist. Im Bereich von der Kanalmitte bis zur Druckseite des Kanals zeigt sich der geringste Turbulenzgrad von ca. 0,095.

Die detaillierte Betrachtung der Messergebnisse macht deutlich, dass im Bereich der Zusammenführung beider Fluten für den gewählten Betriebspunkt mit starker Ungleichbeaufschlagung sehr große lokale Geschwindigkeitsunterschiede beider Fluten vorliegen. Im Rotoreintrittsbereich ist die Variation der Geschwindigkeit über der Eintrittsbreite sehr hoch. Dies war infolge der Ungleichbeaufschlagung sowie der asymmetrischen Flutenauslegung zu erwarten. Der Messbereich ist bedingt durch die geometrische Anordnung beider Fluten stark eingeschränkt. Somit ist die vollständige Beschreibung des Strömungszustandes nur über einen sehr kleinen über die Überlappung beider Messbereiche definierten Abschnitt der Hauptdüse möglich. Basierend auf den vorgestellten Messergebnissen werden die in Kapitel 6 beschriebenen numerischen Strömungsberechnungen der Turbine validiert.

### 5.5.3 Untersuchung der Strömungsähnlichkeit

Um der Fragestellung der Strömungsähnlichkeit im Sinne einer allgemeinen Machzahlähnlichkeit, bzw. identischer Geschwindigkeitsfelder bei Normierung mit einer mittleren Strömungsgeschwindigkeit nachzugehen, wurden weitere Betriebspunkte untersucht. Zu diesem Zweck wurde eine Drehzahlvariation zum einen bei konstantem Strangdruckverhältnis von 1,25 und zum anderen unter konstantem Durchsatzparameterverhältnis von 0,83 durchgeführt. Bei einer reduzierten Turbinendrehzahl von 2031  $1/(\text{min} \cdot \sqrt{\text{K}})$  weist der betrachtete Betriebspunkt sowohl das gewünschte Strangdruck- als auch das Durchsatzparameterverhältnis auf. Die untersuchten Betriebspunkte sind im folgenden Interaktionskennfeld aufgetragen (s. Bild 5.54), welches einen Ausschnitt von Bild 5.20 darstellt

Die Messungen wurden in den Düsen der beiden Fluten auf zylindrischen Schnitten von  $r/R_T = 1,35$  durchgeführt. Die bisherigen Ergebnisse haben gezeigt, dass bei dieser radialen Position die Rückwirkung des Rotors auf die Strömung sehr gering ist und somit die Strömung eine über dem Schaufelwinkel konstante Geschwindigkeit aufweist. Daher werden die Messungen für unterschiedliche Umfangspositionen des Laufrads gemäß Gl. (5.48) gemittelt.

$$\bar{c}_u = \frac{\sum_{i=1}^{360} c_{u,i}}{360} \quad (5.48)$$

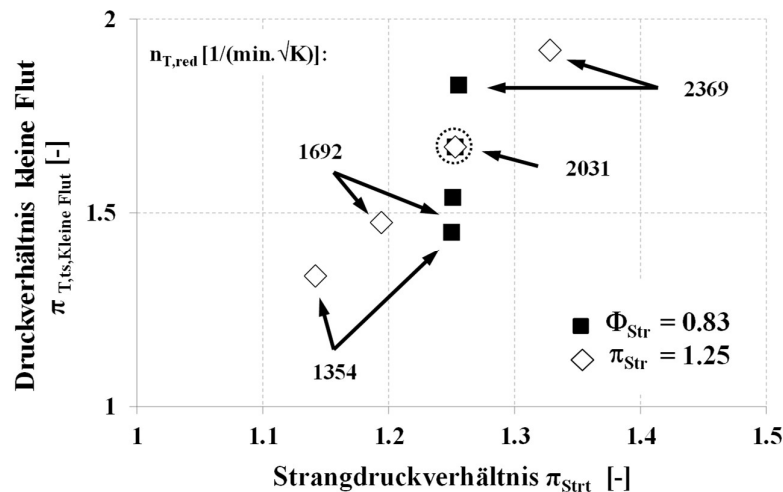


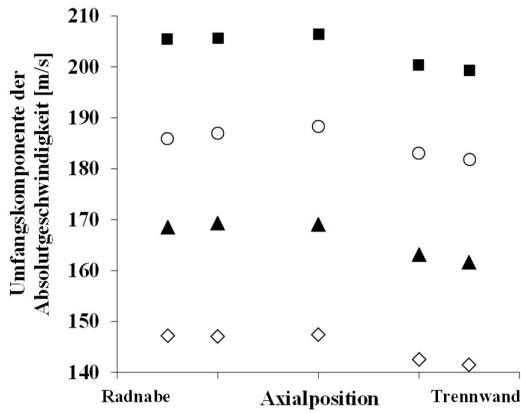
Bild 5.54: Betriebspunkte der Strömungsprofilmessungen dargestellt im Interaktionskennfeld

Die Umfangskomponenten der Absolutgeschwindigkeit im Bereich beider Teildüsen über der Axialposition sind in Bild 5.55 und Bild 5.56 bei konstantem Durchsatzparameterverhältnis dargestellt. In Bild 5.57 und Bild 5.58 erfolgt die Darstellung bei konstantem Strangdruckverhältnis. Bei Betrachtung der Ergebnisse bei konstantem Durchsatzparameterverhältnis fällt auf, dass die Abhängigkeit der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit von der Axialposition gering ist und für alle Drehzahlen einen ähnlichen Verlauf aufweist. Bei konstantem Durchsatzparameterverhältnis nimmt sowohl in der kleinen als auch in der großen Teildüse die Umfangsgeschwindigkeitskomponente der Geschwindigkeit mit fallender Drehzahl ab.

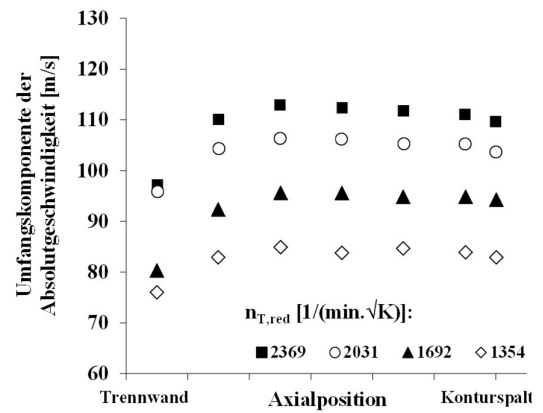
Bei Betrachtung der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit der kleinen Teildüse bei konstantem Strangdruckverhältnis ist dagegen keine eindeutige Abhängigkeit von der normierten Turbinendrehzahl zu erkennen. Die Variation der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit mit der Drehzahl ist in der großen Teildüse bei konstantem Strangdruckverhältnis deutlich ausgeprägter als bei den Ergebnissen bei konstantem Durchsatzparameterverhältnis. Bei sinkender Drehzahl sinkt auch das Druckverhältnis in der kleinen Flut, wie aus Bild 5.54 ersichtlich wird. Die Tatsache, dass im Falle eines konstanten Strangdruckverhältnisses bei sinkendem Druckverhältnis der kleinen Flut deren Austrittsgeschwindigkeit im Bereich der Teildüse nahezu konstant bleibt, ist in diesem Zusammenhang bemerkenswert. Dies weist darauf hin, dass der Druck im Bereich des Turbinenradeintritts insgesamt proportional zum Turbineneintrittsdruck der kleinen Flut sinken muss, um den Betrag der Geschwindigkeit konstant halten zu können. Gleichzeitig nimmt die Versperrung der großen Flut bei sinkenden Drehzahlen und damit einhergehendem Druckverhältnis der kleinen Flut ab, wie aus dem deutlichen Abfall der Geschwindigkeit in der Teildüse der großen Flut zu erkennen ist (Bild 5.58). Die deutliche Reduzierung der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit der großen Flut bei konstantem Strangdruckverhältnis und sinkenden Drehzahlen ist nach den Ergebnissen der Kennfeldvermessung zu erwarten, da zunehmend der Bereich der Einzelbeaufschlagung, in diesem Fall der kleinen Flut, erreicht wird (vgl. Bild 5.13 bzw. Bild 5.20). Dies deutet auf eine deutliche Änderung des Strömungsbildes hin, obwohl das Strangdruckverhältnis konstant gehalten wird.

Wenn im Rahmen dieser Arbeit von Strömungsähnlichkeit gesprochen wird, so ist neben der bereits nachgewiesenen Machzahlähnlichkeit (für die Abhängigkeit der globalen Größen Durchsatzparameter und Wirkungsgrad bei gegebener Drehzahl vom Druckverhältnis) das Charakteristikum gemeint, dass Geschwindigkeiten an beliebigen Stellen des Strömungsfeldes in einem festen Verhältnis zueinander stehen. Das heißt, dass sich das Geschwindigkeitsverhältnis an charakteristischen Punkten der Düsenaustritte nicht ändert, wenn ein Ähnlichkeitsparameter konstant gehalten wird. Als Ähnlichkeitsparameter kommen wie erwähnt entweder das Strangdruckverhältnis oder aber das Durchsatzparameterverhältnis in Betracht. In der vorliegenden Arbeit wurde die Umfangskomponente der Strömungsgeschwindigkeit in der jeweiligen Düsenmitte gemessen und ins Verhältnis gesetzt (Gl. 5.49).

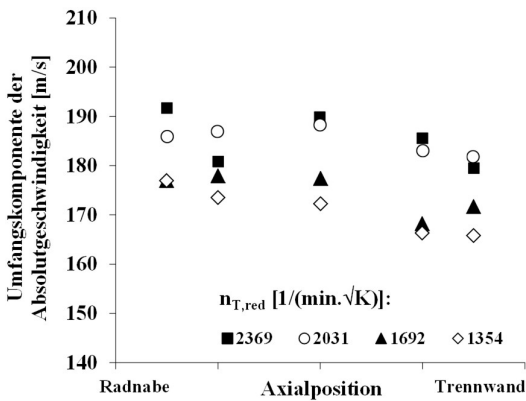




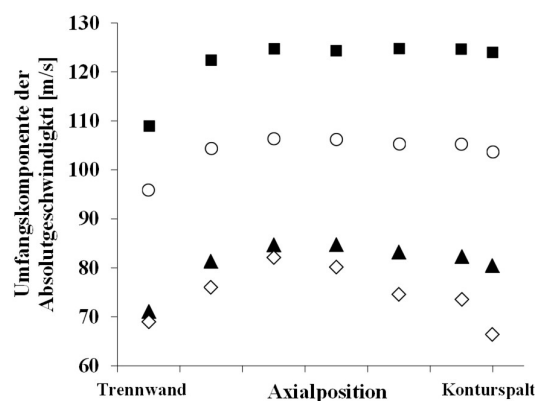
**Bild 5.55:** Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit für  $\Phi_{Str} = 0.83$  bei  $r/R_T = 1.35$  in der Teildüse der kleinen Flut



**Bild 5.56:** Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit für  $\Phi_{Str} = 0.83$  bei  $r/R_T = 1.35$  in der Teildüse der großen Flut



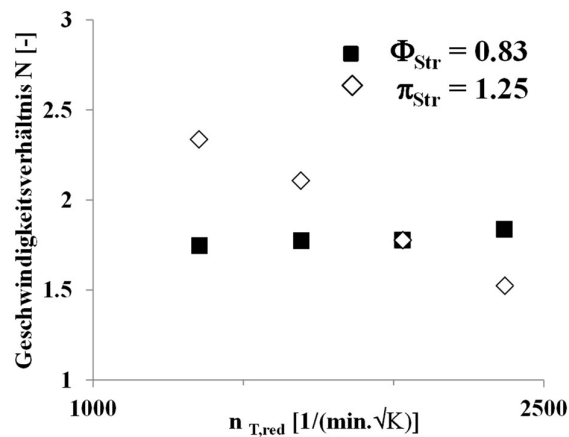
**Bild 5.57:** Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit für  $\pi_{Str} = 1.25$  bei  $r/R_T = 1.35$  in der Teildüse der kleinen Flut



**Bild 5.58:** Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit für  $\pi_{Str} = 1.25$  bei  $r/R_T = 1.35$  in der Teildüse der großen Flut

$$N = \frac{\bar{c}_{u, kleine\ Teildüse}}{\bar{c}_{u, große\ Teildüse}} \tag{5.49}$$

Die gebildeten Geschwindigkeitsverhältnisse sind für die zuvor betrachteten normierten Turbinendrehzahlen im nachfolgenden Bild dargestellt. Dabei wurde entweder das Strangdruckverhältnis oder aber das Durchsatzparameterverhältnis konstant gehalten.



**Bild 5.59:** Verhältnis der Umfangskomponenten der Absolutgeschwindigkeit der Teildüsen bei  $r/R_T = 1.35$

Bei festgehaltenem Durchsatzparameterverhältnis bleibt das Verhältnis der Umfangskomponenten der Absolutgeschwindigkeit über den betrachteten Turbinendrehzahlbereich nahezu konstant bei ca. 1,78 mit einer Abweichung von ca. 3%. Dies ist ein erstes Indiz dafür, dass das Durchsatzparameterverhältnis tatsächlich eine geeignete Ähnlichkeitsgröße darstellt. In Kapitel 6.2 wird die Eignung des Durchsatzparameterverhältnisses als Ähnlichkeitsgröße weiter untermauert.

Bei konstantem Strangdruckverhältnis hingegen variiert das Verhältnis der Absolutgeschwindigkeit über dem betrachteten Drehzahlbereich sehr stark. Das Geschwindigkeitsverhältnis fällt mit steigender Turbinendrehzahl von ca. 2,4 auf 1,5 ab, was durch die starke Zunahme der Strömungsgeschwindigkeit in der großen Teildüse verursacht wird. Im Gegenzug nähern sich, wie bereits eingangs in diesem Unterkapitel erwähnt, die Betriebspunkte bei sinkender Turbinendrehzahl bei konstantem Strangdruckverhältnis der Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut an (vgl. Bild 5.13). Somit lässt sich das Strangdruckverhältnis als geeigneter Ähnlichkeitsparameter eindeutig ausschließen.

Aus den in Kapitel 5 vorgestellten Kennfeldmessungen und detaillierten lokalen Messungen der Strömungsgeschwindigkeiten lassen sich zusammenfassend folgende Schlussfolgerungen ziehen. Das häufig zur Kennfeldbeschreibung von zweiflutigen Turbinen verwendete Strangdruckverhältnis stellt keinen geeigneten Ähnlichkeitsparameter dar. Insbesondere können sich vollkommen unterschiedliche Strömungszustände, die bis zur Rückströmung von einer Flut in die andere reichen, einstellen, selbst wenn das Strangdruckverhältnis konstant gehalten wird.

Dagegen zeigen die Ergebnisse, dass mit der Einführung des Durchsatzparameterverhältnisses ein Ähnlichkeitsparameter gefunden wurde, der sowohl den Einfluss des Strangdruckverhältnisses als auch den des Strangtemperaturverhältnisses erfasst.

Mit Hilfe einer enthalpiestromgemittelten effektiven Turbineneintrittstemperatur lässt sich eine reduzierte Drehzahl definieren, die unabhängig vom Totaltemperaturverhältnis für ein gegebenes Durchsatzparameterverhältnis zu einem für praktische Belange hinreichend konstanten Turbinenwirkungsgrad führt. Diese Aussage stützt sich auf umfangreiche Analysen des Strömungsverhaltens der zweiflutigen Turbine bei Druck- und Temperaturungleichbeaufschlagung.

Die Auswertung der Strömungsmessungen zeigte jedoch, dass das Strömungsbild im Bereich des Turbinenradeintritts nicht homogen ist, d.h. es findet keine vollständige Vermischung der Strömungen beider Teildüsen statt. Somit ist fraglich, ob die Mischung der beiden Teilströme in der Hauptdüse bei Temperaturungleichbeaufschlagung ausreicht, um im Bereich des Turbinenradeintritts von einer über dem Strömungsquerschnitt konstanten Temperatur auszugehen. Die gute Übereinstimmung des Strömungsverhaltens der Turbine bei unterschiedlichen Strangtemperaturverhältnissen liefert jedoch ein starkes Indiz für die Gültigkeit des Ansatzes der enthalpiestromgemittelten Turbineneintrittstemperatur zur Reduzierung der Turbinendrehzahl.

Mit Hilfe der durchgeführten Messungen konnten lediglich globale bzw. aufgrund der beschränkten Zugänglichkeit sehr punktuelle Informationen gewonnen werden. Im nächsten Kapitel wird daher der Fragestellung einer Strömungsähnlichkeit unter Verwendung des Durchsatzparameterverhältnisses als ausschlaggebende Ähnlichkeitsgröße weiterführend nachgegangen.

---

## 6 Dreidimensionale numerische Untersuchung

Die Ergebnisse der experimentellen Kennfelduntersuchungen haben deutliche Indizien dafür geliefert, dass das Machzahlverhältnis bzw. das Durchsatzparameterverhältnis bei der Turbinenfluten ein geeigneter Parameter ist, um Strömungsähnlichkeit im Sinne ähnlicher Geschwindigkeitsfelder zu gewährleisten. Unter Verwendung einer enthalpiegemittelten Temperatur am Turbinenradeintritt (siehe Gl. (5.43)) wurde ein Ansatz vorgestellt, mit dessen Hilfe auch bei einer Temperaturungleichbeaufschlagung eine geeignete reduzierte Drehzahl definiert werden kann.

In diesem Kapitel soll der Zusammenhang zwischen dem Durchsatzparameterverhältnis und dem Machzahlverhältnis als Ähnlichkeitsparameter von zweiflutigen Turbinen noch umfassender untersucht werden. Die Annahme einer enthalpiegemittelten Turbineneintrittstemperatur zur Erfassung unterschiedlicher Eintrittstemperaturen der beiden Fluten soll hinsichtlich der Einhaltung einer Mach'schen Ähnlichkeit untersucht werden. Basierend auf dem Verständnis des Strömungsverhaltens einer asymmetrischen zweiflutigen Turbine, das mit Hilfe der experimentellen Untersuchungen und insbesondere der detaillierten numerischen Strömungsberechnung gewonnen wurde, wird anschließend im folgenden Kapitel ein Turbinenmodell für die Motorprozesssimulation abgeleitet.

Dazu wurde eine numerische 3D-Strömungsberechnung mittels des kommerziellen CFD-Programms StarCCM+ der Fima CD-Adapco bzw. Siemens durchgeführt, die anhand der im vorherigen Kapitel vorgestellten experimentellen Ergebnisse validiert wurde.

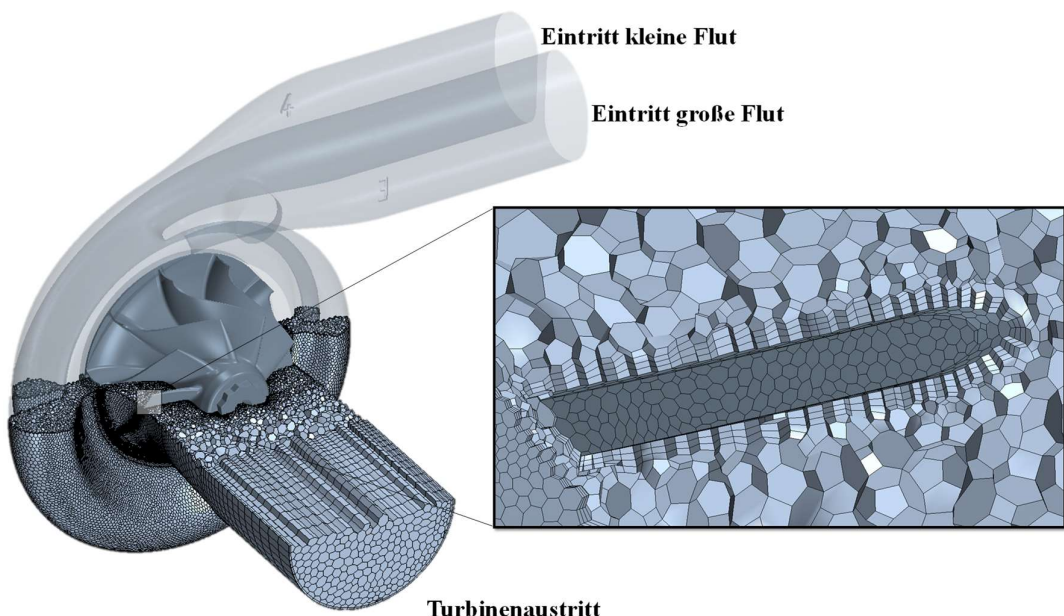
In einem weiteren Schritt wurde die in Kapitel 5 verwendete Annahme eines quasi-stationären Strömungsverhaltens der Turbine unter motorischen Randbedingungen überprüft. Aufgrund der Tatsache, dass der vollständige Betriebsbereich sowie die pulsierende Beaufschlagung der Turbine experimentell nur schwer bzw. unvollständig erfasst werden konnte, wurde stattdessen das validierte 3D-Strömungsmodell der Turbine zur Beschreibung des Strömungsverhaltens herangezogen. Das numerische Modell bietet die Möglichkeit, das Turbinenverhalten über den in Kapitel 5 vorgestellten Betriebsbereich hinaus sowie unter pulsierenden Randbedingungen zu untersuchen. Das Strömungsverhalten der Turbine konnte somit unter motornahen Randbedingungen untersucht und in Kapitel 7 mit den Ergebnissen der Motorprozesssimulation verglichen werden.

### 6.1 Methodik und Strömungsmodell

Das angewandte Strömungsverfahren löst die Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen über die Finite-Volumen-Diskretisierung. Die Turbulenzmodellierung wurde über das von Shih et al. (1994) erweiterte  $k$ - $\varepsilon$ -Turbulenzmodell durchgeführt. Im wandnahen Bereich wurden die Strömungsgrößen über einen Ansatz auf Basis des logarithmischen Wandgesetzes bestimmt, der von Rodi (1991) für turbulente Strömungen geringer Reynoldszahlen hergeleitet wurde.

Das Rechengebiet wurde in einen rotierenden und einen nicht rotierenden Bereich aufgeteilt. Die Rotation des Laufrades wurde über die aus der Umfangsgeschwindigkeit abgeleiteten Zentrifugalkraft berücksichtigt, entsprechend des sogenannten „Moving Reference Frame“-Verfahrens. In der Arbeit von Aymanns et al. (2011) wurde gezeigt, dass dieser Ansatz zur Beschreibung des durch Rotation induzierten Zentrifugalfelds das integrale Strömungsverhalten der Turbine mit ausreichender Genauigkeit abbilden kann. Bei dieser Methode nimmt das Laufrad eine gleichbleibende Position gegenüber der Turbinenspirale ein. Hochfrequente instationäre Effekte, die z.B. durch die Wechselwirkung der Zunge der Turbinenspirale mit den Laufschaufeln des Rotors hervorgerufen werden, können mit diesem Ansatz allerdings nicht erfasst werden. Sie sind aber für die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Phänomene von untergeordneter Bedeutung. Das Zentrifugalfeld geht über eine Impulsbilanz in die Navier-Stokes Gleichungen ein. Eine weiterführende Beschreibung der angewandten numerischen Methoden wird von Ferziger und Peric (2002) gegeben.

Das verwendete Finite Volumen Netz wurde automatisiert aus Polyedern aufgebaut, welche im Durschnitt über 14 Oberflächen verfügen. Das Rechengebiet wurde in drei Strömungsbereiche aufgeteilt: Die zweiflutige Turbinenspirale mit vorgelagerten Einlaufstrecken, den Turbinenrotor und den Turbinenaustritt. In der Turbinenspirale weist das Strömungsgitter ca. 290.000 Volumina auf. Im Turbinenrotor und im Turbinenaustrittsbe- reich werden ca. 2,4 Millionen bzw. 210.000 Volumina eingesetzt. Das Strömungsmodell sowie die Gitterstruktur im Bereich der Schaufel sind in Bild 6.1 dargestellt.



**Bild 6.1: Strömungsmodell der Turbine mit dargestelltem Rechengitter im Schaufelbereich**

Die Turbinenrandbedingungen wurden über den Totalzustand am jeweiligen Fluteneintritt sowie dem statischen Zustand am Turbinenaustritt definiert. Die Turbinendrehzahl

wurde als konstant für die unterschiedlichen Betriebszustände vorgegeben. Die zur Auswertung notwendigen integralen Strömungsgrößen wurden an den relevanten Kontrollflächen massenstromgemittelt. Der Turbinenwirkungsgrad wurde über das am Laufrad anliegende Drehmoment ermittelt.

$$\eta_{T,ts,is} = \frac{M \cdot \varpi}{\dot{m}_{T,1} \cdot \Delta h_{ts,is,1} + \dot{m}_{T,2} \cdot \Delta h_{ts,is,2}}. \quad (6.50)$$

Bei Betrachtung der Turbine unter pulsierenden instationären Randbedingungen, wie sie im Motorbetrieb auftreten, wurden die Turbinenrandbedingungen zeitabhängig vorgegeben. Es wurde ein Zeitschritt gewählt, welcher bei der jeweils betrachteten Turbinendrehzahl einer Rotation des Rotors von 0,5 Grad entspricht.

## 6.2 Betrachtung der Turbine unter stationären Randbedingungen

Zu experimentellen Validierung des numerischen Modells wurde die Turbine unter zeitlich konstanten Randbedingungen betrachtet. Nach der im Folgenden beschriebenen Validierung mit Hilfe der in Kapitel 5 vorgestellten Messergebnisse wurde das Turbinenverhalten bei im motorischen Betrieb auftretenden Randbedingungen, die über die Grenzen des experimentellen Aufbaus hinausgehen, untersucht. Mittels der Berechnungsergebnisse wurden das Strömungs- und Betriebsverhalten der zweiflutigen Turbine analysiert und darauf aufbauend die im nächsten Kapitel vorgestellte Modellierungsmethodik für die Beschreibung des Verhaltens der Turbine in der Motorprozesssimulation erarbeitet.

### 6.2.1 Validierung des numerischen Verfahrens mittels Integralkennwerte

Die Randbedingungen für die folgenden numerischen Untersuchungen werden von den motorischen Randbedingungen der Turbine im Hauptfahrbereich bei Volllast abgeleitet und sind in der folgenden Tabelle dargestellt. Am Strömungsausstritt des Modells wird ein statischer Druck von 1 bar vorgegeben.

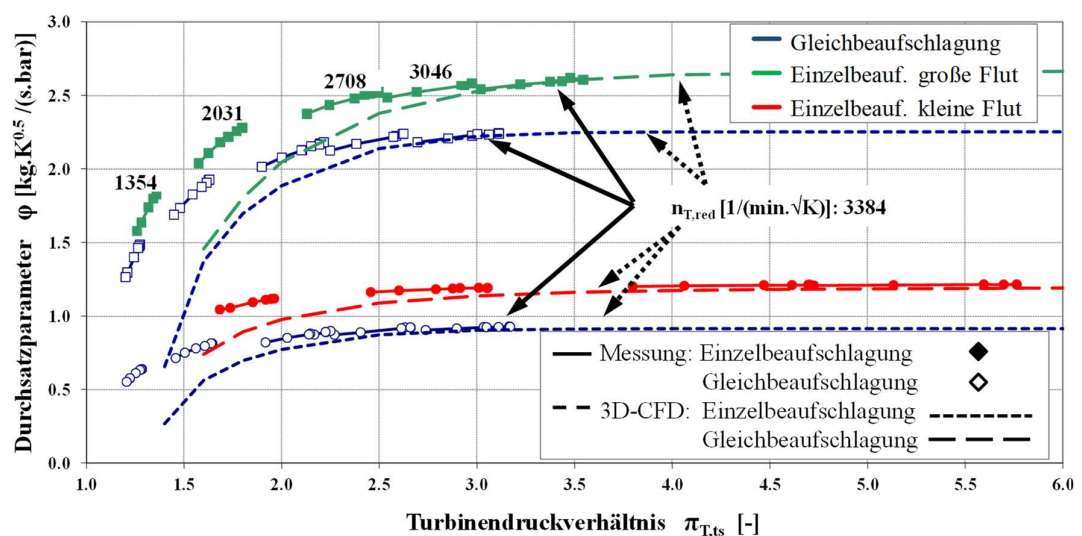
Tabelle 6.1: Stationäre Randbedingungen der numerischen Betrachtung bei Gleichbeaufschlagung

$\mathbf{n}_{red}$ [1/(min.√K)]	$\mathbf{\pi}_{str}$ [-]	$\mathbf{T}_{t,3}$ [K]
3384	1	873

Zunächst werden die Randkennfelder bei einer bestimmten konstanten Turbinendrehzahl betrachtet. In Bild 6.2 werden die aus den Simulationen gewonnenen Durchsatzkennwerte der einzelnen Turbinenfluten dargestellt und mit Versuchsergebnissen verglichen. Die aus den numerischen Ergebnissen ermittelten Durchsatzkennwerte sind aufgrund begrenzter Rechenressourcen lediglich für eine einzige Drehzahl, dennoch für einen sehr weiten Bereich des Turbinendruckverhältnisses dargestellt, während die aus den Messungen ermittelten Durchsatzkennwerte für alle betrachteten Turbinendrehzahlen über dem experimentell jeweils zugänglichen Bereich des Turbinendruckverhältnisses dargestellt

sind. Somit ist festzustellen, dass ein direkter Vergleich zwischen den numerischen Ergebnissen und den Messungen lediglich für die höchste Turbinendrehzahl möglich ist. Wie erwähnt, konnte bedingt durch die Grenzen der Leistungsaufnahme des Verdichters das Turbinenverhalten bei einer bestimmten Drehzahl nur über einen eingeschränkten Bereich erfasst werden, z.B. bei Gleichbeaufschlagung und höchster Drehzahl von  $\pi=2,7$  bis  $\pi=3,2$ . Mit dem numerischen Ansatz ist hingegen eine Berechnung des Durchsatzparameters von einem Druckverhältnis 1,4 bis über 6,0 möglich.

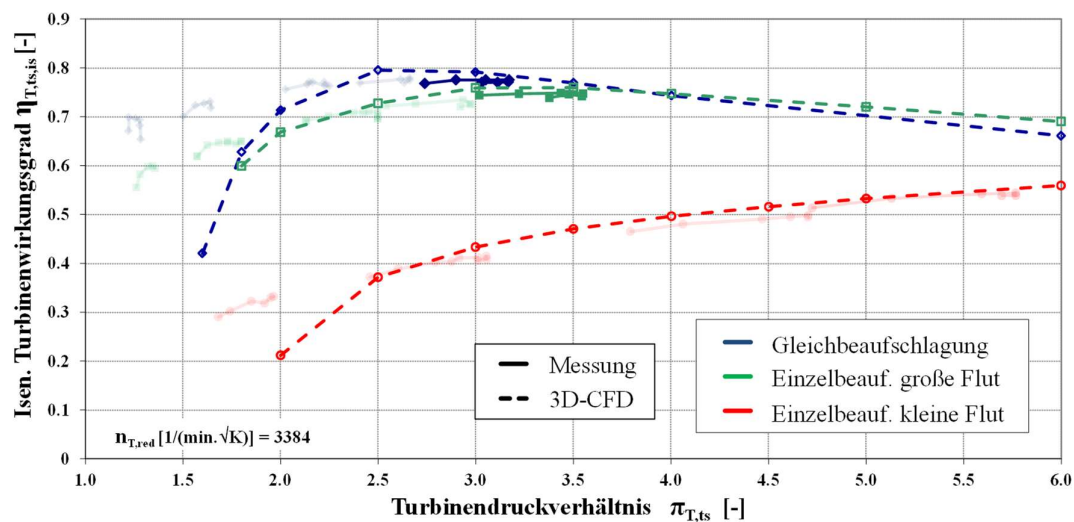
Der errechnete Durchsatzparameter der großen Flut zeigt eine sehr geringe Abweichung von ca. 1,0 % bei Einzel- sowie Gleichbeaufschlagung im Vergleich zum gemessenen Durchsatzkennwert. Bei der Berechnung des Durchsatzparameters der kleinen Flut ergibt sich bei Gleichbeaufschlagung eine etwas höhere aber immer noch befriedigende Abweichung von ca. 2,5 %. Die Abweichung des Durchsatzkennwerts der kleinen Flut kann auf die gussbedingten Schwankungen der Breite der Teildüse zurückgeführt werden, welche eine nominelle Breite von 4 mm aufweist. Bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut ist der direkte Vergleich nicht möglich, da die numerisch betrachtete Turbinendrehzahl aufgrund zu hoher Druckverhältnisse messtechnisch nicht erfasst werden konnte. Aus dem Vergleich zu den gemessenen Drehzahlen wird dennoch deutlich, dass das Durchsatzverhalten gut getroffen wird.



**Bild 6.2:** Durchsatzkennwertvergleich der 3D Berechnung und der Messung der Randkennfelder

In Bild 6.3 ist der Vergleich der isentropen Turbinenwirkungsgrade dargestellt. Der experimentell gewonnene isentrope Turbinenwirkungsgrad berechnet sich dabei aus dem isentrop-mechanischen Turbinenwirkungsgrad und der in Kapitel 5.4.2 ermittelten Reibleistung. Neben den im Vergleich betrachteten Drehzahlkennlinien sind auch die restlichen messtechnisch erfassten Drehzahlkennlinien leicht transparent dargestellt. Bei Gleichbeaufschlagung wird mit dem numerischen Verfahren ein um bis zu ca. 2 %-Punkte höherer Turbinenwirkungsgrad vorhergesagt. Bei Einzelbeaufschlagung der großen Flut wird der Turbinenwirkungsgrad um ca. 1,5 %-Punkte überschätzt. Sowohl bei

Gleich- als auch bei Einzelbeaufschlagung der großen Flut sind deutlich ausgeprägte Turbinenwirkungsgradmaxima zu erkennen. Bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut wird ein relativ geringer Turbinenwirkungsgrad in Bereich von 0,2 bei niedrigen Druckverhältnissen berechnet, welcher bis zu einem Druckverhältnis von 6,0 einen stetig ansteigenden Verlauf aufweist.



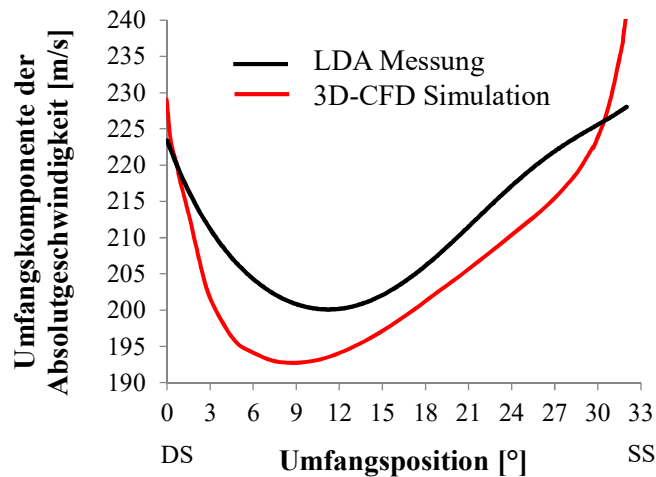
**Bild 6.3: Vergleich des Isentropen Turbinenwirkungsgrads der 3D Berechnung und der Messung der Randkennfelder**

Zusammengefasst kann festgestellt werden, dass die mit Hilfe der dreidimensionalen Strömungssimulation berechneten Werte für Durchsatzparameter und Turbinenwirkungsgrad eine sehr gute Übereinstimmung mit den Ergebnissen der stationären Kennfeldmessungen aufweisen. Sowohl der Durchsatzparameter als auch der isentrope Turbinenwirkungsgrad weisen nur sehr geringe Abweichungen auf. Der Vergleich des berechneten Durchsatzparameters der kleinen Flut mit den experimentell ermittelten Werten ergibt eine leicht höhere Abweichung, die vermutlich auf Gusstoleranzen in der kleinen Flut und damit auf Geometrieabweichungen zum numerischen Modell zurückzuführen sind.

### 6.2.2 Validierung des numerischen Verfahrens mittels detaillierter Strömungsprofilmessungen

Für eine weiterführende Validierung werden die in Kapitel 5.5 vorgestellten Strömungsprofilmessungen herangezogen. Die Randbedingungen der numerischen Untersuchung entsprechen denen der Messung, die in Tabelle 5.9 aufgeführt wurden. Die Turbine wurde bei einem Durchsatzparameterverhältnis von 0,83 und einem Strangdruckverhältnis von 1,33 untersucht. Zur Validierung wird ein Vergleich der Strömungsgeschwindigkeit am Turbinenradeintritt bei  $r/R_T=1,0$  durchgeführt. Der Vergleich erfolgt anhand der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit für eine Axialposition  $z/b=0,5$  und ist in Bild 6.4 dargestellt.





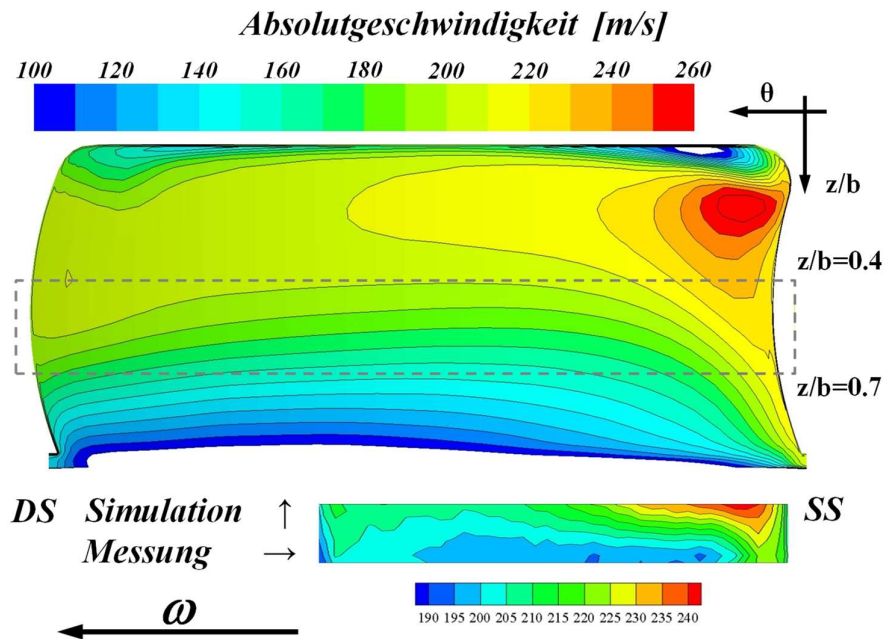
**Bild 6.4:** Vergleich des gemessenen und berechneten Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit über dem Schaufelkanal bei  $z/b = 0,5$  und  $r/R_T = 1,0$

Im Bereich der Druckseite (DS) wird in Übereinstimmung mit der Messung eine geringere Geschwindigkeit als auf der Saugseite (SS) berechnet. Im Bereich der Kernströmung weist die Berechnung im Vergleich zur Messung eine im Mittel um ca. 8 m/s geringere Geschwindigkeit auf. Die Verläufe von berechneter und gemessener Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit weisen eine befriedigende Übereinstimmung auf. Lediglich im schaufelnahen Bereich, d.h. bei einer Umfangsposition von nahe  $0^\circ$  bzw.  $33^\circ$  werden größere Abweichungen in den Verläufen beobachtet. Dies kann zum Teil mit den in Kapitel 5 beschriebenen Reflexionen der Laserstrahlen beim Passieren der Schaufeln und somit erhöhten Messfehlern in diesen Bereichen begründet werden.

Neben dem gerade vorgestellten quantitativen Vergleich der gemessenen und berechneten Geschwindigkeiten entlang einer ausgewählten Linie des Düsenquerschnitts wurde auch ein eher qualitativer Vergleich der Absolutgeschwindigkeit und des relativen Eintrittswinkels über einer größeren Fläche des Strömungsquerschnitts am Radeintritt bei  $r/R_T=1,0$  durchgeführt, siehe Bild 6.5 und Bild 6.6. Die Berechnungsergebnisse sind jeweils im oberen Diagramm dargestellt, während die von den Messungen abgeleiteten Ergebnisse im unteren dargestellt sind. Der messtechnisch zugängliche Bereich ist mit einer Markierung im Diagramm der Berechnungsergebnisse kenntlich gemacht ( $0,4 \leq z/b \leq 0,7$ ). Die Berechnungsergebnisse sind über die gesamte Turbinenradeintrittsbreite dargestellt. Angemerkt sei, dass sich die Farbskalen von Berechnung und Messung unterscheiden. Insgesamt ergibt sich eine gute qualitative Übereinstimmung des berechneten und gemessenen Geschwindigkeitsfelds.

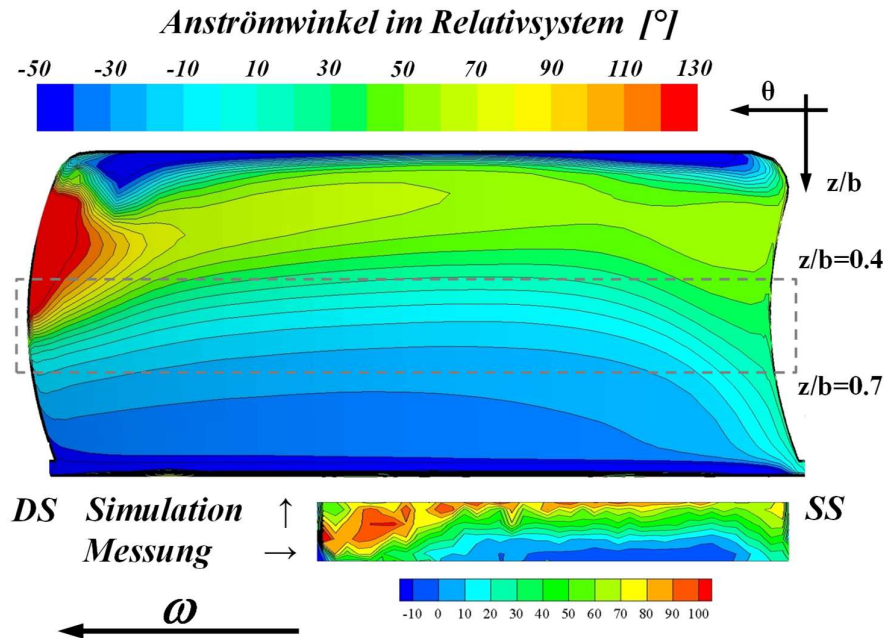
Aus Bild 6.5 wird eine berechnete maximale Geschwindigkeit von ca. 260 m/s im Bereich der SS auf der Lagerseite der Eintrittsfläche ersichtlich. Im messtechnisch zugänglichen Bereich ergibt sich sowohl aus der Rechnung als auch aus der Messung eine maximale Geschwindigkeit von ca. 240 m/s. Die Geschwindigkeit variiert stark über der Breite des Turbinenradeintritts. Die geringste Geschwindigkeit liegt außerhalb des messtechnisch

zugänglichen Bereichs kanalmittig auf der Außenkonturseite der Eintrittsfläche und wird vom numerischen Verfahren mit ca. 100 m/s berechnet.



**Bild 6.5:** Vergleich der Absolutgeschwindigkeit der Messung und der Simulation im Bereich des Turbinenradeintritts bei  $r/R_T = 1,0$

In Bild 6.6 ist der berechnete und der aus den Strömungsprofilmessungen abgeleitete Anströmwinkel im Relativsystem im Radeintrittsbereich dargestellt. Auch für diese Größe ergibt sich eine sehr gute qualitative Übereinstimmung von Berechnungsergebnissen und Messung. Analog zum Betrag der Absolutgeschwindigkeit ergibt sich eine starke Variation des Anströmwinkels über dem berechneten Strömungsquerschnitt, insbesondere in der Nähe der Druckseite im Bereich von  $z/b \approx 0,4$ . Kanalmittig wird bei  $z/b \approx 0,5$  eine rein radiale Anströmung des Rotors von  $0^\circ$  erreicht. Im Bereich der Druckseite werden höhere Anströmwinkel berechnet, bis hin zur Ausströmung aus dem Rotor bei Anströmwinkeln über  $90^\circ$ . Im Bereich der Konturseite bei  $z/b \approx 1$  wird ein geringerer Eintrittswinkel beobachtet.



**Bild 6.6:** Vergleich der Anströmwinkel im Relativsystem der Messung und der Simulation im Bereich des Turbinenradeintritts bei  $r/R_T = 1,0$

Für den betrachteten Fall ergibt sich ein Druckverhältnis von 1.91 in der kleinen Flut und 1.44 in der großen Flut. Das hat zur Folge, dass die Ausströmwinkel, die sich auf die Strömungsgeschwindigkeiten aus den einzelnen Teildüsen der einzelnen Fluten zurückführend lassen, stark unterschiedlich sind. Der Vergleich von weiteren zur Validierung des numerischen Modells herangezogenen Strömungsgrößen ist im Anhang aufgeführt. Es ist offensichtlich, dass sich im Bereich des Turbinenradeintritts eine stark inhomogene Strömung ergibt. Dies ist auf die asymmetrische Volutenauslegung sowie die im betrachteten Fall unterschiedliche Beaufschlagung beider Fluten zurückzuführen. Somit wird aus den detailliert gemessenen bzw. berechneten Strömungsprofilen erneut offensichtlich, welchen großen Einfluss die Randbedingungen, ausgedrückt z.B. durch den Grad der Ungleichbeaufschlagung, auf die Anströmung des Laufrads besitzen.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass das 3D-CFD Modell sowohl bei den integralen Kennwerten als auch bei den Strömungsprofilen eine sehr gute Übereinstimmung mit den in Kapitel 5 vorgestellten Messergebnissen aufweist. Das validierte Modell kann somit für weiterführende Untersuchungen des Strömungsverhaltens der zweiflutigen Turbine verwendet und für auf dem Turboladerprüfstand experimentell nicht zugängliche Betriebsbereiche, die aber für den Motorbetrieb relevant sind, eingesetzt werden.

### 6.2.3 Gleich- bzw. Einzelbeaufschlagung

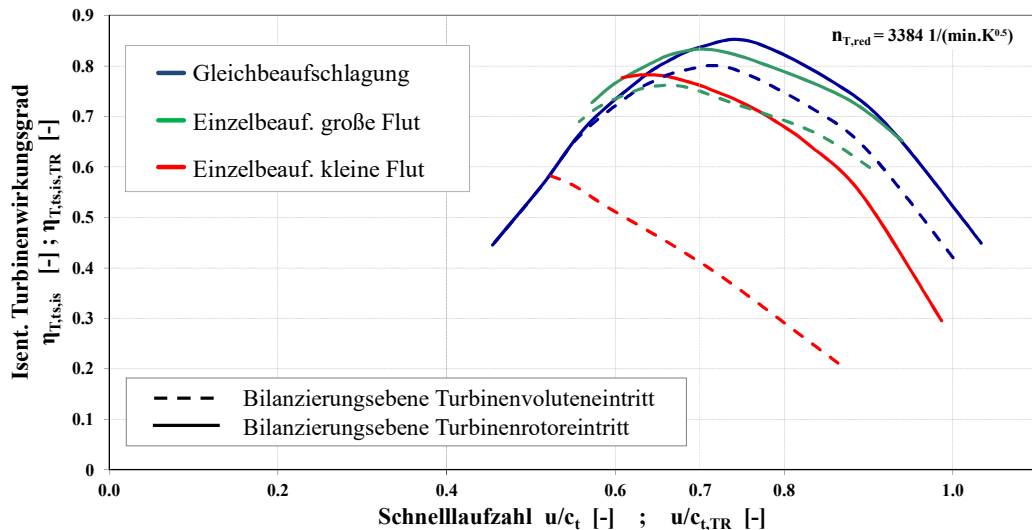
In einem ersten Schritt werden die Strömungszustände der Randkennfelder mit dem numerischen Verfahren berechnet. Danach werden die Fälle einer Druck- bzw. Temperaturgleichbeaufschlagung betrachtet. Die in Bild 6.3 in Anhängigkeit des Druckverhältnisses dargestellten numerisch berechneten Turbinenwirkungsgrade verdeutlichen die Unterschiede der Strömungszustände bei Einzelbeaufschlagung der Fluten sowohl untereinander als auch relativ zur Gleichbeaufschlagung. Es ist zu erkennen, dass die große Flut ein Wirkungsgradmaximum bei einem Druckverhältnis von ca. 3,5 aufweist, während die kleine Flut einen bis Druckverhältnis 6,0 ansteigenden Wirkungsgradverlauf zeigt. Die Wirkungsgradkennlinie für die Einzelbeaufschlagung der großen Flut liegt relativ nahe bei der Kurve der Gleichbeaufschlagung, während der Fall der Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut eine davon deutlich abweichende Charakteristik aufweist. Zum besseren Verständnis der Strömungszustände bei Einzelbeaufschlagung und deren Einfluss auf den Wirkungsgrad bzw. zur Separierung der Strömungsvorgänge im Leitapparat von denen im Laufrad wurde eine Leistungsbilanz über das Laufrad durchgeführt. Darauf basierend wurden ein Turbinenwirkungsgrad und eine Schnelllaufzahl mit den am Turbinenradeintritt herrschenden Strömungsgrößen gebildet.

$$\eta_{TR,ts,is} = \frac{M \cdot \varpi}{\dot{m}_{T,1} \cdot C_{p,1} \cdot (T_{TR,ein,t} - T_{4,is,s})_1 + \dot{m}_{T,2} \cdot C_{p,2} \cdot (T_{TR,ein,t} - T_{4,is,s})_2} \quad (6.51)$$

$$\frac{u}{c_{TR,is}} = \frac{\pi \cdot D_{T,eff} \cdot n_T}{\sqrt{2 \cdot \frac{\dot{m}_{T,1} \cdot C_{p,1} \cdot (T_{TR,ein,t} - T_{4,is,s})_1 + \dot{m}_{T,2} \cdot C_{p,2} \cdot (T_{TR,ein,t} - T_{4,is,s})_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2}}} \quad (6.52)$$

Die Strömungsgrößen am Turbinenradeintritt wurden auf einer zylindrischen Oberfläche mit einem Durchmesser von 103% des Turbinenraddurchmessers ermittelt, um den Einfluss einer lokalen Rückströmung im Bereich der Schaufeleintrittskante auf den in diesem Bilanzraum berechneten Wirkungsgrad zu vermeiden. In Bild 6.7 ist der Turbinenwirkungsgrad über der Schnelllaufzahl sowohl für den Fall der Gleichbeaufschlagung beider Fluten als auch für die jeweiligen Einzelbeaufschlagungen dargestellt. Die Schnelllaufzahl und der darüber aufgetragene Turbinenwirkungsgrad wurden einerseits nach den Gl. (6.51) und Gl. (6.52) gebildet als auch andererseits über die entsprechenden Werte der gesamten Turbinenstufe, wie in Kapitel 2.2.3 vorgestellt.

Der über dem Turbinenrad bilanzierte Turbinenwirkungsgrad im Vergleich zu dem über der gesamten Turbinenstufe bilanzierten weist aufgrund der Vernachlässigung der im Spiralgehäuse auftretenden Verluste jeweils einen höheren Verlauf auf. Auch die Schnelllaufzahl differiert für die beiden Auswertungen und ergibt bei der Bilanzierung mit den am Eintritt des Turbinenrads erfassten Größen einen etwas höheren Wert.



**Bild 6.7:** Turbinenwirkungsgrad über der Schnelllaufzahl dargestellt, bezogen auf die gesamte Turbine sowie dem Turbinenrad

Der über der Schnelllaufzahl aufgetragene Wirkungsgradverlauf variiert deutlich zwischen den unterschiedlichen Beaufschlagungen. Bei der Bilanzierung über die gesamte Turbinenstufe und einer Schnelllaufzahl von 0,7 beispielsweise wird bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut ein sehr niedriger Turbinenwirkungsgrad von ca. 0,4 erreicht, wohingegen bei Gleichbeaufschlagung ein Turbinenwirkungsgrad von ca. 0,8 vorliegt. Bei Verwendung der Definitionen für Wirkungsgrad und Schnelllaufzahl basierend auf den Größen am Eintritt bzw. Austritt des Turbinenrads weichen die Wirkungsgradverläufe für die unterschiedlichen Beaufschlagungsarten deutlich weniger voneinander ab. Der Wirkungsgradverlauf der kleinen Flut weist den höchsten Unterschied zwischen den unterschiedlichen Bilanzierungsmethoden auf. Bei der betrachteten Schnelllaufzahl von 0,7 ergibt sich ein Turbinenwirkungsgrad von ca. 0,75 bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut und von 0,83 bei Gleichbeaufschlagung. Insgesamt ergibt sich bei dieser Bilanzierungsmethode eine mittlere Abweichung des Wirkungsgrads zwischen Einzel- und Gleichbeaufschlagung über den betrachteten Bereich von ca. 10% und auch die Kurvenverläufe ähneln einander sehr stark.

Somit scheinen die bei der Durchströmung des Turbinenrads auftretenden Verluste beispielsweise durch Falschanströmung oder lokale Strömungsverluste relativ insensitive gegenüber der Beaufschlagung der beiden Voluten zu sein. Der Grund für ein sich änderndes Strömungsverhalten der Turbine bei integraler Betrachtung und unterschiedlicher Beaufschlagung der Voluten ist somit stromauf des Laufrades zu suchen. Diese Hypothese wird auch durch den in Bild 6.8 dargestellten Vergleich des Totaldrucks am Laufradeintritt mit dem gesamten Turbinendruckverhältnis untermauert.

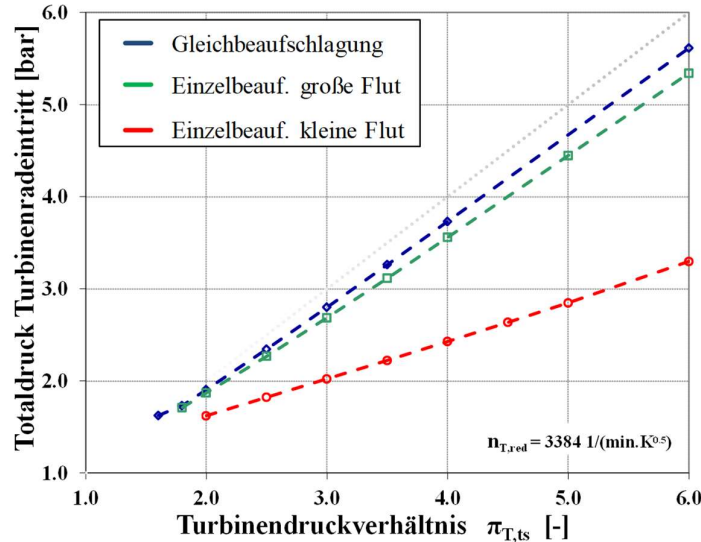
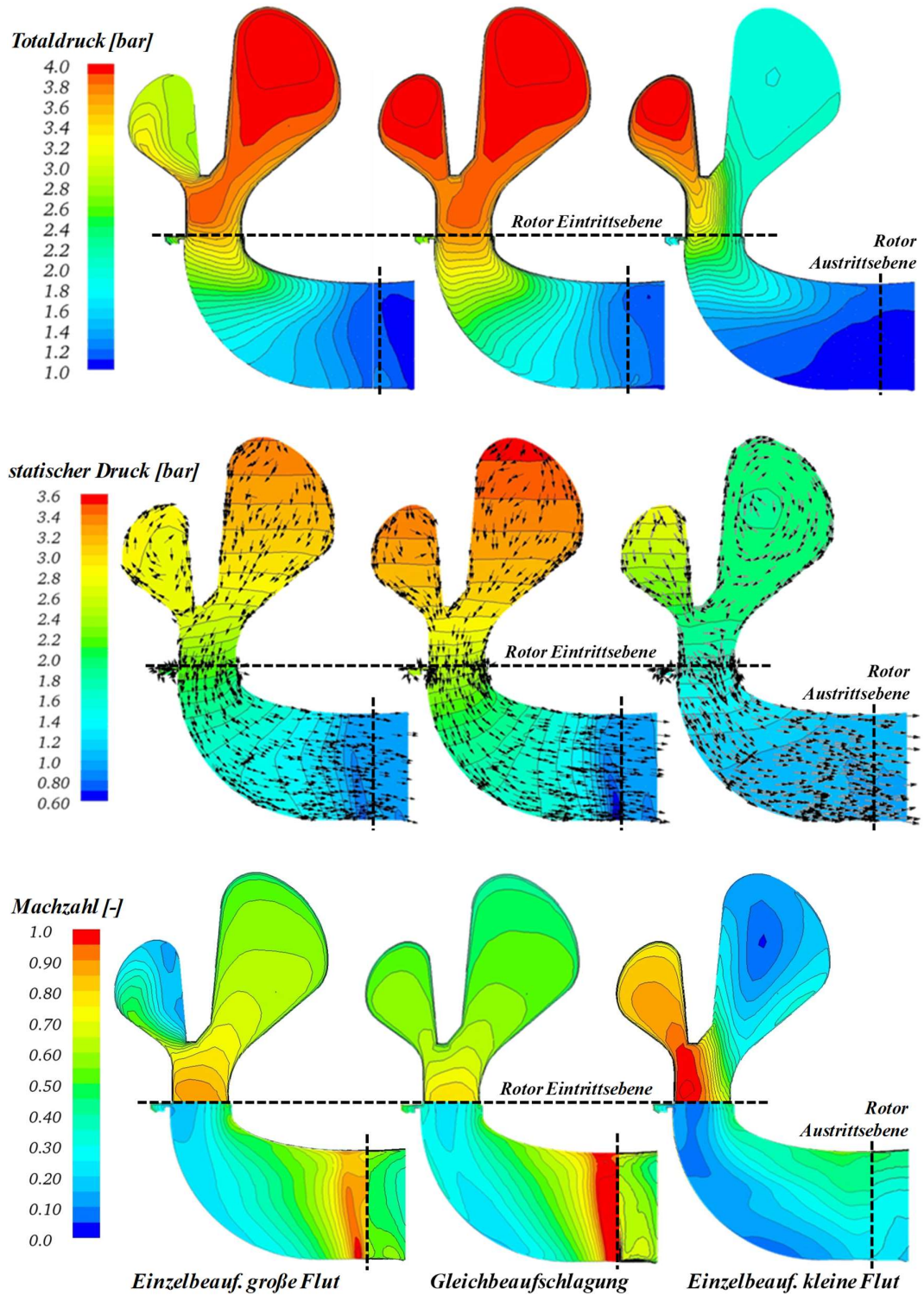


Bild 6.8: Flächengemittelter Totaldruck am Turbinenradeintritt an der Position  $r/R_T = 1.03$

In jedem Betriebszustand ergibt sich eine Reduktion des Totaldrucks am Radeintritt gegenüber dem Eintritt in die Turbinenspirale. Der Anstieg des Totaldrucks und damit auch der Totaldruckverluste der unterschiedlichen Beaufschlagungszustände ist jeweils proportional zum anliegenden Druckverhältnis über der Turbinenstufe. Bei Gleichbeaufschlagung ist der geringste Totaldruckverlust zu erkennen. Bei Einzelbeaufschlagung ist ein höherer Druckverlust als im Falle der Gleichbeaufschlagung zu verzeichnen, wobei im Falle der großen Flut die Verluste gegenüber dem Fall der Gleichbeaufschlagung nur geringfügig ansteigen. Bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut stellt sich ein deutlich höherer Druckverlust ein, etwa bei einem Druckverhältnis von 6,0 ein Druckverlust von über 2,5 bar, was einen Verlust von über 50 % des Überdrucks darstellt. Somit treten offensichtlich große Verluste im Falle der Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut stromauf des Eintritts in das Turbinenrad auf.

Für einen Betriebspunkt der Randkennfelder bei einem Druckverhältnis von 4,0 und einer reduzierten Drehzahl von  $3384 \text{ 1}/(\text{min} \cdot \sqrt{\text{K}})$  sind in Bild 6.9 die berechneten Strömungsfelder dargestellt. Es sind der Totaldruck, der statische Druck und die Strömungsvektoren der Relativgeschwindigkeit sowie die Machzahl eines Radialschnittes der Volute ca.  $90^\circ$  nach Volutenbeginn aufgetragen. Die Machzahl wird im Bereich des Laufrads mit der Relativgeschwindigkeit gebildet, während im restlichen Bereich die Absolutgeschwindigkeit herangezogen wurde. Die Schnittdarstellung im Rotor stellt eine Fläche in der Mitte eines Strömungskanals zwischen zwei benachbarten Laufschaufeln dar. Auf der linken Seite des Bildes ist die Einzelbeaufschlagung der großen Flut, in der Mitte die Gleichbeaufschlagung und auf der rechten Seite die Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut dargestellt.



**Bild 6.9:** Total- und statischen Druck, Strömungsrichtung und Machzahl 90° nach Volutenbeginn Schaufellkanalmittig des Turbinenrotors bei Druckverhältnis 4.0 und 3384 1/(min.K<sup>0.5</sup>)

Der auf das Absolutsystem bezogene Totaldruck im Bereich der Spiralen spiegelt die jeweilige Beaufschlagung anschaulich wieder. In den jeweils geschlossenen Fluten herrscht erwartungsgemäß ein sehr geringer Totaldruck, der sich vom statischen Druck nur geringfügig unterscheidet. Lediglich die durch Scherkräfte induzierten Geschwindigkeiten liefern einen kleinen dynamischen Druck im nicht aktiv durchströmten Kanal. Bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut ist dieser Effekt noch deutlich ausgeprägter als bei Einzelbeaufschlagung der großen Flut. Sowohl bei Gleichbeaufschlagung als auch weitgehend bei Einzelbeaufschlagung der großen Flut variiert der Totaldruck nur geringfügig über der Turbinenradeintrittsbreite. Bei der Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut ist ein starker Verlustbereich stromab der Teildüse der kleinen Flut zu erkennen, was zu einer starken Variation des Totaldrucks am Turbinenradeintritt und dem bereits erwähnten sehr geringen Totaldruck in der Spirale der großen Flut führt. In den Spiralen der nicht druckbeaufschlagten Fluten weist die Strömung einen Wirbel im Uhrzeigersinn auf. Bei Beaufschlagung der großen Flut ist im Vergleich zur Arbeit von Hajilouy-Benisi (2009), in der eine symmetrische zweiflutige Turbine untersucht wurde, die Drehrichtung der Strömung in der verschlossenen Spirale umgekehrt. So verläuft bei den im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten Berechnungen bei Einzelbeaufschlagung die Drehrichtung der Strömung in der jeweils verschlossenen Spirale im Uhrzeigersinn und somit gleichsinnig. Es ist zu vermuten, dass dieser Effekt durch die unterschiedlichen Breiten der Teildüsen und die Asymmetrie der Strömungsquerschnitte hervorgerufen wird.

Es ist zu erkennen, dass sich deutlich unterschiedliche statische Drücke im Laufrad ergeben, insbesondere bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut. Der geringe statische Druck am Turbinenradeintritt bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut bestätigt die hohen Totaldruckverluste stromauf des Turbinenrads (vergl. Bild 6.8). Chebli (2012) hat den Reaktionsgrad auf Drücken basierend definiert:

$$\Gamma^* = \frac{P_{Rotor\,E\,int\,ritt,s} - P_{4,s}}{P_{3,t} - P_{4,s}} \quad (6.53)$$

Mit dieser Definition des Reaktionsgrads und der Tatsache, dass die untersuchten Strömungszustände das gleiche Druckverhältnis der jeweils beaufschlagten Fluten aufweisen, besteht ein direkter Zusammenhang zwischen dem statischen Druck am Laufradeintritt und dem sich einstellenden Reaktionsgrad. Somit verdeutlicht z.B. der geringe statische Druck an Laufradeintritt bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut den bereits in Kapitel 5.3 beschriebenen geringen Reaktionsgrad bei diesem Strömungszustand. Dieser kann sowohl auf den geringen Durchsatzparameter als auch die hohen Totaldruckverluste im Volutenbereich zurückgeführt werden.

Über die Darstellung der Machzahl im Absolutsystem der Volute wird ein Vergleich der Geschwindigkeitsverteilung im Radeintrittsbereich für die unterschiedlichen Strömungszustände möglich. Die Darstellung der mittels der Relativgeschwindigkeit gebildeten Machzahl im Rotorbereich verdeutlicht die unterschiedliche Interaktion der Voluten und des Rotors.



Der bei Gleichbeaufschlagung sich einstellende höchste statische Druck vor dem Turbinenrad korrespondiert mit der geringsten Machzahl stromauf des Turbinenradeintritts. Gleichzeitig stellt sich eine sehr hohe Machzahl im Bereich des Rotoraustritts ein. Diesem Verhalten ist nach Einführung der druckbasierten Definition ein hoher Reaktionsgrad zuzuordnen. Bei der Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut ergibt sich der geringste Druck am Turbinenradeintritt, woraus sich die geringste Machzahl am Turbinenradaustritt ergibt und sich ein geringer Reaktionsgrad ableiten lässt. Die Einzelbeaufschlagung der großen Flut weist ein Verhalten auf, welches sehr ähnlich dem der Gleichbeaufschlagung ist, aber etwas geringere Machzahlen im Rotoraustrittsbereich aufweist. Es ist daher ein eindeutiger Zusammenhang zwischen dem statischen Druck im Rotoreintrittsbereich, der Machzahl am Rotoraustrittsbereich und dem Reaktionsgrad für alle drei unterschiedlichen Strömungszustände zu beobachten.

Ebenfalls zu erkennen ist eine unterschiedliche Machzahl über der Turbinenradeintrittsbreite. Bei Einzelbeaufschlagung der großen Flut und bei Gleichbeaufschlagung ist ein relativ homogenes Strömungsfeld im Radeintrittsbereich ersichtlich. Bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut weist die Machzahl eine deutlich größere Variation im Bereich des Radeintritts und ein höheres Niveau in der Spirale auf. Auf der Seite der kleinen Flut erreicht die Machzahl nahezu kritische Bedingungen, während auf der Seite der großen Flut die Machzahl lediglich Werte von 0,5 erreicht. Insgesamt können die in Bild 6.8 dargestellten Totaldrücke in Verbindung mit der sich ergebenden Machzahl im Bereich des Turbinenradeintritts gebracht werden. Die bei der Einzelbeaufschlagung und hier insbesondere der kleinen Flut mit der lokal hohen Machzahl verknüpften großen Geschwindigkeitsgradienten führen zu hohen Strömungsverlusten im Bereich der Vereinigung der beiden Teildüsen, welche die beobachteten Totaldruckverluste stromauf des Turbinenradeintritts und die sich daraus ergebenden geringeren Turbinenwirkungsgrad verursachen.

Wie eingangs dieses Kapitels diskutiert ist der über das Turbinenrad bilanzierte Turbinenwirkungsgrad für die in Bild 2.4 definierten unterschiedlichen Strömungszustände der Randkennfelder nahezu gleich. Lediglich bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut ist ein etwas ausgeprägter Wirkungsgradabfall gegenüber der Gleichbeaufschlagung zu erkennen, welcher bei einer Schnelllaufzahl von 0,7 etwa 10% beträgt. Der Unterschied des Turbinenwirkungsgrads beider Bilanzierungsmethoden ist daher größtenteils auf die bis zum Turbinenradeintritt auftretenden Strömungsverluste zurückzuführen. Der verbleibende Unterschied des Laufradwirkungsgrads bei Einzelbeaufschlagung im Vergleich zur Gleichbeaufschlagung ist auf lokal mehr oder weniger stark ausgeprägte Strömungsverluste am Turbinenradeintritt zurückzuführen. Ein Indiz für diese Hypothese ist die Machzahlverteilung der Absolutgeschwindigkeit am Laufradeintritt, die im Falle der Einzelbeaufschlagung der großen Flut moderat, im Falle der kleinen Flut jedoch sehr stark über die axiale Breite der Düse variiert.

#### 6.2.4 Druck-Ungleichbeaufschlagung

Der in Kapitel 5.4 vorgestellte Ansatz zur Gewährleistung gleicher Strömungsbedingungen basiert auf einem konstanten Machzahlverhältnis im Bereich der Zusammenführung

beider Fluten. In Gl. (5.34) wurde der Zusammenhang von Machzahlverhältnis und Druckverhältnis der Teildüsen beider Fluten aufgezeigt. Aufgrund der Tatsache, dass der Druck im Bereich des Turbinenradeintritts bei Turbinenkennfeldmessungen in der Regel nicht bekannt ist, wurde der Ansatz des Durchsatzparameterverhältnisses eingeführt.

Über das mit Hilfe der experimentellen Ergebnisse validierte numerische Verfahren wurde anschließend geprüft, ob bei einem konstanten Durchsatzparameterverhältnis unabhängig vom gewählten Strangdruckverhältnis ein konstantes Machzahlverhältnis gemäß Gl. (5.34) erreicht wird. Die Randbedingungen wurden an die in Kapitel 5.4 beschriebenen Randbedingungen angelehnt, sodass die Turbine bei gleichen Durchsatzparameterverhältnissen, einer Eintrittstemperatur von 873 K und einer reduzierten Turbindrehzahl von  $3384 \text{ 1}/(\text{min} \cdot \sqrt{\text{K}})$  betrachtet wurde. Mit Hilfe des numerischen Verfahrens ist es möglich, das Strömungsverhalten der Turbine über die im Experiment erreichbaren Randbedingungen hinaus zu berechnen. Bei Ungleichbeaufschlagung wird das gewünschte Durchsatzparameterverhältnis bei vorgegebener Drehzahl über die den Totaldruck als Randbedingung eingestellt und geregelt.

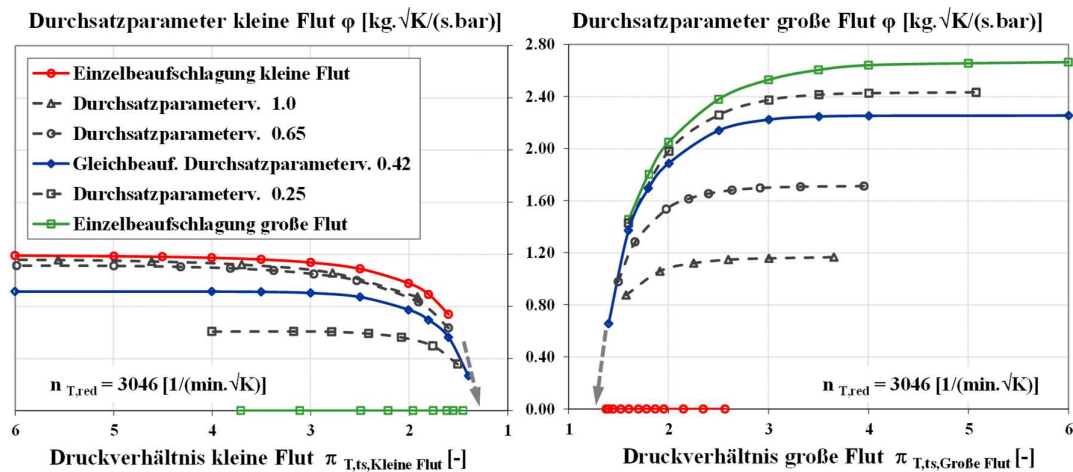
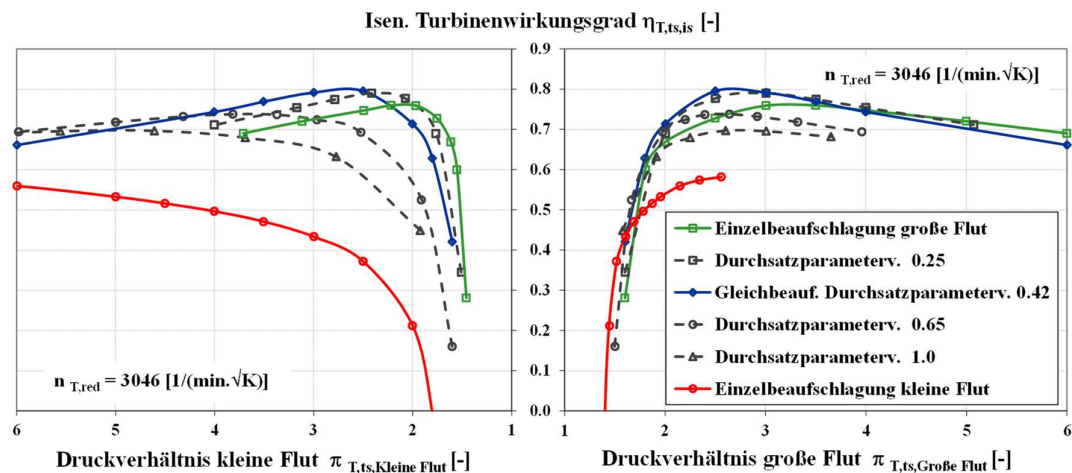


Bild 6.10: Durchsatzparameter der Einzelfluten bei unterschiedlichen Strömungszuständen

In Bild 6.10 und Bild 6.11 sind die Durchsatzparameter bzw. die isentropen Wirkungsgrade der Einzelfluten für unterschiedliche Strömungszustände, d.h. Beaufschlagungszustände dargestellt. Die Durchsatzparameter der einzelnen Fluten stimmen sehr gut mit den in Bild 5.17 und Bild 5.18 dargestellten experimentell gewonnenen Durchsatzparametern überein. Die Durchsatzparameter weisen einen für einflutige Turbinen üblichen Verlauf auf. Ausgehend vom Zustand der Gleichbeaufschlagung ist in der Flut mit dem höheren Druck zunächst nur ein moderater Anstieg des Durchsatzparameters zu erkennen, während der Durchsatzparameter der jeweils anderen Flut deutlich kleiner wird. Bei Durchsatzparameterverhältnissen von 0,65 und 1,0 sind die Verläufe der Kurven für die Durchsatzparameter der kleinen Flut fast deckungsgleich, während der Durchsatzparameter der großen Flut im gleichen Zug deutlich abfällt.

Bei unterschiedlichen Beaufschlagungsgraden mit jeweils konstantem Durchsatzparameterverhältnis stellt sich ein Durchsatzparameterverlauf ein, der für die untersuchte Turbinendrehzahl bei sinkendem Druckverhältnis auf einen gemeinsamen Durchstoßpunkt der Abszisse zustrebt (s. Markierung in Bild 6.10). Der für eine konstante Turbinendrehzahl typische Durchsatzparameterverlauf bei geringen Druckverhältnissen, welcher u.a. von Bernd (2003) und Scharf (2010b) beschrieben wurde, wird hier bestätigt. Dieses Verhalten bei einem konstanten Durchsatzparameterverhältnis ist somit vergleichbar mit dem einflutiger Turbinen und konnte schon vorherigen Kapitel anhand der Kurvenverläufe in den Bildern 5.17 und 5.18 beobachtet werden. Mit dem zur Verfügung stehenden Versuchsaufbau konnte der Betriebsbereich allerdings nicht vollständig abgebildet werden.

Das beschriebene Verhalten liefert ein weiteres Indiz dafür, dass die für einflutige Turbinen entwickelten Inter- und Extrapolationsmethoden zur Kennfeldaufbereitung für zweiflutige Turbine bei konstanten Durchsatzparameterverhältnissen anwendbar sind. Mit Hilfe der numerischen Berechnung konnte nun – zumindest für eine ausgewählte Drehzahl – der experimentell nicht zugängliche Bereich erfasst und analysiert werden. Damit konnte die Gültigkeit des experimentell gefundenen Zusammenhangs weiter untermauert werden.

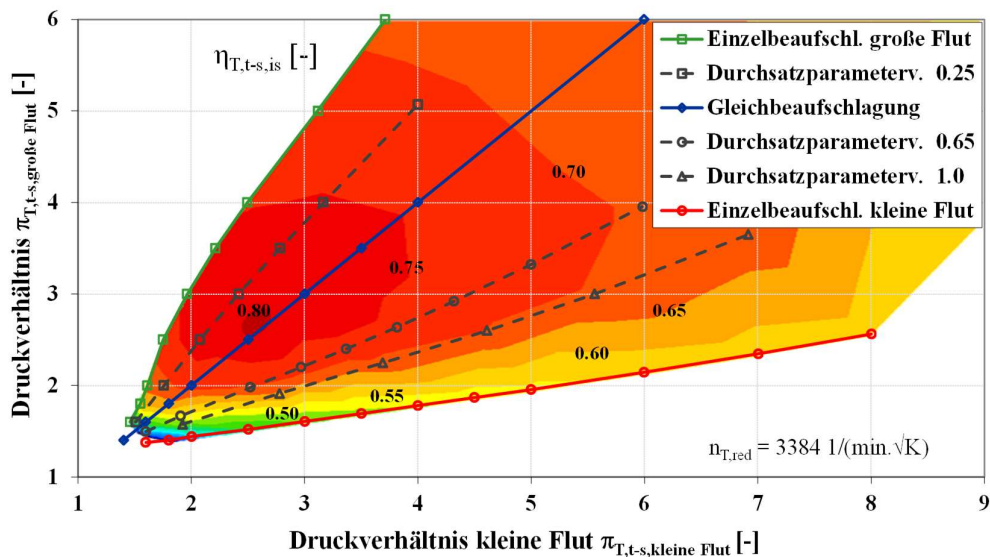


**Bild 6.11: Isentroper Turbinenwirkungsgrad bei unterschiedlichen Strömungszuständen**

Der in Bild 6.11 dargestellte Turbinenwirkungsgrad variiert stark über dem untersuchten Bereich des Druckverhältnisses, mit zunächst steil ansteigenden Werten. Im Falle der Gleichbeaufschlagung bzw. der stärkeren Beaufschlagung der großen Flut fällt der Wirkungsgrad nach Erreichen eines Maximums mit zunehmendem Druckverhältnis wieder leicht ab. Dagegen wird bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut kein Maximum bei den untersuchten Druckverhältnissen erreicht, sondern der Wirkungsgrad steigt auf niedrigem Niveau kontinuierlich an. Aufgetragen über dem Druckverhältnis der kleinen Flut fächern sich die Kurvenverläufe für die betrachteten Durchsatzparameterverhältnisse stark in Richtung der Abszisse auf, während sich die Kurvenverläufe der großen Flut bei geringen Druckverhältnissen weitgehend überdecken und erst bei größeren Druckverhältnissen

voneinander abweichen. Es ist jedoch auf beiden Grafiken zu erkennen, dass bei steigendem Turbinendruckverhältnis die Kennlinien bei stärkerer Beaufschlagung der kleinen Flut sich deutlich stärker unterscheiden als im Falle einer stärkeren Beaufschlagung der großen Flut.

Die gerade anhand von Bild 6.11 diskutierten Turbinenwirkungsgrade einer exemplarischen Turbinendrehzahl sind für die untersuchten Beaufschlagungszustände im Druckinteraktionskennfeld des Bildes 6.12 in Form von Isoflächen dargestellt. Aus dem Interaktionskennfeld wird erneut ersichtlich, dass der Turbinenwirkungsgrad sehr stark von den individuellen Druckverhältnissen beider Fluten abhängt und nicht symmetrisch zur Gleichbeaufschlagung verläuft. Es wird ein Wirkungsgradmaximum von über 0,80 nahe dem Bereich der Gleichbeaufschlagung bei einem Druckverhältnis von ca. 2,6 berechnet.

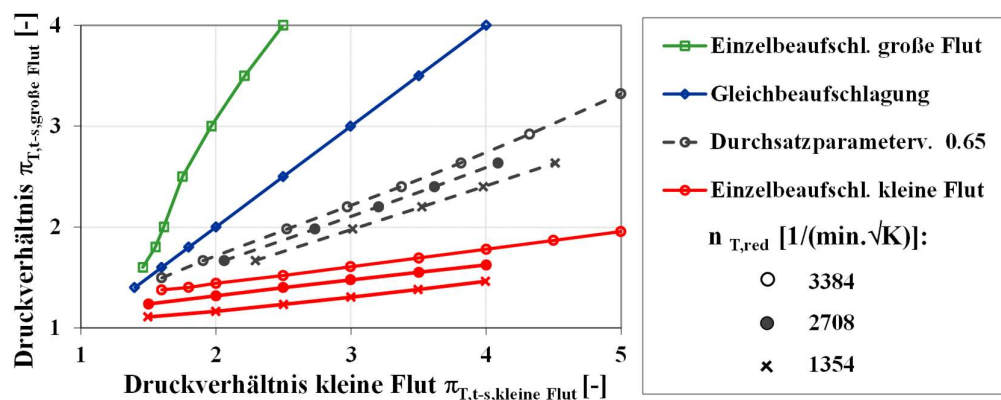


**Bild 6.12: Isentropen Turbinenwirkungsgrad bei unterschiedlichen Strömungszuständen im Druck-Interaktionskennfeld für eine konstante Turbinendrehzahl**

Das Interaktionskennfeld in Bild 6.12 umfasst die numerisch berechneten Kennlinien sowohl für Gleichbeaufschlagung, Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut bzw. der großen Flut sowie für mehrere Durchsatzparameterverhältnisse. Diese Form der Darstellung der Strömungszustände beinhaltet die Druckinformation beider Fluten direkt und nicht indirekt über das Strangdruckverhältnis wie etwa in Bild 5.20. Beide Darstellungen basieren auf vergleichbaren experimentellen bzw. numerischen Daten. Die Darstellung im Druck-Interaktionskennfeld ist dennoch vorteilhafter, da der Grad der Flutentrennung sehr anschaulich zu erkennen ist und mittels des Druckverhältnisses der jeweils geschlossenen Flut ersichtlich wird. Dadurch ist es möglich, die bereits mehrfach erwähnten charakteristischen Strömungszustände der zweiflutigen asymmetrischen Turbine den verschiedenen Bereichen im Diagramm zuzuordnen. Der Bereich zwischen den Kennlinien der Ein-

zelbeaufschlagung enthält Betriebspunkte der Doppelbeaufschlagung während sich oberhalb der grünen bzw. unterhalb der roten Kurve der Einzelbeaufschlagung ein Überströmen aus der mit höherem Druck beaufschlagten Flut in diejenige mit niedrigerem Druck einstellt. Auf den annähernd linearen Verlauf der Kennlinien konstanter Durchsatzparameterverhältnisse im Interaktionskennfeld wird im folgenden Kapitel weiter eingegangen.

Die Kennlinien konstanter Durchsatzparameterverhältnisse weisen für die betrachtete Drehzahl eine in etwa äquidistante Verteilung im Interaktionskennfeld auf. Die Kennlinien decken somit einen großen Bereich der Strömungszustände der Ungleichbeaufschlagung ab. Alle Kennlinien laufen auf einen Schnittpunkt bei Gleichbeaufschlagung zu mit einem Druckverhältnis von ca. 1,4. Bei diesem Schnittpunkt wird der Durchsatzparameter beider Fluten zu null. Druckkräfte und Zentrifugalkräfte stehen dann im Gleichgewicht. Das Druckverhältnis, welches sich aufgrund des Kräftegleichgewichts ergibt, ist drehzahlabhängig. Zur Verdeutlichung des Drehzahleinflusses sind im folgenden Bild neben den Randkennlinien der exemplarisch ausgewählten Drehzahl zwei zusätzliche Drehzahlkennlinien bei einem Durchsatzparameterverhältnis von 0,65 und bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut dargestellt.



**Bild 6.13:** Numerisch berechnetes Druck-Interaktionskennfeld für unterschiedliche Turbinendrehzahlen

Die unterschiedlichen Drehzahlkennlinien eines Durchsatzparameterverhältnisses weisen im Interaktionskennfeld einen linearen Verlauf bei einer sehr ähnlichen Steigung auf. Auch der lineare Verlauf der Kennlinien zwischen den unterschiedlichen Strömungszuständen, d.h. die Randkennlinien sowie die Kennlinie der Gleichbeaufschlagung, bleibt bei Änderung der Drehzahl erhalten. Bei konstantem Druckverhältnis der druckhöheren Flut stellt sich bei sinkender Turbinendrehzahl ein geringeres Druckverhältnis in der jeweils anderen Flut ein. Wie bereits erwähnt liegt der Schnittpunkt der Linien mit konstantem Durchsatzparameter mit der Kennlinie bei Gleichbeaufschlagung bei Gleichbeaufschlagung mit sinkender Drehzahl bei einem geringeren Druckverhältnis. Dieser Effekt, der in erster Linie dem Fliehkraftfeld des Turbinenrotors zuzuordnen ist wird in Kapitel 7.1 weiterführend untersucht.

Aus Bild 6.13 lässt sich erkennen, dass für die Randkennlinien bzw. Linien konstanter Durchsatzparameterverhältnisse die Beziehung zwischen den Druckverhältnissen der einzelnen Fluten drehzahlabhängig ist. Diese Abhängigkeit von der Drehzahl ist ungünstig im Sinne einer Strömungsähnlichkeit im Bereich der Spirale. Das Interaktionskennfeld lässt sich jedoch drehzahlunabhängig darstellen (Bild 6.14), wenn anstelle des Druckverhältnisses der einzelnen Fluten über die gesamte Turbine nur das Druckverhältnis über die Teildüsen verwendet wird.

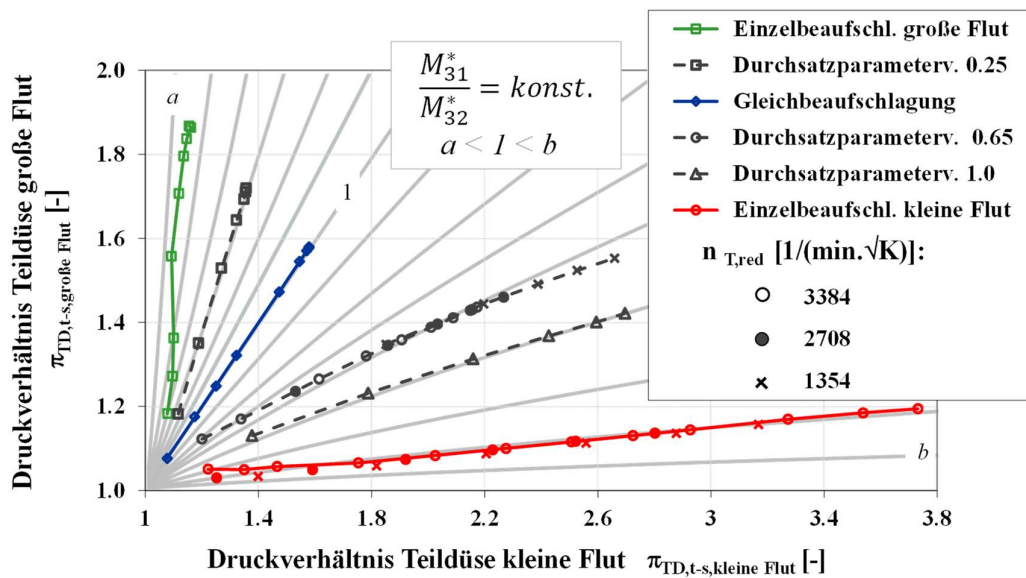


Bild 6.14: Numerisch berechnetes Druck-Interaktionskennfeld auf Basis der Druckverhältnisse der Teildüsen

Die beiden in Bild 6.13 und Bild 6.14 dargestellten Diagramme sind sehr ähnlich. Die Druckverhältnisse über die Teildüsen sind geringer als die Druckverhältnisse über die gesamte Stufe, da der drehzahlabhängige Druckabfall über den Rotor bei dieser Betrachtung nicht berücksichtigt wird. Zusätzlich zu den Linien konstanter Durchsatzparameterverhältnisse sind im Interaktionskennfeld in Bild 6.14 die Linien bei konstanten Machzahlverhältnissen. Zusätzlich zu den Linien konstanter Durchsatzparameterverhältnisse sind die hellgrauen Kennlinien konstanter kritischen Machzahlverhältnisse sind beginnend bei Werten von nahe null ( $a$ ) bis gegen unendlich ( $b$ ) aufgetragen. Es ist eine gute Übereinstimmung der Kennlinien bei konstanten Durchsatzparameterverhältnissen und mit den Kennlinien bei konstanten Machzahlverhältnissen ersichtlich. Bei Einzelbeaufschlagung eine geringe Abweichung beobachtet, was auf Totaldruckverlusten zwischen Spirale und Düsenbereich zurückzuführen ist.

Das in Kapitel 5 vorgestellte kritische Machzahlverhältnis im Bereich der Zusammenführung der Teildüsen wird auf Basis von den Ergebnissen von Bild 6.14 somit bestätigt, wenngleich das kritische Machzahlverhältnis wie bereits erwähnt nicht als praktikabler Ähnlichkeitsparameter gesehen wird.

Der Ansatz eines konstanten Durchsatzparameterverhältnisses zur Gewährleistung eines konstanten Machzahlverhältnisses im Bereich der Zusammenführung beider Fluten wird durch die umfangreichen numerischen Berechnungen grundsätzlich bestätigt. Dies ist ein weiteres Indiz, dass ein konstantes Durchsatzparameterverhältnis zur Charakterisierung eines Betriebspunkts von zweiflutigen Turbinen bei Ungleichbeaufschlagung herangezogen werden kann.

### 6.2.5 Temperatur-Ungleichbeaufschlagung

Die in Kapitel 5.4.3 vorgestellten Messergebnisse bei unterschiedlichen Eintrittstemperaturen beider Fluten bei konstanter enthalpiegemittelter Turbineneintrittstemperatur zeigen eine gute Übereinstimmung des Turbinenverhaltens mit der vorgestellten Theorie. Die bei Temperaturungleichbeaufschlagung in Bild 5.23 und Bild 5.24 dennoch beobachtete moderaten Abweichungen im Turbinenwirkungsgrad sollen in diesem Unterkapitel eingehender betrachtet werden.

Die Turbine wird dazu basierend auf motorischen Randbedingungen im Hauptfahrbereich des Motors und Vollast bei exemplarisch ausgewählten und in Tabelle 6.2 beschriebenen Randbedingungen analysiert.

Tabelle 6.2: Stationäre Randbedingungen bei Temperatur-Ungleichbeaufschlagung

$n_{T,red}$ [1/(min.√K)]	$\tau_{str}$ [-]	$\pi_{str}$ [-]
3384	0.55 / 1.4	1.0

Die reduzierte Turbinendrehzahl wird sowohl mit der enthalpiegemittelten Turbineneintrittstemperatur nach Gl. (5.43) als auch über die einzelnen Turbineneintrittstemperaturen nach Gl. (2.6) gebildet. Im Folgenden werden die Ergebnisse von den drei unterschiedlichen Definitionen der reduzierten Turbinendrehzahl. Die Definition der reduzierten Turbinendrehzahl über die flutenindividuellen Eintrittstemperaturen entspricht dem derzeit üblichen Vorgehen in der kennfeldbasierten Turbinenmodellierung zur Motorprozesssimulation.

Sowohl die Druck- als auch die Temperaturrandbedingungen beider Turbinenfluten wurden bei den jeweiligen Strangtemperaturverhältnissen konstant gehalten, sodass zum Erreichen der mittels der flutenindividuellen Eintrittstemperatur definierten reduzierten Drehzahl die Absolutdrehzahl angepasst wurde. Für die untersuchten Betriebspunkte wurde für alle Randbedingungen ein Durchsatzparameterverhältnis von ca. 0,41 bis 0,42 berechnet. Die Vergleichbarkeit aller betrachteten Fälle ist damit grundsätzlich gewährleistet.

In den beiden Diagrammen von Bild 6.15 sind die Abweichungen des Durchsatzparameters und des Turbinenwirkungsgrades für die unterschiedlichen Referenztemperaturen der reduzierten Drehzahl bei Temperaturungleichbeaufschlagung von den entsprechenden Werten bei Gleichbeaufschlagung dargestellt.

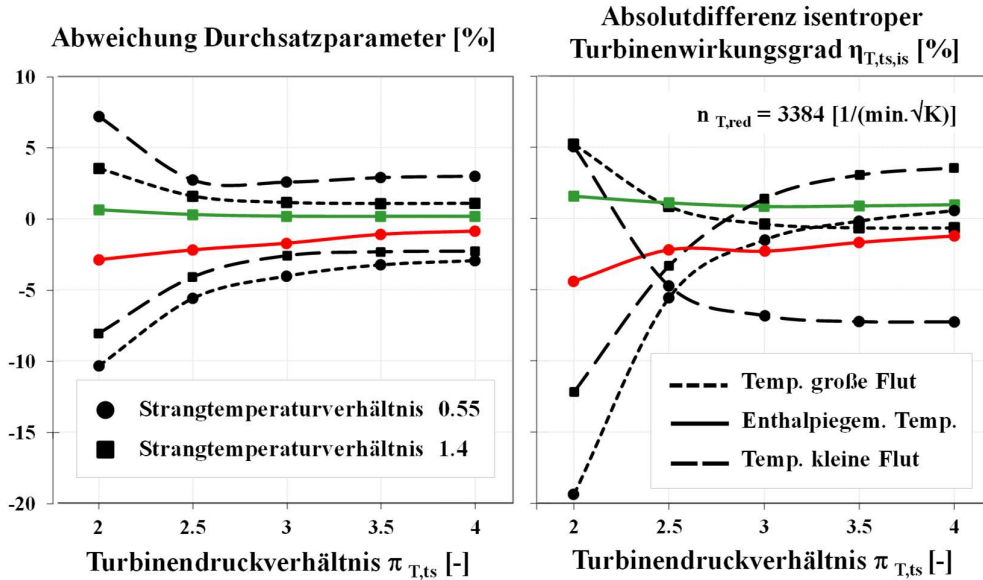


Bild 6.15: Durchsatzparameterabweichung und Turbinenwirkungsgraddifferenz bei Temperaturungleichbeaufschlagung im Vergleich zur Gleichbeaufschlagung

Bei der über die enthalpiegemittelte Turbineneintrittstemperatur normierten Drehzahl ist eine Abweichung des Durchsatzparameters von bis zu ca. 3 % zu erkennen, welche bei steigendem Druckverhältnis unter 1 % sinkt. Der Turbinenwirkungsgrad weist eine maximale Abweichung von ca. 4 % auf, welche bei steigendem Druckverhältnis unter 2 % abfällt. Die Bildung der reduzierten Turbinendrehzahl über die Temperatur der einzelnen Fluten führt beim Durchsatzparameter zu einer Abweichung von bis zu über 10 %. Der Turbinenwirkungsgrad weist bei dieser Vorgehensweise eine Abweichung bei niedrigen Druckverhältnissen von bis zu 20 %-Punkten auf. Bei steigendem Druckverhältnis gehen die Abweichungen zwar zurück, liegen aber immer noch deutlich über den Werten bei der enthalpiestromgemittelten Referenztemperatur.

Die insgesamt beste Übereinstimmung des Strömungsverhaltens mit dem der Gleichbeaufschlagung bei Temperaturungleichbeaufschlagung wird bei Verwendung der enthalpiegemittelten Temperatur zur Bildung der reduzierten Drehzahl erreicht. Die Abweichung der kennfeldbasierten Vorhersage des Turbinenverhaltens kann mittels der enthalpiegemittelten Temperatur zur Definition der reduzierten Drehzahl somit mehr als halbiert werden und wird für die im Rahmen dieser Arbeit definierte Zielsetzung als ausreichend klein angesehen.

Zur Beurteilung der Unterschiede des Turbinenverhaltens der drei gebildeten reduzierten Drehzahlen wird der relative Anströmwinkel auf einer zylindrischen Fläche bei  $r/R_T = 1,03$  ermittelt. In Bild 6.16 ist im linken Diagramm die Differenz der massenstromgemittelten Anströmwinkel bei Temperaturungleichbeaufschlagung und bei Gleichbeaufschlagung für die drei unterschiedlichen Definitionen der reduzierten Turbinendrehzahl



dargestellt. Zu erkennen ist, dass bei Verwendung der enthalpiegemittelten Turbineneintrittstemperatur sich eine vergleichsweise geringe Veränderung von bis zu ca.  $4^\circ$  einstellt. Bei Verwendung der Temperatur der einzelnen Fluten zur Drehzahlreduzierung weist der Anströmwinkel erhebliche Abweichung von ca.  $10^\circ$  bis über  $30^\circ$  auf. Der über die Zylinderfläche massenstromgemittelte Anströmwinkel weist somit bei Verwendung der enthalpiegemittelten die geringste Abweichung bei der untersuchten Temperaturungleichbeaufschlagung im Vergleich zur Gleichbeaufschlagung auf.

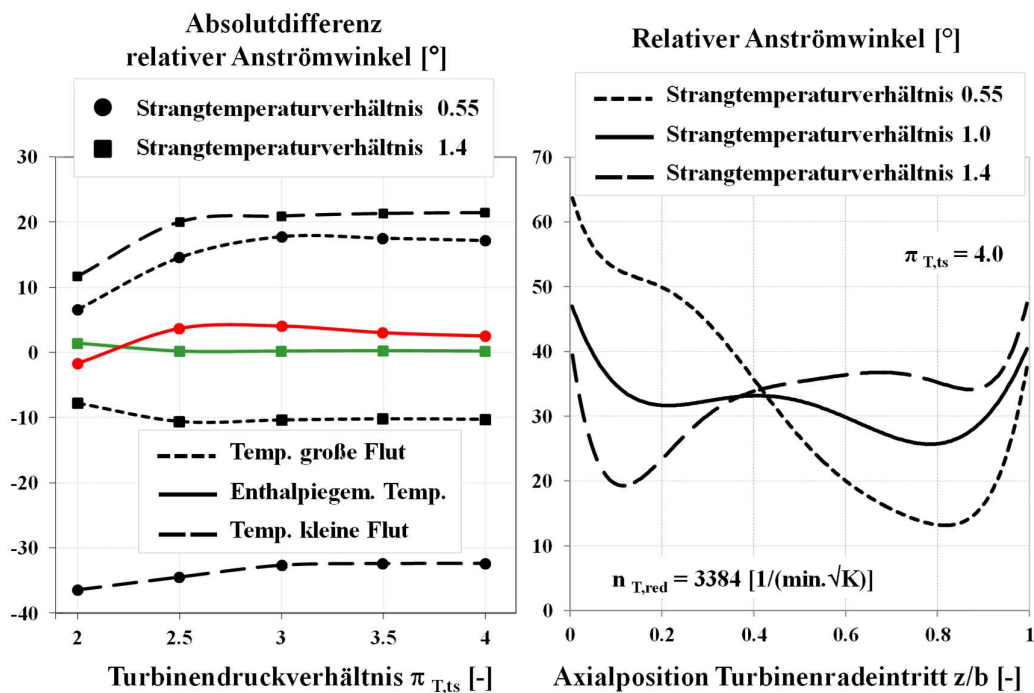


Bild 6.16: Absolutdifferenz und Vergleich des relativen Anströmwinkels bei Temperatur-Ungleichbeaufschlagung im Vergleich zur Gleichbeaufschlagung

Im rechten Diagramm in Bild 6.16 ist für ein Druckverhältnis von 4,0 der in axialer Richtung aufgelöste relative Anströmwinkel dargestellt. Die betrachtete Ebene liegt in Umfangsrichtung bei ca.  $90^\circ$  Volutenumschlingung. Bezüglich des Rotors befindet sich die Ebene in der Mitte zwischen zwei Laufschaufelpositionen. Zum besseren Verständnis der dargestellten Kurven sei nochmals angemerkt, dass sich die kleine Flut auf der Lagerseite bei geringen  $z/b$ -Werten befindet und die große Flut bei hohen  $z/b$ -Werten.

Bei Gleichbeaufschlagung weist der relative Anströmwinkel eine sehr geringe Variation über der Eintrittsbreite auf. Die Temperaturungleichbeaufschlagung führt zu einer deutlich stärkeren Variation des Anströmwinkels. Obwohl die mittleren Anströmwinkel sich nur um etwa  $2^\circ$  unterscheiden, ist etwa im Bereich  $z/b$  von 0,1 eine Variation von über  $30^\circ$  zu erkennen. Die Variation des Anströmwinkels nimmt offensichtlich bei steigender Temperaturungleichbeaufschlagung zu. Bei einem gegebenen Druckverhältnis führt die

verändernde Turbineneintrittstemperatur zu einer Veränderung der Dichte und in Folge zu einer Veränderung der Strömungsgeschwindigkeit und damit des Anströmwinkels.

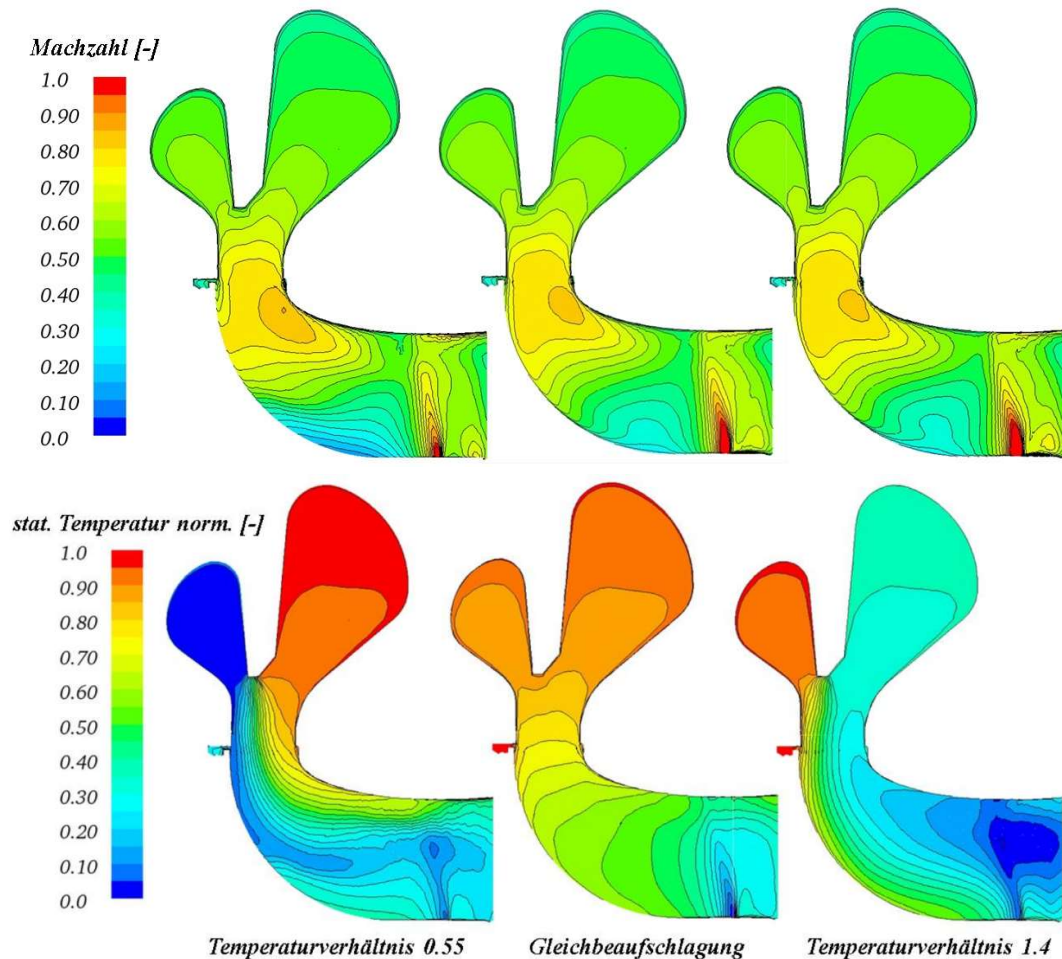
Aus den im rechten Diagramm in Bild 6.16 dargestellten Verläufen des Anströmwinkels ist ersichtlich, dass im Bereich des Turbinenradeintritts das Geschwindigkeitsfeld bei Temperaturungleichbeaufschlagung sehr inhomogen sein kann. Es stellt sich daher die Frage, in wie weit sich diese Inhomogenität auf die Machzahlverteilung in der Düse und der anschließenden Durchströmung des Rotors auswirkt.

In Bild 6.17 sind die Machzahlverteilung und die normierte Temperaturverteilung bei einem Druckverhältnis von 4,0 und einer über die enthalpiegemittelte Turbineneintrittstemperatur normierten Drehzahl für Fälle der Temperaturungleichbeaufschlagung aufgetragen. Die dargestellte Machzahl wurde zur Verdeutlichung des Strömungsbildes und der temperaturbedingten Unterschiede auch im Rotorbereich mit der Absolutgeschwindigkeit gebildet. Die berechnete Machzahlverteilung unterscheidet sich für die drei berechneten Randbedingungen nur unwesentlich. Dies ist auf die Tatsache zurückzuführen, dass für die numerisch untersuchte Temperaturungleichbeaufschlagung jeweils ein konstantes Durchsatzparameterverhältnis von ca. 0.42 berechnet wurde. Die Ergebnisse weisen ebenso darauf hin, dass das in Kapitel 5.4 vorgestellte kritische Machzahlverhältnis lediglich von dem Druckverhältnis der Teildüsen abhängig ist sich bestätigt. Diese Beobachtung ist ein weiteres Indiz für die Richtigkeit der Annahme einer auf der Machzahl basierenden Strömungsähnlichkeit bei Berücksichtigung des Durchsatzparameterverhältnisses.

Bedingt durch die unterschiedlichen Turbineneintrittstemperaturen wird die Darstellung der statischen Temperatur mit folgendem Ansatz normiert:

$$T_{norm.} = \frac{T - T_{min}}{T_{max} - T_{min}} \quad (6.54)$$

Es werden die jeweils ermittelten Maximal- und Minimaltemperaturen der Schnittfläche verwendet, sodass die gesamte im dargestellten Strömungsfeld berechnete Temperatur normiert dargestellt werden kann.



**Bild 6.17: Machzahl und normierte statische Temperatur 90° nach Volutenbeginn in Schaufelkanalmitte bei einem Druckverhältnis von 4.0 und einer normierten Drehzahl von 3384 1/(min.K<sup>0.5</sup>)**

Bei Gleichbeaufschlagung und identischer Temperatur beider Fluten ist wie zu erwarten ein in Strömungsrichtung sinkender Temperaturverlauf mit einer nur geringfügigen Variation normal zur meridionalen Strömungsrichtung zu erkennen. Bei Temperaturungleichbeaufschlagung jedoch ist von den Voluten bis hin zum Turbinenradaustritt eine eindeutige flutenabhängige Temperaturverteilung zu erkennen. Beide Strömungszustände bei Ungleichbeaufschlagung zeigen erhebliche Temperaturgradienten im Bereich der Hauptdüse und des Rotorkanals normal zur Strömungsrichtung. Beim Temperaturverhältnis von 0,55 ist die geringste Temperatur im Bereich der Spirale zu erkennen, während beim Temperaturverhältnis von 1,4 die geringste Temperatur im Bereich des Kanalaustritts vorliegt. Die Eintrittstemperatur der großen Flut zeigt in diesem Fall einen gr-

ßen Einfluss auf die Strömung, bedingt durch den höheren Durchsatz bei Gleichbeaufschlagung. Es ist dennoch bemerkenswert, dass die Turbine eine sehr gute Übereinstimmung des Durchsatz- und Wirkungsgradverhaltens bei Temperaturungleichbeaufschlagung im Vergleich zur Gleichbeaufschlagung aufweist.

Ein konstantes Machzahlverhältnis führt bei unterschiedlichen Turbineneintrittstemperaturen über eine unterschiedliche Schallgeschwindigkeit auch zu unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten beider Fluten. Bei einer gegebenen Umfangsgeschwindigkeit des Turbinenrotors im Radeintritt ergeben sich an dieser Stelle dann Unterschiede im Anströmwinkel der Relativgeschwindigkeit. Die in Bild 6.15 dargestellte moderate Abweichung des Turbinenwirkungsgrads im Vergleich zum Fall gleicher Eintrittstemperaturen beider Fluten ist deshalb mit hoher Wahrscheinlichkeit auf die lokale Falschanströmung des Turbinenrotors zurückzuführen. Bei steigender Temperaturungleichbeaufschlagung wird die Variation des Anströmwinkels über der Eintrittsbreite des Turbinenrotors stärker. Eine Temperaturungleichbeaufschlagung findet unter motorischen Randbedingungen mit einer nahezu simultan einhergehenden Druckungleichbeaufschlagung statt, wie aus den Bildern 4.1 und 4.2 zu erkennen ist. Dieser Effekt führt dazu, dass die enthalpiegemittelte Turbineneintrittstemperatur sich der Temperatur der höher druckbeaufschlagten und damit stärker durchströmten Flut nähert. Deshalb kann davon ausgegangen werden, dass die Abweichungen aufgrund der durch die Temperatur induzierten Falschanströmung des Laufrads nochmals geringer ausfallen als bei den gerade beschriebenen Fällen mit Druckgleichbeaufschlagung. Die Güte der Übereinstimmung des Strömungsverhaltens der zweiflutigen Turbine bei unterschiedlichen Turbineneintrittstemperaturen bei konstantem Durchsatzparameterverhältnis wird daher für die im Rahmen dieser Arbeit definierte Zielsetzung als hinreichend erachtet.

### 6.2.6 Konstantes Druckverhältnis einer Turbinenflut

In Hinblick auf die Fragestellung der Modellierung der zweiflutigen Turbine in der Motorprozesssimulation in Kapitel 7.4 werden im folgenden zusätzliche Betriebspunkte bei Ungleichbeaufschlagung numerisch berechnet. Die Strömung durch die Turbine wird bei der bisher schon betrachteten normierten Drehzahl von  $3384 \text{ 1}/(\text{min} \cdot \sqrt{\text{K}})$  und bei Temperaturgleichbeaufschlagung analysiert. Das Druckverhältnis einer Flut wird bei der Variation des Druckverhältnisses der jeweils anderen Flut konstant gehalten. Diese Vorgehensweise dient der Entwicklung des auf Randkennfeldern basierenden Turbinenmodells in der Motorprozesssimulation in Kapitel 7.4.

Es wurden die Druckverhältnisse 2,0, 3,0 und 4,0 als konstant gewählt und somit sechs weitere Kennlinien erzeugt, welche die Strömungszustände von der Einzelbeaufschlagung einer Flut über die Gleichbeaufschlagung bis hin zur Einzelbeaufschlagung der jeweils anderen Flut abdecken. Die Kennlinien konstanter Druckverhältnisse einer Flut sowie die Kennlinien der Strömungszustände der Einzelbeaufschlagung und Gleichbeaufschlagung sind in Bild 6.18 im Interaktionskennfeld dargestellt.

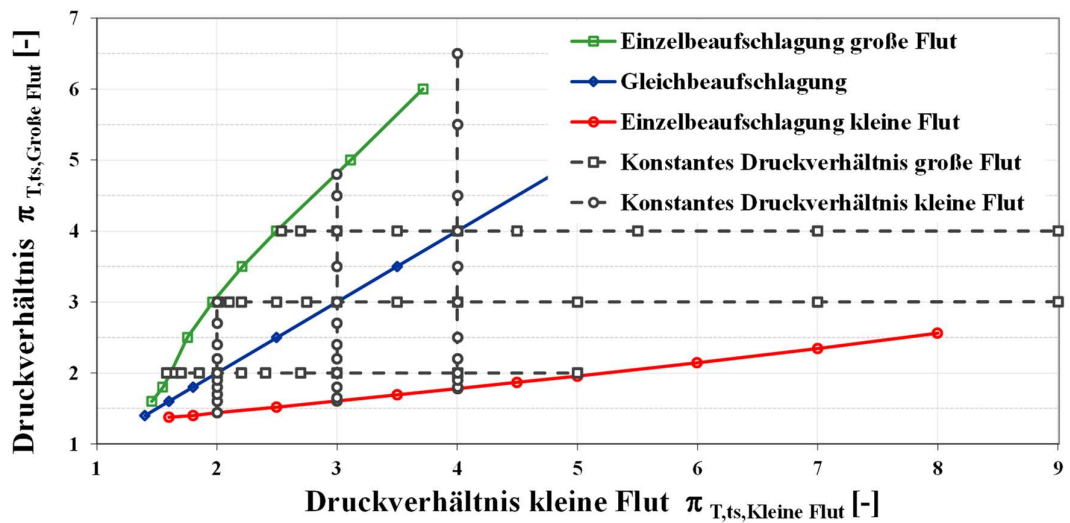


Bild 6.18: Betriebspunkte der Untersuchungen bei konstantem Druckverhältnis einer Flut und Variation des Druckverhältnisses der jeweils anderen Flut im Interaktionskennfeld

In den Bildern 6.19 und 6.20 sind die flutenindividuellen Durchsatzparameter dargestellt, welche in Bild 6.18 bereits im Interaktionskennfeld zu sehen sind. Für die in Bild 6.19 dargestellten Ergebnisse wird das Druckverhältnis der kleinen Flut konstant gehalten und das Druckverhältnis der großen Flut von der Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut bis zur Einzelbeaufschlagung der großen Flut variiert. Dabei ergibt sich ein Durchsatzparameter in den jeweiligen Fluten beginnend bei Einzelbeaufschlagung der einen, bis zur Einzelbeaufschlagung der anderen Flut. In Bild 6.20 sind die Ergebnisse bei konstantem Druckverhältnis der großen Flut und einem variierendem Druckverhältnis der kleinen Flut dargestellt.

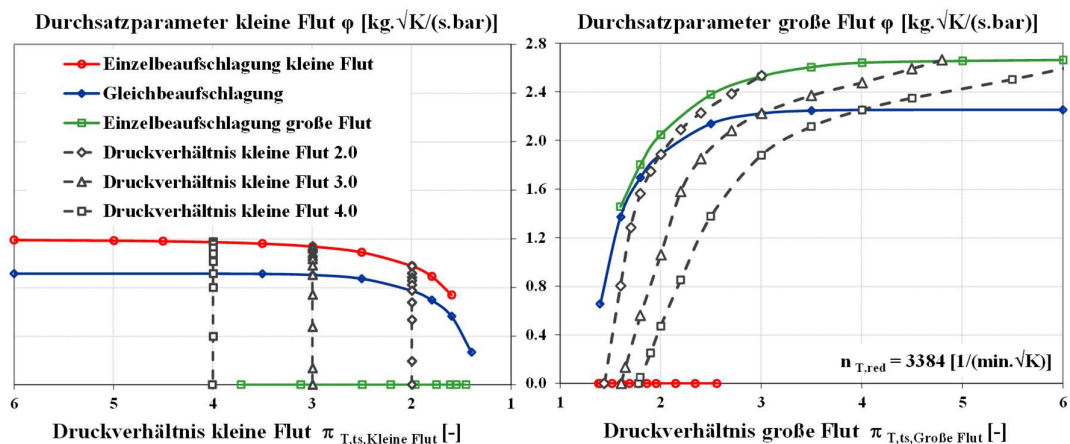
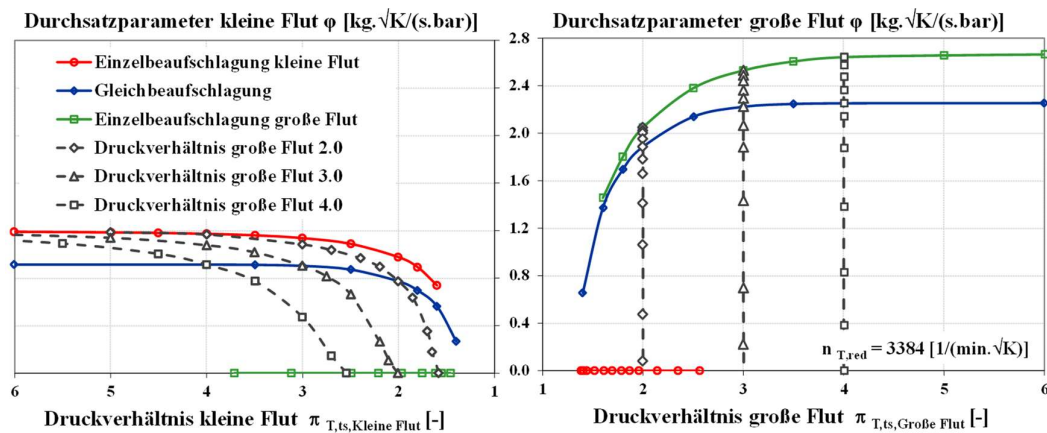


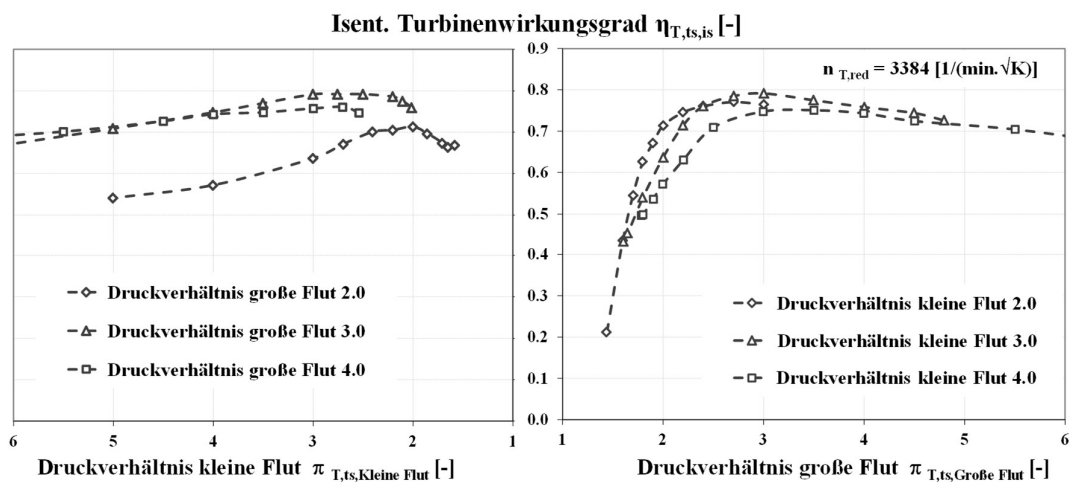
Bild 6.19: Flutenindividuelle Durchsatzparameter bei konstantem Druckverhältnis der kleinen Flut und Variation des Druckverhältnisses der großen Flut



**Bild 6.20: Flutenindividuelle Durchsatzparameter bei konstantem Druckverhältnis der großen Flut und Variation des Druckverhältnisses der kleinen Flut**

Die Durchsatzparameter weisen für jede der untersuchten Kennlinien eine Variation von null, d.h. verschlossenem Zustand einer Flut, bis zum maximalen Durchsatzparameter, d.h. Einzelbeaufschlagung auf. Die Ergebnisse zeigen, dass bei jedem Druckverhältnis einer Flut diese dann vollständig versperrt werden kann, wenn das Druckverhältnis der jeweils anderen Flut das dazu notwendige Niveau erreicht.

Der isentrope Turbinenwirkungsgrad der untersuchten Drehzahllinien ist in Bild 6.21 über dem Druckverhältnis der jeweiligen Flut aufgetragen. Der Wirkungsgrad ist im linken Diagramm für die Drehzahllinien bei konstantem Druck in der großen Flut und im rechten Diagramm für die Drehzahllinien bei konstantem Druck in der kleinen Flut dargestellt.



**Bild 6.21: Isentroper Turbinenwirkungsgrad bei konstantem Druckverhältnis einer Flut und Variation des Druckverhältnisses der jeweils anderen Flut**

Die in den Bildern 6.19, 6.20 und 6.21 dargestellten Ergebnisse werden in Kapitel 7.4 bei der Vorstellung der randkennfeldbasierten Modellierungsmethodik der zweiflutigen asymmetrischen Turbine in der Motorprozesssimulation wieder aufgegriffen.

### 6.2.7 Rückströmung

Die in Bild 2.4 definierten Strömungszustände der zweiflutigen Turbine zeigen, dass eine Rückströmung bzw. Umströmung von einer Flut in die andere Flut auftreten kann. Wie die Ergebnisse der Kapitel 6.3 und 7 noch zeigen werden, tritt Rückströmung unter motornahen Randbedingungen nur in sehr geringem Maße und zeitlich sehr begrenzt auf. Aus der Darstellung der Turbinenkennfelder im Interaktionskennfeld in Bild 7.14 wird ersichtlich, dass für die betrachteten motorischen Randbedingungen Strömungszustände im Bereich der Einzelbeaufschlagung, aber keine Rückströmung zu erwarten sind. Aus den in Bild 6.27 dargestellten Ergebnissen wird lediglich ein anfängliches Rückströmen von der großen in die kleine Flut beobachtet.

Weiterführende Untersuchungen im Umfeld der vorliegenden Arbeit (Brinkert (2011b)) haben jedoch gezeigt, dass eine deutliche Rückströmung bei ungünstiger Turbinenabstimmung zum Motor auftreten kann. Somit stellt sich die Frage nach dem Turbinenverhalten unter diesen Bedingungen. Druckverhältnisse geringer als eins werden in diesem Zusammenhang nicht betrachtet. Für die numerische Analyse der Strömung im Turbolader unter Extrembedingungen wird der jeweils rückströmenden Flut ein statischer Druck von einem bar als Randbedingung vorgegeben. Die Randbedingungen der numerischen Untersuchung sind Tabelle 6.3 zu entnehmen.

Tabelle 6.3: Turbinenrandbedingungen bei Rückströmung

$n_{T,red} [1/(\min.\sqrt{K})]$	$T_{T,3} [K]$
3384	873

Die Auswertung der Durchsatzparameter und des Turbinenwirkungsgrades erfolgt sowohl über den gesamten der Turbine zuströmenden Massenstrom als auch lediglich über dem aus der Turbine abströmenden Massenstrom. Die Betrachtung bezogen auf den gesamten der Turbine zugeführten Massenstrom wird im Folgenden als Integralbetrachtung bezeichnet. Die Auswertung bezogen auf den über das Turbinenrad strömenden Massenstrom wird als Turbinenradbetrachtung bezeichnet. Die resultierenden Durchsatzparameter und Turbinenwirkungsgrade bei der Rückströmung der einzelnen Fluten sind in Bild 6.22 und Bild 6.23 dargestellt.

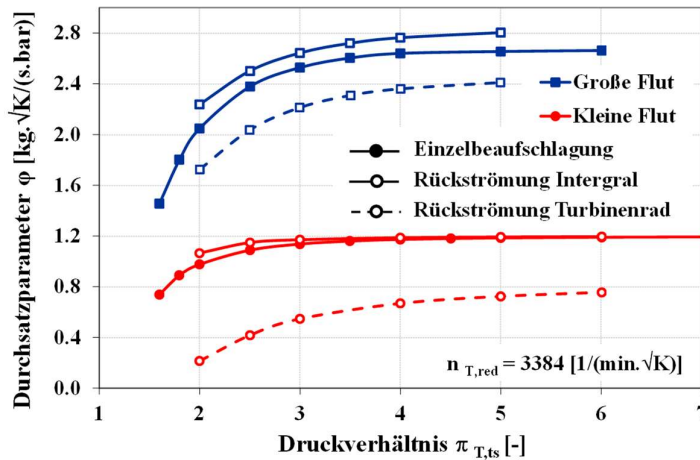


Bild 6.22: Durchsatzparameter bei Rückströmung von einer Flut in die jeweils andere

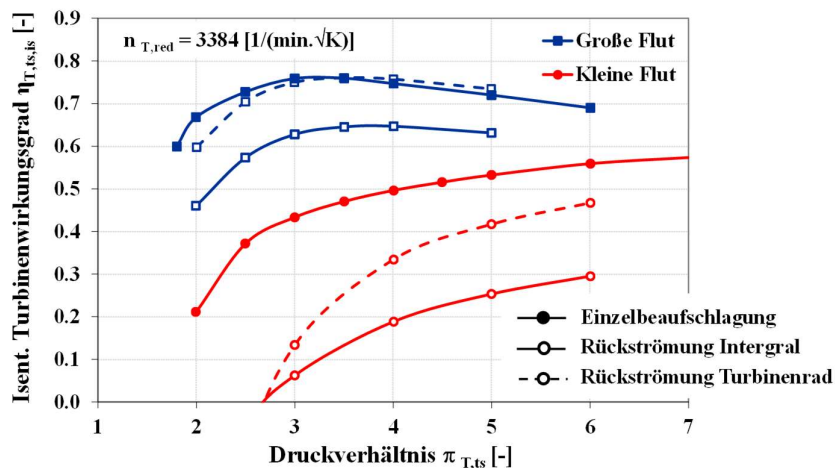


Bild 6.23: Isentroper Turbinenwirkungsgrad bei Rückströmung von einer Flut in die jeweils andere

Die Turbine zeigt für die Rückströmung in die kleinere Flut ein deutlich unterschiedliches Verhalten im Vergleich zur Rückströmung in die große Flut. Bei Rückströmung von der großen in die kleine Flut ist eine leichte Zunahme des integralen Durchsatzparameters um etwa 5% zu erkennen, während die Turbinenradbetrachtung eine Absenkung um ca. 10% im Vergleich zur Einzelbeaufschlagung aufweist. Der Turbinenwirkungsgrad zeigt bei integraler Betrachtung einen Abfall um ca. 10% absolut, bleibt aber bezogen auf den Turbinenradmassenstrom im Vergleich zur Einzelbeaufschlagung nahezu identisch. Die kleine Flut weist bei integraler Betrachtung ein mit der Einzelbeaufschlagung nahezu identisches Durchsatzparameterverhalten auf. Dieser Effekt zeigt, dass die kleine Flut bereits vor Zuströmung in die Hauptdüse den kritischen Zustand erreicht und somit stopft. Der Turbinenwirkungsgrad bei Rückströmung von der kleinen Flut in die große Flut zeigt bei der Turbinenradbetrachtung einen sehr starken Abfall, was auf die weitere Absenkung



des über das Turbinenrad strömenden Massenstroms bzw. des Reaktionsgrads zurückzuführen ist. Der Totaldruck im Rotoreintrittsbereich bei Rückströmung ist z.B. bei Druckverhältnis 6.0 im Vergleich zur Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut ca. 0,6 bar geringer. Die integrale Betrachtung deutet auf einen noch stärkeren Wirkungsgradabfall in der Größenordnung von ca. 30% hin.

Die große Flut weist eine ähnliche Charakteristik bei Einzelbeaufschlagung und Rückströmung in die kleine Flut auf, während bei Rückströmung der kleinen in die große Flut sich insbesondere die Charakteristik des Wirkungsgradverlaufs gegenüber der Einzelbeaufschlagung deutlich ändert. Als Ursache wird die relative Änderung des über den Turbinenrotor fließenden Massenstroms vermutet. Im Vergleich zu der jeweiligen Einzelbeaufschlagung weist die große Flut lediglich eine Reduzierung um 5% auf während sich für die kleine Flut eine Reduzierung um durchschnittlich 60% einstellt. Durch den bei Rückströmung von der großen in die kleine Flut sehr ähnlichen Verlauf des Wirkungsgrads bilanziert über das Turbinenrad werden die Verluste des Integralwirkungsgrads den Druckverlusten bis zum Turbinenrad sowie dem sich ändernden Anströmwinkel zugeordnet.

### **6.3 Betrachtung der Turbine unter motornahen Randbedingungen**

Sowohl die experimentellen als auch die bisher vorgestellten numerischen Untersuchungen der zweiflutigen Turbine wurden unter stationären Betriebsbedingungen durchgeführt. Um der Frage des Turbinenverhaltens unter motorischen und somit instationären Bedingungen nachzugehen, wurde die Strömung durch die Turbine unter motornahen, d.h. stark instationären Anströmbedingungen numerisch berechnet. Die in diesem Kapitel vorgestellten Ergebnisse werden in Kapitel 7 zur Überprüfung der kennfeldbasierten quasi-stationären Modellierungsmethodik herangezogen.

#### **6.3.1 Turbinenmodellierung und Randbedingungen**

Das für die stationäre Anströmung verwendete dreidimensionale numerische Modell der Turbine wurde weitgehend beibehalten. Die Randbedingungen beider Fluten wurden jedoch nun zeitaufgelöst vorgegeben. Sie wurden mit Hilfe einer auf den Motorbetriebspunkt abgestimmten Motorprozesssimulation erzeugt. Dabei erfolgt die Modellierung der zweiflutigen Turbine mit der von Winkler et al. (2005, 2009) vorgestellten Methode. Diese beschreibt das drehzahlabhängige Durchsatz- und Wirkungsgradverhalten der Turbine vereinfacht über die bei Gleichbeaufschlagung gemessenen Turbinenkennfelder (vergl. Kapitel 7).

Für den untersuchten motorischen Betriebspunkt weist die Turboladerdrehzahl eine Variation von unter einem Prozent auf, was auf die Trägheit des Rotors zurückzuführen ist. Somit konnte die Turbinendrehzahl für den betrachteten Betriebspunkt im Berechnungsmodell mit ausreichender Genauigkeit als konstant angenommen werden. Die Vollmotorrandbedingungen des untersuchten Betriebspunktes sind in der folgenden Tabelle dargestellt. Die Kopplung von Motor und Aufladesystem entspricht der in Bild 2.1 gezeigten schematischen Darstellung. Das Abblaseventil war für den betrachteten Betriebspunkt

geschlossen. Um den numerischen Aufwand der instationären Betrachtung zu reduzieren, wurde das zyklische Verhalten des Vollmotors über einen Bereich des Kurbelwinkels von 0 bis 240° gemittelt herangezogen. Die Darstellungen der nachfolgenden Ergebnisse sind dennoch vorwiegend über dem vollständigen Arbeitsspiel von 720° Kurbelwinkel dargestellt, um das Zusammenspiel mit dem Vollmotor besser zu veranschaulichen.

Tabelle 6.4: Motornahe Randbedingungen der Turbine des untersuchten Betriebspunkt

$n_{\text{mot}}$ [1/min]	$n_{\text{ATL}}$ [1/min]	$p_{4,\text{st}}$ [bar]	Abblaseventil
1.300	100.000	1.1	Geschlossen

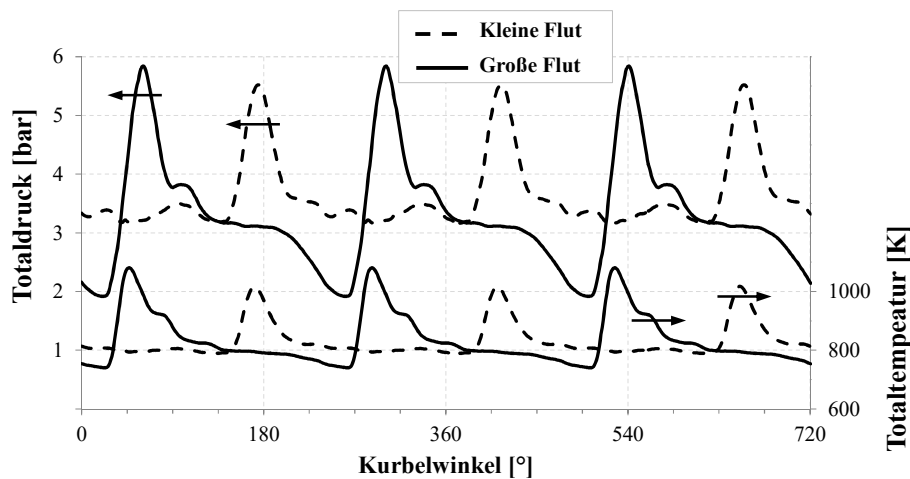


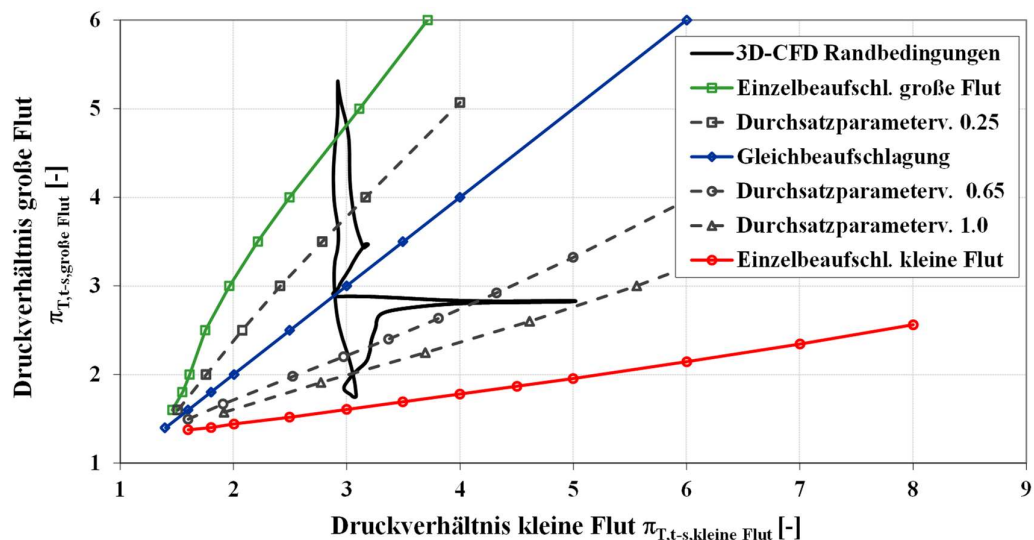
Bild 6.24: Totaldruck und Totaltemperatur am Eintritt beider Turbinenfluten unter motornahen Randbedingungen über einem Arbeitsspiel

In Bild 6.24 sind die aus der Motorprozesssimulation erzeugten Totalzustände stromauf der Turbine dargestellt. Zu erkennen sind die Druckerhöhungen der Ausschiebevorgänge der einzelnen Zylinder. Über dem dargestellten Arbeitsspiel ist eine relativ hohe Druckvariation in beiden Fluten zu erkennen. Der Druck der kleinen Flut weist einen geringfügig höheren mittleren Druck als derjenige der großen Flut auf. Die Temperatur variiert für beide Fluten ebenfalls deutlich über dem Arbeitsspiel. Die Turbine wird somit nahezu dauerhaft unter Druck- und Temperaturgleichbeaufschlagung betrieben.

Aus den Randbedingungen ergeben sich die im Interaktionskennfeld (Bild 6.25) dargestellten Druckverhältnisse der beiden Fluten. Diese Darstellungsweise ermöglicht eine Abschätzung des zu erwartenden Strömungsverhaltens bzw. des resultierenden Durchsatzparameterverhältnisses zu den einzelnen Zeitpunkten unter der Annahme, dass die Turbine ein quasi-stationäres Strömungsverhalten aufweist.

Aus den dargestellten Turbinendruckverhältnissen der beiden Fluten ist zu erkennen, dass nahezu der gesamte Bereich der Doppelbeaufschlagung durchschritten wird. Beim maximalen Druckverhältnis der großen Flut, bei ca. 60° Kurbelwinkel, ist sogar ein Verlassen des Bereichs der Doppelbeaufschlagung zu erkennen. Dies deutet auf eine Rückströmung

von der großen in die kleine Flut hin. Beim maximalen Druckverhältnis der kleinen Flut, bei ca.  $180^\circ$  Kurbelwinkel, ist das Durchsatzparameterverhältnis nahe 1,0 und beim minimalen Druckverhältnis der großen Flut, bei ca.  $270^\circ$  Kurbelwinkel, liegt ein Durchsatzparameterverhältnis von über 1,0 vor. Eine Rückströmung von der kleinen in die große Flut ist dem Interaktionskennfeld für den berechneten Motorbetriebspunkt nicht zu entnehmen.



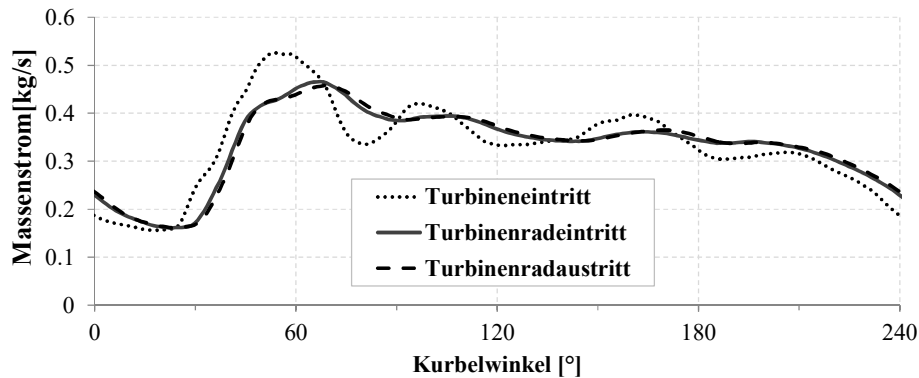
**Bild 6.25:** Turbinenrandbedingungen der instationären Betrachtung im Druck-Interaktionskennfeld der numerisch erzeugten Drehzahlkennlinien bei und  $3384 \text{ 1}/(\text{min}\cdot\text{K}^{0.5})$

### 6.3.2 Numerische Ergebnisse der instationären Turbinenbetrachtung

Zur Beurteilung, ob die Strömung in der zweiflutigen Turbine als quasi-stationär betrachtet werden kann, wurde zunächst der sich aufgrund der instationären Randbedingungen einstellende Turbinenmassenstrom analysiert. Die Auswertungen der numerischen Ergebnisse wurden derart aufbereitet, sodass ein Vergleich zwischen einer dreidimensionalen Auflösung und der kennfeldbasierten Modellierung der Turbine möglichst zulässig ist.

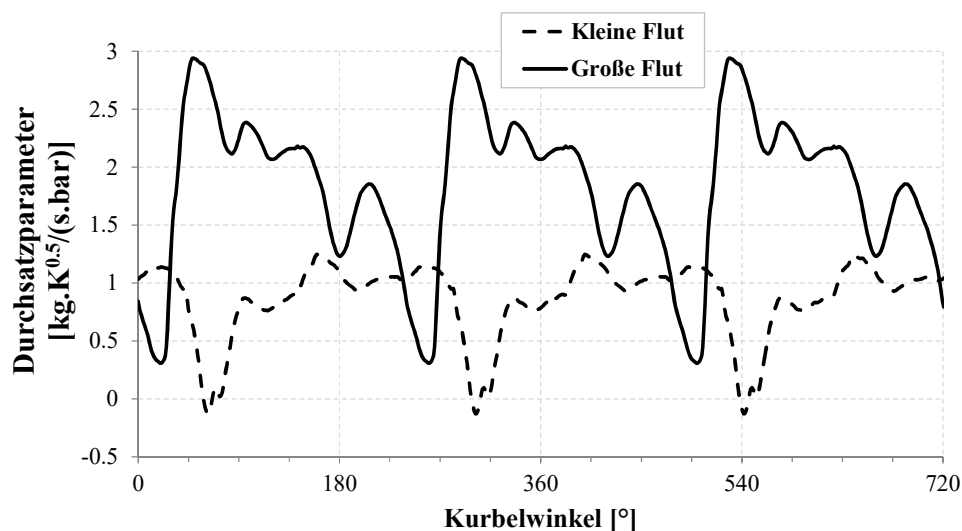
In Bild 6.26 ist der Gesamtmassenstrom am Eintritt in das Spiralgehäuse, am Radeintritt und am Radaustritt in Abhängigkeit des Kurbelwinkels aufgetragen. Für einen betrachteten Kurbelwinkel bzw. Zeitpunkt ist ein deutlicher Unterschied der Massenströme an den Bilanzierungsgrenzen der Turbinenspiralen zu erkennen, welcher, wie von Costall et al. (2005, 2006) beschrieben, auf ein Füllen und Entleeren des vorhandenen Volumens zurückzuführen ist. Die Kurvenverläufe für die Massenströme an Turbinenradein- und -austritt sind nahezu deckungsgleich, was auf das im Verhältnis zu den Turbinenspiralen deutlich geringere freie Volumen des Rotors zurückzuführen ist. Die Annahme einer quasi-stationären Durchströmung ist somit für den Turbinenrotor eher zutreffend als für die Spirale. Zu diesem Ergebnis kommen auch die Veröffentlichungen von Aymanns et

al. (2011), Reuter et al. (2008) und Baines (2010b) für einflutige Turbinen. Bei der Untersuchung der zweiflutigen Turbine in der Motorprozesssimulation im nächsten Kapitel wird daher das Volumen der Turbinenspiralen berücksichtigt.



**Bild 6.26:** Gesamtmassenstrom der zweiflutigen Turbine unter motornahen Randbedingungen über den ersten 240° Kurbelwinkel eines Arbeitsspiels

Aus den Massenströmen und den vorgegebenen Totalzuständen am Turbineneintritt wurden die Durchsatzparameter für beide Fluten berechnet und in Bild 6.27 über ein ganzes Arbeitsspiel aufgetragen. Bedingt durch die aus der gerade beobachteten Massenspeicherung und -abgabe der Voluten ergeben sich Durchsatzparameter der einzelnen Fluten, welche über den stationär ermittelten und in Bild 6.10 dargestellten Durchsatzparametern liegen. Dies ist gerade im Falle der großen Flut deutlich zu erkennen. Sie weist instationär einen maximalen Durchsatzparameter von ca.  $3,0 \text{ kg} \cdot \sqrt{\text{K}} / (\text{s} \cdot \text{bar})$  auf, während unter stationären Randbedingungen ein größter Durchsatzparameter von lediglich ca.  $2,6 \text{ kg} \cdot \sqrt{\text{K}} / (\text{s} \cdot \text{bar})$  berechnet wurde.

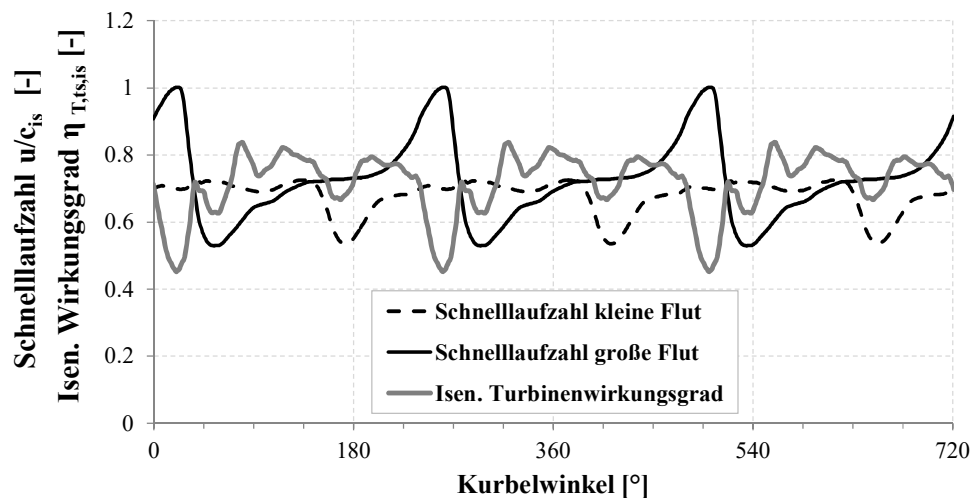


**Bild 6.27:** Durchsatzparameter der einzelnen Turbinenfluten unter motornahen Randbedingungen über einem Arbeitsspiel

Das maximale Druckverhältnis der großen Flut im Bereich von  $60^\circ$  Kurbelwinkel führt zu einer vollständigen Versperrung sowie einer geringfügigen Rückströmung in die kleine Flut. Im Bereich des maximalen Druckverhältnisses der kleinen Flut bei ca.  $175^\circ$  wurde ein Durchsatzparameter von ca.  $1,2 \text{ kg} \cdot \sqrt{\text{K}} / (\text{s} \cdot \text{bar})$  berechnet. In diesem Bereich ist ein Durchsatzparameterverhältnis von nahezu 1.0 zu beobachten. Bei ca.  $270^\circ$  Kurbelwinkel, d.h. zum Zeitpunkt des minimal auftretenden Druckverhältnisses der großen Flut, weist der Durchsatzparameter der großen Flut das geringste Niveau auf.

Aufgrund der instationären und kompressiblen Durchströmung der Turbine und der daraus resultierenden Massenaufnahme bzw. -abgabe der Turbinenvoluten wird die Wirkungsgradbilanzierung korrigiert. Hiermit soll berücksichtigt werden, dass die Turbineneintrittszustände beider Fluten die Strömungszustände am Eintritt in den Turbinenrotor zeitverzögert bestimmen. Der zur Wirkungsgradbilanzierung herangezogene Zeitverzug wird aus dem in Bild 6.26 dargestellten Massenstromversatz zwischen Turbineneintritt und Turbinenradeintritt bestimmt und entspricht bei der betrachteten Motordrehzahl einem Verzug, welcher bei der Motordrehzahl  $5^\circ$  Kurbelwinkel entsprechen.

$$\eta_{T,ts,ts}(t) = \frac{M(t + \Delta t) \cdot \varpi}{\dot{m}_{T,1}(t) \cdot \Delta h_{ts,ts,1}(t) + \dot{m}_{T,2}(t) \cdot \Delta h_{ts,ts,2}(t)} \quad (6.55)$$



**Bild 6.28:** Flutenindividuelle Schnelllaufzahl und isentroper Turbinenwirkungsgrad unter motornahen Randbedingungen über einem Arbeitsspiel

In Bild 6.28 ist der Verlauf der flutenindividuellen Schnelllaufzahlen und des isentropen Turbinenwirkungsgrads für das untersuchte Arbeitsspiel dargestellt. Es sind deutliche Schwankungen der Schnelllaufzahlen beider Fluten aufgrund der starken Schwankungen der Eintrittsbedingungen zu erkennen. So weist die große Flut einen Schnelllaufzahlbereich von etwa 0,5 bis 1,0 auf, während die Schnelllaufzahl der kleinen Flut lediglich Maximalwerte von ca. 0,7 erreicht. Dem Turbinenwirkungsgradverlauf ist eine deutliche

Abhängigkeit von den Verläufen beider Schnelllaufzahlen zu entnehmen. Der Wirkungsgrad weist die höchsten Werte in den Bereichen auf, in welchen die Schnelllaufzahl beider Fluten bei ca. 0,7 liegt. Sobald die Schnelllaufzahl einer Flut von 0,7 abweicht, ist ein Turbinenwirkungsgradabfall zu bemerken. Sehr deutlich ist dieser im Bereich des geringsten Druckverhältnisses der großen Flut, bei ca.  $270^\circ$  Kurbelwinkel.

Die Berechnungsergebnisse des 3D-CFD Modells liefern weitere Indizien, dass der Strömungszustand der untersuchten zweiflutigen Turbine mittels des Durchsatzparameterverhältnisses beider Fluten für unterschiedliche Turbinenrandbedingungen die in Kapitel 5.4 definierte Strömungsähnlichkeit gewährleistet. Für ein konstantes Durchsatzparameterverhältnis wurde ein konstantes drehzahlunabhängiges Düsenmachzahlverhältnis für unterschiedliche Turbinenrandbedingungen ermittelt. Das im vorangegangenen Kapitel vorgestellte Vorgehen zur Gewährleistung eines ähnlichen Strömungsverhaltens wird somit über ein konstantes Durchsatzparameterverhältnis im Rahmen der in dieser Arbeit notwendigen Genauigkeit als zulässig und zielführend angesehen.

Das resultierende Durchsatzverhalten beider Fluten bei konstantem Durchsatzparameterverhältnis entspricht in erster Näherung dem von einflutigen Festgeometrieturbinen. Dies wurde insbesondere durch einen unabhängig vom Durchsatzparameterverhältnis gleichbleibenden Fliehkrafteinfluss für die untersuchte reduzierte Turbinendrehzahl gezeigt. Diese Beobachtung liefert ein erstes Indiz dafür, dass Turbinenkennfelder bei konstantem Durchsatzparameterverhältnis mit Hilfe von Inter- und Extrapolationsvorschriften generiert werden können. Das ist bei Kennfeldern mit konstantem Strangdruckverhältnis nicht möglich.

Die Berechnungsergebnisse bei Temperaturungleichbeaufschlagung verdeutlichen, dass der in Kapitel 5.4.3 vorgestellte Ansatz der reduzierten Drehzahl auf Basis der enthalpiestromgemittelten Referenztemperatur zur Berechnung der reduzierten Drehzahl deutliche Vorteile zum bisher in der Literatur beschriebenen Vorgehen darstellt. Sowohl das Durchsatz- als auch das Wirkungsgradverhalten der Turbine zeigen bei Ungleichbeaufschlagung eine gute Übereinstimmung zur Strangtemperatur-Gleichbeaufschlagung auf. Die Abweichungen des Turbinenverhaltens sind in erster Linie auf das nach Zusammenführung beider Fluten nicht homogene Strömungsfeld und somit den bei Ungleichbeaufschlagung über der Radeintrittsbreite stärker variierenden Anströmwinkel zurückzuführen. Strömungszustände, welche eine Rückströmung von einer Flut in die andere ermöglichen weisen zum Teil deutliche Unterschiede des Turbinenverhaltens im Vergleich etwa zum Turbinenverhalten bei Einzelbeaufschlagung auf. Dies trifft insbesondere bei Rückströmung von der kleinen Flut in die große Flut zu.

Die Berechnungsergebnisse liefern erste Anhaltspunkte dafür, dass mittels der Darstellung instationärer Randbedingungen im Interaktionskennfeld eine grobe Abschätzung des Strömungsverhaltens der zweiflutigen Turbine möglich ist. Dennoch ist zu vermerken, dass die Bilanzierungsgrenzen der Modellierung durch instationäre Turbinenrandbedingungen bedeutsamer werden. Die vorhandenen Volumina sind bei pulsierender Turbinenbeaufschlagung von erhöhter Relevanz, bedingt durch die Speichereffekte der Voluten.

---

Die Aussage von Baines (2010b) und Aymanns et al. (2011), dass eine quasi-stationäre Betrachtung des Turbinenrotors möglich ist, wird aufgrund des beschriebenen Wirkungsgradverhaltens ansatzweise bestätigt. Die weiterführende Bewertung der quasi-stationären Betrachtung der Turbine unter motornahen Betriebsbedingungen erfolgt in Kapitel 7.

---

## 7 Turbinenmodellierung in der Motorprozesssimulation

Die in Kapitel 5 vorgestellte Methode zur Gewährleistung der Strömungsähnlichkeit bei zweiflutigen Turbinen mit Hilfe des Durchsatzparameterverhältnisses wird nun erstmalig in der Motorprozesssimulation angewendet. Die Simulation wird mit Hilfe des Programms „GT-Power“ der Firma Gamma Technologies durchgeführt. Es handelt sich hierbei um ein Programm zur eindimensionalen Modellierung thermodynamischer und gasdynamischer Zustandsänderungen des Motorprozesses. Die Berücksichtigung der Turbine in der Motorprozesssimulation beruht auf einem quasi-stationären Modell der Turbine. Die im vorherigen Kapitel diskutierten Ergebnisse haben deutlich gemacht, dass die Volumina der Volute einen Einfluss auf das Strömungsverhalten haben. Die Arbeiten von Baines (2010b) und Aymanns et al. (2011) unterstützen die Annahme eines quasi-stationären Strömungsverhalten des Turbinenrades.

Alle im weiteren Verlauf der Arbeit dargestellten Simulationsergebnisse basieren auf der quasi-stationären Turbinenmodellierung. Die Gültigkeit dieser Annahme wird im Verlauf dieses Kapitels anhand von Ergebnissen aus der 3D-CFD Berechnung des vorherigen Kapitels überprüft.

### 7.1 Zweiflutige Turbinenmodellierung

Im Folgenden soll auf die Besonderheiten der Modellierung der Zweiflutigkeit der Turbine eingegangen werden. Die in der zweiflutigen Turbinenmodellierung genutzten Messdaten werden dem Kapitel 5.4.1 entnommen. Diese umfassen die Durchsatzparameterverhältnisse null und unendlich, das Durchsatzparameterverhältnis 0,42, bei dem Gleichbeaufschlagung vorliegt sowie drei weitere Strömungszustände mit ungleicher Beaufschlagung der Fluten. Analog zur Modellierung einer Turbine mit variabler Geometrie erfolgt die Modellierung der zweiflutigen Turbine über mehrere Turbinenkennfelder. Diese sind jedoch nicht den unterschiedlichen Stellungen einer geometrischen Variabilität, sondern den möglichen Strömungszuständen zuzuordnen. Zu jedem Zeitpunkt werden die dem Strömungszustand benachbarten Turbinenkennfelder bei dem anliegenden Druckverhältnis linear interpoliert.

Das Volumen der Turbinenspirale weist bei stark pulsierender Aufladung einen merklichen Einfluss auf, wie im vorherigen Kapitel sowie aus der Arbeit von Aymanns et al. (2011) hervorgeht. Deshalb werden die Volumina der einzelnen Voluten stromauf des Turbinenrads mittels der in der 1D-Gasdynamik üblichen Modellierungsansätze berücksichtigt.

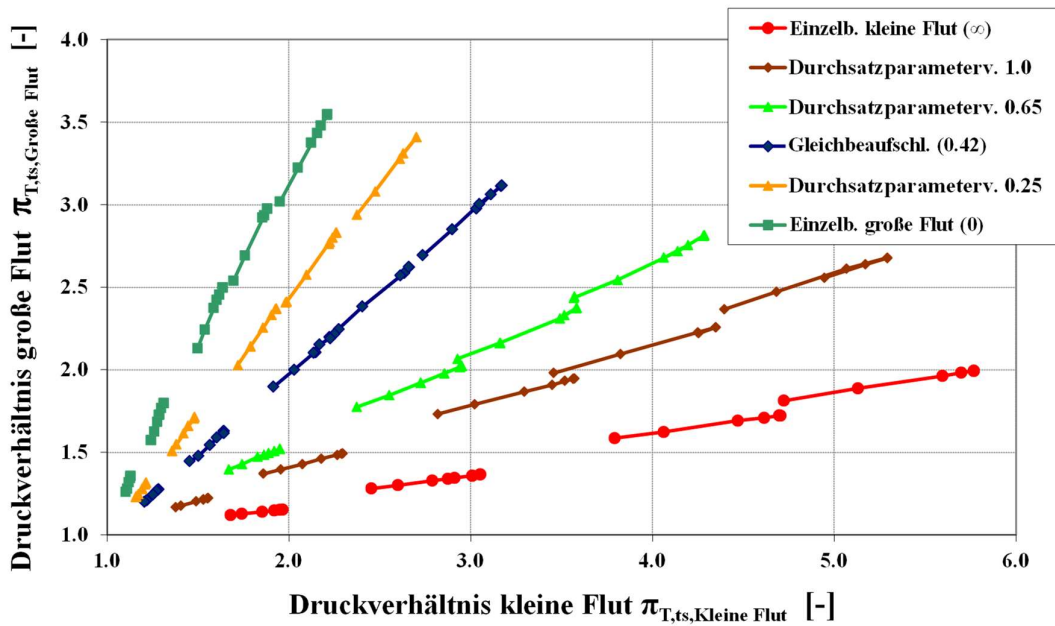


### 7.1.1 Identifikation des Strömungszustandes der zweiflutigen Turbine

Wie bereits diskutiert variiert das Strömungsverhalten der zweiflutigen Turbine für die in Bild 2.4 definierten unterschiedlichen Strömungszustände extrem. Bei zweiflutigen Turbinen ist es in der Motorprozesssimulation daher notwendig, zu jedem Zeitpunkt den Strömungszustand in der Turbine zu kennen. Erst dann ist es möglich, die gegebenen Durchsatzparameter- und Wirkungsgradkennfelder für die Beschreibung beider Fluten anzuwenden. Der zur Identifikation des Strömungszustands herangezogene Parameter kann unterschiedlich definiert werden und wird im Folgenden allgemein als Interaktionsparameter bezeichnet. Dem Interaktionsparameter werden die Turbinenkennfelder der unterschiedlichen Strömungszustände zugewiesen, entsprechend dem Vorgehen bei Turbinen mit variabler Geometrie, d.h. verstellbarem Vorleiträd.

Die stationären Untersuchungen haben gezeigt, dass bei einem gegebenen Durchsatzparameterverhältnis die Strömungsähnlichkeit erfüllt ist. Das Durchsatzparameterverhältnis kann somit als Interaktionsparameter herangezogen werden und die jeweiligen Turbinenkennfelder können zugeordnet werden. Wie aus einer im Rahmen dieser Arbeit entstandenen Veröffentlichung (Brinkert et al. (2011b)) hervorgeht, ist die Verwendung des Durchsatzparameterverhältnisses als Interaktionsparameter für die Motorprozesssimulation allerdings nicht zielführend. Ein zeitlich sehr kurzer Druckanstieg führt numerisch zu einer Reduzierung des Durchsatzparameters, da der Turbineneintrittsdruck im Nenner der Gl. (2.24) steht. Dies wiederum würde über den Interaktionsparameter zu einem Kennfeld führen, welches eine erhöhte Versperrung aufweist, d.h. bei Betrachtung etwa der kleinen Flut zu einem geringeren Durchsatzparameter. Das aus dem Interaktionskennfeld zu erwartende Verhalten wäre jedoch gerade entgegengesetzt, weshalb ein anderer Interaktionsparameter notwendig ist. Dieser wird aus den im Interaktionskennfeld dargestellten Messungen abgeleitet.

An dieser Stelle sei angemerkt, dass der Interaktionsparameter lediglich zur Identifizierung des jeweils vorliegenden übergeordneten Strömungszustands bei unterschiedlichen Turbinenrandbedingungen notwendig ist. Die Gültigkeit der Turbinenkennfelder für die gegebenen Randbedingungen ist von dem Interaktionsparameter unabhängig.



**Bild 7.1:** Druckverhältnisse der am Heißgasprüfstand untersuchten Strömungszustände dargestellt im Interaktionskennfeld

Bild 7.1 zeigt die Ergebnisse der in Kapitel 5 beschriebenen Messungen an einer zweiflutigen asymmetrischen Turbine. Es ist in diesem Interaktionskennfeld zu erkennen, dass sich die einzelnen Drehzahlkennlinien in guter Näherung auf Geraden anordnen. Entlang eines Durchsatzparameterverhältnisses sind die Drehzahlkennlinien leicht gestaffelt angeordnet. Dies ist besonders deutlich mit steigender Ungleichbeaufschlagung zu erkennen. Der nahezu lineare Verlauf kann nun für jede Drehzahlkennlinie durch Einführung eines korrigierten Strangdruckverhältnisses  $\beta$  beschrieben werden. Der Drehzahleinfluss, d.h. die leichte Staffelung der Drehzahlkennlinien wird über den Term  $\alpha$  berücksichtigt, welcher mit steigender Drehzahl zunimmt.

$$\beta = \frac{\pi_{T,ts,Kleine\ Flut} - \alpha}{\pi_{T,ts,Gro\beta e\ Flut} - \alpha}. \quad (7.56)$$

In Bild 7.2 sind die korrigierten Strangdruckverhältnisse  $\beta$  für die unterschiedlichen Strömungszustände bei konstanten Durchsatzparameterverhältnissen dargestellt. Die für ingenieurmäßige Belange gute Übereinstimmung der gemessenen Drehzahlkennlinien mit den korrelierten Kennlinien ist offensichtlich. Die über den Term  $\alpha$  erfasste Drehzahlabhängigkeit ist in den Bild 7.2 und Bild 7.3 exemplarisch für das Durchsatzparameterverhältnis 1,0 dargestellt. Es ist ein annähernd quadratischer Verlauf über der Drehzahl zu

erkennen. Somit berücksichtigt der Term  $\alpha$  offensichtlich den drehzahlabhängigen Fliehkrafteinfluss. Das korrigierte Strangdruckverhältnis wurde in den folgenden Betrachtungen als Interaktionsparameter verwendet.

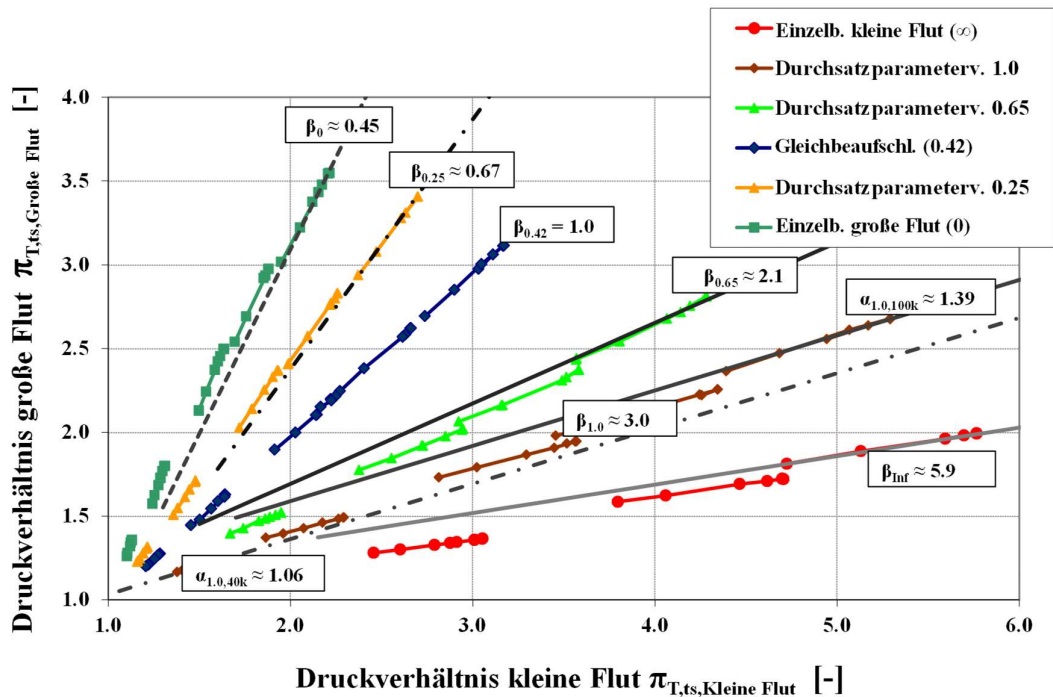
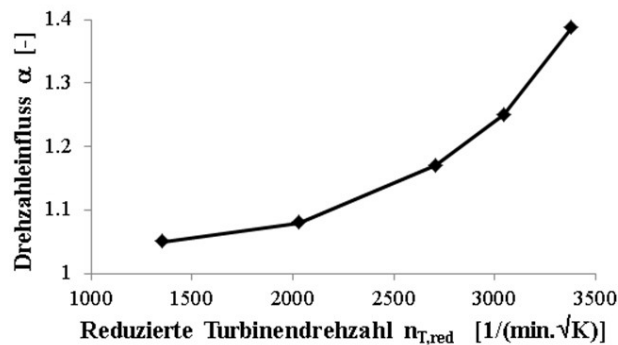


Bild 7.2: Korrigiertes Strangdruckverhältnis der gemessenen Strömungszustände dargestellt im Interaktionskennfeld

Mit dem gewählten Ansatz ist es nun möglich, in Abhängigkeit der Druckverhältnisse beider Fluten sowie der Turbinendrehzahl, den in jedem Zeitschritt vorliegenden übergeordneten Strömungszustand gemäß Bild 2.4 zu charakterisieren. Sobald ein Strömungszustand identifiziert ist, werden die benachbarten Turbinenkennfelder zur Beschreibung des Turbinenverhaltens herangezogen. So wird aus Bild 7.2 ersichtlich, dass beispielsweise bei einem Druckverhältnis von 3,0 der kleinen Flut und 2,5 der großen Flut ein Betriebszustand vorliegt, welcher über die Turbinenkennfelder der Durchsatzparameterverhältnisse 0,42 und 0,65 beschrieben wird. Die Interpolation zwischen den Turbinenkennfeldern bei Durchsatzparameterverhältnis 0,42 und 0,65 erfolgt analog dem Vorgehen bei der Modellierung einer Turbine mit variabler Geometrie.



**Bild 7.3:** Term  $\alpha$  dargestellt über der normierten Turbinendrehzahl für ein Durchsatzparameterverhältnis von 1.0

Den Turbinenkennfeldern der Strömungszustände bei konstantem Durchsatzparameterverhältnis ist jeweils ein korrigiertes Strangdruckverhältnis zugeordnet. Aus dem Verlauf der Druckverhältnisse beider Fluten im Interaktionskennfeld während eines Arbeitsspiels kann somit zu jedem Zeitpunkt ein korrigiertes Strangdruckverhältnis definiert werden. Das korrigierte Strangdruckverhältnis stellt somit einen Interaktionsparameter dar, welcher lediglich von den Druckverhältnissen beider Fluten und der reduzierten Turbinendrehzahl abhängig ist und eine stabile Methode zur Identifizierung des Strömungszustands darstellt.

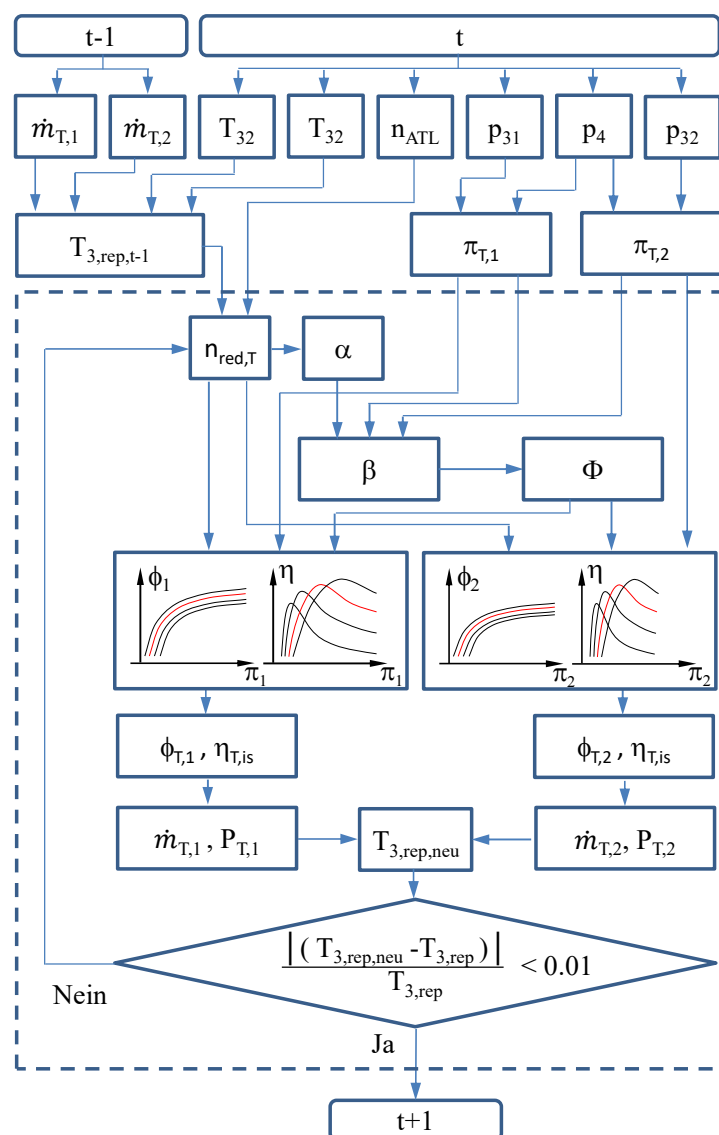
### 7.1.2 Turbinendrehzahlmodellierung

Nach der Identifizierung des Strömungszustandes erfolgt die quasi-stationäre Turbinenkennfeldmodellierung. Dafür werden die Turbinenkennfelder der großen und kleinen Flut herangezogen und bei einer normierten Turbinendrehzahl betrachtet. Bedingt durch größtenteils unterschiedliche Turbineneintrittstemperaturen in den beiden Strängen wird die normierte Turbinendrehzahl gemäß den Gln. (5.42) und (5.43) aus Kapitel 5.4.3 gebildet. In der Modellierung der zweiflutigen Turbine wird für die Kennfeldbetrachtung beider Fluten somit erstmals die gleiche reduzierte Turbinendrehzahl zur Beschreibung des Turbinenverhaltens verwendet. Dieses Vorgehen hat zur Folge, dass der aus den Wirkungsgradkennfeldern beider Turbinenfluten entnommene Wirkungsgrad identisch ist. Eine Abweichung zwischen den Turbinenwirkungsgraden beider Fluten kann bedingt durch die Extrapolation der Wirkungsgradkennfelder beider Fluten sowie die flutenindividuelle Modellierung dennoch in geringem Maß auftreten. Die Übereinstimmung der Turbinenwirkungsgrade beider Fluten ist somit ein Indiz für die Qualität der Turbinenkennfeldaufbereitung.

### 7.1.3 Flussdiagramm der zweiflutigen Turbinenmodellierung

Die Modellierung des Strömungsverhaltens einer zweiflutigen Turbine in der Motorprozesssimulation erfolgt gemäß dem in Bild 7.4 dargestellten Flussdiagramm. Zu einem gegebenen Zeitschritt sind neben den Stoffgrößen auch die Drücke und Temperaturen stromauf und stromab der Turbinenfluten sowie die absolute Turbinendrehzahl bekannt.

Die Berechnung der enthalpiegemittelten Turbineneintrittstemperatur erfolgt zunächst mit den Massenströmen des vorherigen Zeitschritts. Aus den Druckrandbedingungen werden die Druckverhältnisse beider Fluten bestimmt und für ein  $\alpha$  das korrigierte Strangdruckverhältnis  $\beta$  abgeleitet. Dem korrigierten Strangdruckverhältnis  $\beta$  ist ein Strömungszustand bzw. sind Turbinenkennfelder bei konstanten Durchsatzparameterverhältnissen zugeordnet. Das Strömungsverhalten der Turbine wird über flutenindividuelle Kennfelder bei dem jeweiligen Druckverhältnis und eine für beide Fluten gleiche reduzierte Drehzahl beschrieben.



**Bild 7.4:** Flussdiagramm der Modellierung des Strömungsverhaltens der zweiflutigen Turbine in der Motorprozesssimulation bei Verwendung von  $\beta$  als Interaktionsparameter

Aus der flutenindividuellen Kennfeldbeschreibung werden ein Massenstrom für jede Flut sowie der isentrope Wirkungsgrad der Turbine entnommen. Aus den Massenströmen beider Fluten und den Randbedingungen stromauf der Turbine lassen sich die enthalpiegemittelte Temperatur und die reduzierte Drehzahl erneut ermitteln. Aufgrund der massenstromabhängigen Definition der reduzierten Drehzahl kann eine Iteration bedingt durch eine zu große Abweichung notwendig sein. Bei einer Abweichung der neu berechneten zur vorherigen repräsentativen Turbineneintrittstemperatur von über 1% wird die in Bild 7.4 eingerahmte Prozessschleife erneut durchlaufen. Sobald eine Abweichung unter 1% erreicht wird, ist die Turbinenmodellierung abgeschlossen, und der resultierende Wirkungsgrad sowie der flutenindividuelle Massenstrom werden in der Motorprozesssimulation verwendet. Erst dann ist es möglich, die Turbinenleistung zu berechnen und über die Leistungskopplung des Turboladers nach Gl. (2.23) die Wellendrehzahl des Turboladers für den nächsten Zeitschritt zu bestimmen.

Im weiteren Verlauf werden zur Modellierung des Turbinenverhaltens die in den Bildern 5.17 und 5.18 dargestellten gemessenen Durchsatzparameter und die in Bild 5.19 dargestellten gemessenen Wirkungsgrade herangezogen.

## 7.2 Zweiflutige Turbine unter Motorrandbedingungen

In diesem Kapitel wird auf die Ladungswechselsimulation des in Bild 2.1 vorgestellten Vollmotors in Verbindung mit der zweiflutigen asymmetrischen Turbine eingegangen. Es werden zunächst zwei Modellierungsmethoden der zweiflutigen Turbine verglichen. Die in der Literatur (Winkler (2005), Schmalzl (2006)) vorgestellte Modellierungsmethode der zweiflutigen Turbine wird im Folgenden als „konventionelle Modellierung“ bezeichnet, während das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Modell als „zweiflutige Modellierung“ bezeichnet wird.

Die Darstellung des Vorgehens der Modellierung des Strömungsverhaltens der zweiflutigen Turbine in der Motorprozesssimulation der konventionellen Modellierung ist in einem Flussdiagramm in Bild 9.17 im Anhang dargestellt. Für die konventionelle Modellierung werden lediglich die in den Bildern 5.5 und 5.6 dargestellten Kennfelder der Turbine bei Gleichbeaufschlagung verwendet.

Zunächst wird ein einziger Motorbetriebspunkt detaillierter betrachtet. Anschließend werden Betriebspunkte bei weiteren Motordrehzahlen vorgestellt, für die das Turbinenverhalten untersucht wurde. Der dem Motor zugeführte Frischluftmassenstrom wird in der Ladungswechselsimulation mit Hilfe des AGR-Ventils auf die am Motorprüfstand gemessene Menge geregelt.

### 7.2.1 Detaillierte Untersuchung des Turbinenverhaltens

Die Motorrandbedingungen des im ersten Schritt im Detail betrachteten Betriebspunkts sind in Tabelle 7.1 dargestellt. Die aus der Ladungswechselsimulation berechneten Drücke im Abgaskrümmen sind für beide Turbinenstränge in Bild 7.5 aufgetragen und Druck-

messungen des Vollmotors gegenübergestellt. Die Druckverläufe im Abgaskrümmen zeigen eindeutig die zu Beginn des Kapitels angesprochene variierende Turbinenbeaufschlagung unter motorischen Randbedingungen. Das ungleiche Verhalten der asymmetrischen Turbinenfluten wird durch die unterschiedlichen Druckniveaus der beiden Abgaskrümmen verdeutlicht. Über dem Arbeitsspiel gemittelt ergibt sich für die kleine Flut ein statischer Absolutdruck von 3,75 bar und für die große Flut von 3,35 bar.

Tabelle 7.1: Vollmotorrandbedingungen des im Detail untersuchten Betriebspunkt

$n_{\text{mot}}$ [1/min]	$n_{\text{ATL}}$ [1/min]	$p_{4,\text{st}}$ [bar]	Abblaseventil
1.300	100.000	1.08	Geschlossen

Schon der Vergleich der Drücke im Abgaskrümmen zeigt, dass die Modellierungsmethodik eine unterschiedliche Wirkung auf das Durchsatzverhalten der einzelnen Turbinenfluten zur Folge hat. Grundsätzlich weist der berechnete Druckverlauf mittels der in dieser Arbeit vorgestellten zweiflutigen Modellierung tendenziell eine im Vergleich zur konventionellen Modellierung bessere Übereinstimmung mit den Messungen auf. Der Druck im Abgaskrümmen der großen Flut ergibt für beide Simulationsmethoden eine relativ gute Übereinstimmung mit dem gemessenen Druckverlauf. Die berechneten Druckverläufe im Abgaskrümmen der kleinen Flut hingegen hängen stärker von der gewählten Turbinenmodellierung ab. Zur weiteren Diskussion werden fünf Zeitpunkte im Verlauf des Arbeitsspiels ausgewählt, welche von eins bis fünf nummeriert sind. Die Zeitpunkte eins und vier weisen ein Strangdruckverhältnis von ca. eins auf. Die Zeitpunkte zwei und fünf sind durch die jeweils maximalen Drücke in der kleinen bzw. der großen Flut gekennzeichnet. Zum Zeitpunkt drei ergibt sich der geringste Druck in der großen Flut.

Die neue zweiflutige Turbinenmodellierung bewirkt, dass zu den Zeitpunkten zwei und fünf der Druck in demjenigen Abgaskrümmen, der gerade einen Ausschietakt erfährt, geringer ausfällt. Die maximal berechneten Drücke im Auslasskrümmen der kleinen Flut sinken im Vergleich zur konventionellen Modellierung um bis zu ca. 0,3 bar und führen zu einer besseren Übereinstimmung mit den Messungen. Anschließend stellt sich im Vergleich zur konventionellen Modellierung ein höherer Druckverlauf im Abgaskrümmen ein. Zur Verdeutlichung der über dem im Detail untersuchten Arbeitsspiel vorliegenden Strömungszustände werden diese mittels des Durchsatzparameterverhältnisses und des korrigierten Strangdruckverhältnisses dargestellt.

In Bild 7.6 wird der Zusammenhang des korrigierten Strangdruckverhältnisses und des Durchsatzparameterverhältnisses verdeutlicht. Ein bestimmtes korrigiertes Strangdruckverhältnis korrespondiert jeweils mit einem einzigen Durchsatzparameterverhältnis. Zu jedem Zeitschritt werden die strömungsrelevanten Turbinenkennfelder beider Fluten über das Durchsatzparameterverhältnis eindeutig bestimmt.

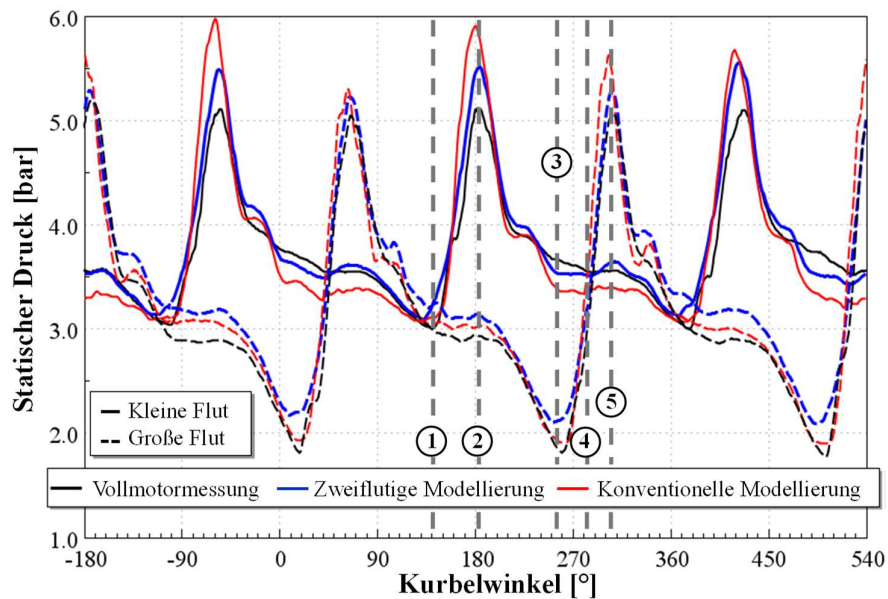


Bild 7.5: Statische Drücke im Abgaskrümmer der zweiflutigen asymmetrischen Turbine über einem Arbeitsspiel

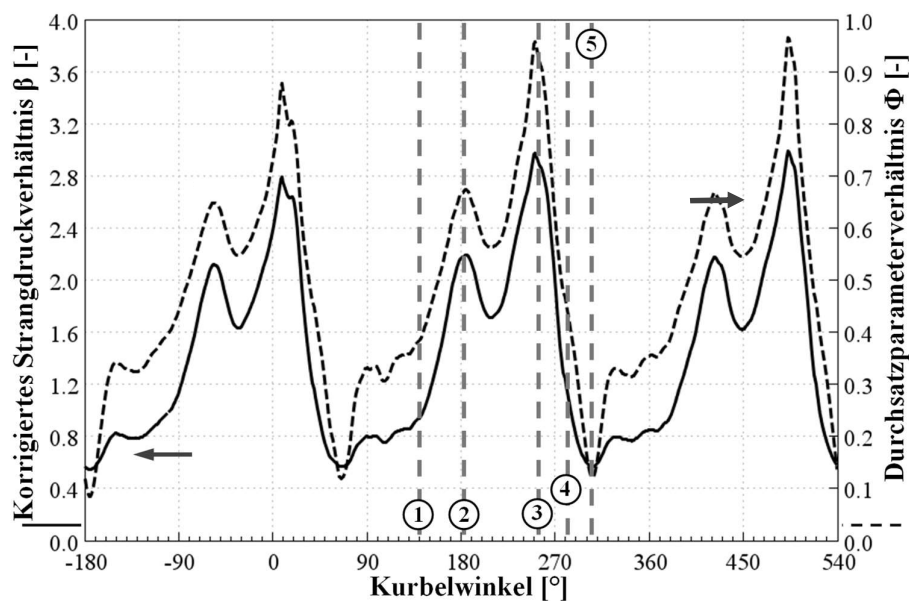
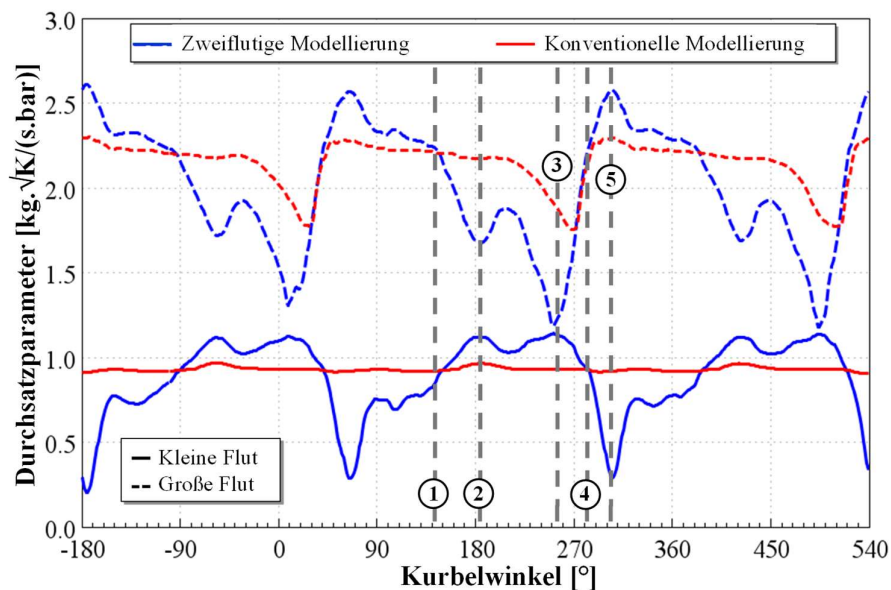


Bild 7.6: Korrigiertes Strangdruckverhältnis und Durchsatzparameterverhältnis der asymmetrischen Turbine über einem Arbeitsspiel

Es wird ersichtlich, dass bei dem untersuchten Motorbetriebspunkt Durchsatzparameterverhältnisse von ca. 0,1 bis nahezu eins erreicht werden. Das korrigierte Strangdruckverhältnis variiert von ca. 0,6 bis ca. 3,0.



Die Durchsatzparameter der Turbinenfluten über einem Arbeitsspiel sind für beide Turbinenmodellierungsmethoden in Bild 7.7 dargestellt. Der Verlauf des Durchsatzparameters über einem Arbeitsspiel zeigt die erwartete hohe Variation bei der zweiflutigen im Vergleich zur konventionellen Turbinenmodellierung. Bei Verwendung der konventionellen Turbinenmodellierung wird eine weniger ausgeprägte Durchsatzparametervariation sichtbar, da lediglich die Turbinenkennfelder der Gleichbeaufschlagung genutzt werden. Um diesen Unterschied zu verdeutlichen, soll beispielhaft der Zeitpunkt „3“ betrachtet werden. In diesem Bereich stellt sich ein korrigiertes Strangdruckverhältnis von etwas unter 3,0 ein, welches mit einem Durchsatzparameterverhältnis von ca. 0,95 korrespondiert. Die stationären Turbinenkennfeldmessungen haben bei einem Durchsatzparameterverhältnis von 1,0, das dem betrachteten Betriebspunkt am nächsten kommt, kritische Durchsatzparameter von ca.  $1,2 \text{ kg}\cdot\sqrt{\text{K}}/(\text{s}\cdot\text{bar})$  ergeben (vergl. Bilder 5.17 und 5.18). In der Ladungswechselsimulation mit der zweiflutigen Turbinenmodellierung werden im Zeitpunkt drei daher ebenfalls nahezu gleiche Durchsatzparameter beobachtet. Dadurch, dass das tatsächliche Durchsatzparameterverhältnis von etwa 0,95 geringfügig kleiner ist, weist die große Flut einen leicht höheren Durchsatzparameter als die kleine Flut auf.

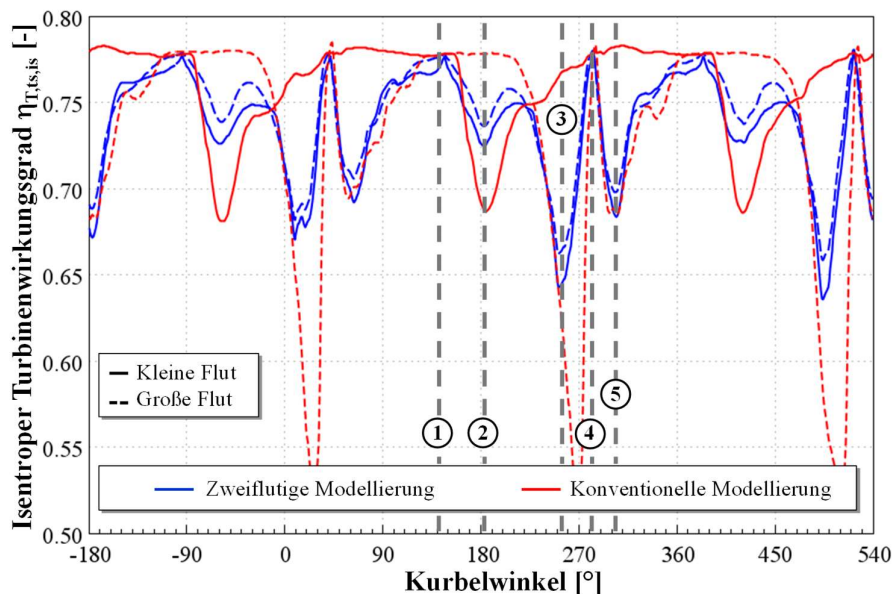


**Bild 7.7: Durchsatzparameter der einzelnen Turbinenfluten der asymmetrischen Turbine über einem Arbeitsspiel**

Die mit der konventionellen Turbinenmodellierung berechneten Durchsatzparameter variieren im Vergleich zur zweiflutigen Modellierung deutlich weniger ausgeprägt. Für die kleine Flut ist der Verlauf sogar nahezu konstant. Der berechnete Verlauf des Durchsatzparameters ist auf die Charakteristik der Durchsatzkennlinien im Turbinenkennfeld zurückzuführen, wie etwa aus Bild 5.5 hervorgeht. Die bei der konventionellen Methode angenommene Gleichbeaufschlagung der zweiflutigen asymmetrischen Turbine stellt

sich bei einem korrigierten Strangdruckverhältnis von eins, bzw. einem Durchsatzparameterverhältnis von 0,42 ein. Bei der zweiflutigen Turbinenmodellierung ergibt sich für die Zeitpunkte „1“ und „4“ dieser Strömungszustand. Somit sind die Turbinenkennfelder für beide Modellierungsansätze zu diesen Zeitpunkten identisch. Das hat zur Folge, dass sich für beide Modellierungsmethoden dann auch identische Durchsatzparameter ergeben.

Im folgenden Abschnitt soll der Turbinenwirkungsgrad beider Turbinenmodellierungsverfahren betrachtet und miteinander verglichen werden. Die bisher in der Motorprozesssimulation eingesetzte Modellierung der zweiflutigen Turbine weist nur ein einziges Wirkungsgradkennfeld auf, welches dem Zustand der Gleichbeaufschlagung entspricht. In Bild 7.8 ist der Wirkungsgradverlauf für beide Modellierungsverfahren über einem Arbeitsspiel verglichen.



**Bild 7.8:** Isentroper Turbinenwirkungsgrad der einzelnen Turbinenfluten der asymmetrischen Turbine über einem Arbeitsspiel

Die konventionelle Turbinenmodellierung berechnet einen flutenindividuellen Turbinenwirkungsgrad. Der Wirkungsgrad wird dabei aus dem Wirkungsgradkennfeld bei Gleichbeaufschlagung für alle Turbinenrandbedingungen bestimmt. Durch die starke Ungleichbeaufschlagung sind die Turbinenwirkungsgrade beider Fluten bei der konventionellen Turbinenmodellierung daher nur selten identisch. Lediglich zu den Zeitpunkten „1“ und „4“, bei welchen sich tatsächlich eine Gleichbeaufschlagung einstellt, werden durch die konventionelle Modellierung gleiche flutenindividuelle Turbinenwirkungsgrade berechnet. Die in Bild 7.8 dargestellten Verläufe der Wirkungsgrade beider Fluten, die über weite Bereiche extrem voneinander abweichen, sind somit methodisch bedingt.

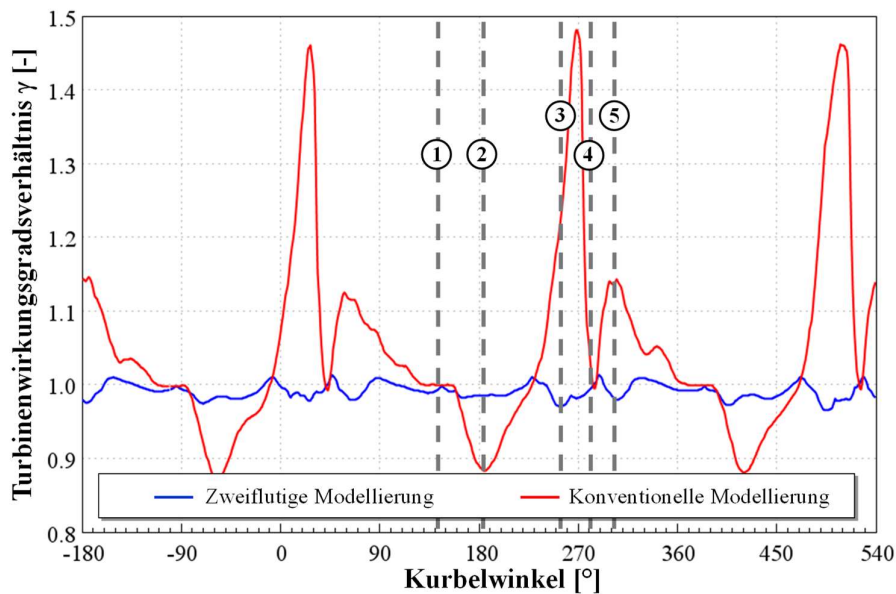
Der in Bild 7.8 dargestellte Wirkungsgrad der einzelnen Fluten weist bei Verwendung der zweiflutigen Turbinenmodellierung einen nahezu gleichen Verlauf auf. Der Wirkungsgrad der zweiflutigen Turbine sollte definitionsbedingt für jeden Strömungszustand für beiden Fluten identisch sein (siehe Kapitel 5, Bilder 5.8 und 5.19). Dies ist auch bei Einzelbeaufschlagung gültig. Zwar ist der Durchsatzparameter einer der beiden Fluten in diesem Zustand Null, dennoch ist der Turbinenwirkungsgrad der Gesamtturbine ebenso für diese Turbinenflut repräsentativ. Diese Erkenntnis ist gerade für die Interpolation zwischen den unterschiedlichen Strömungszuständen im Bereich der Einzelbeaufschlagung von Bedeutung. Durch die Tatsache, dass nur ein einziger Turbinenwirkungsgrad für einen Strömungszustand vorliegt, besteht die Notwendigkeit, dass der Wirkungsgrad beider Turbinenfluten zu jedem Zeitpunkt des Arbeitsspiels gleich ist.

Um dieser Forderung gerecht zu werden, ist nicht nur eine präzise Messung der stationären Turbinenkennfelder am Heißgasprüfstand notwendig. Auch die Turbinenkennfeldextrapolation beeinflusst die Güte der für den Ladungswechsel hinterlegten Wirkungsgradkennfelder. In Bild 7.8 ist eine gute Übereinstimmung der Wirkungsgradverläufe beider Fluten zu erkennen. Der größte Unterschied im Wirkungsgrad beider Fluten ist zum Zeitpunkt „3“ zu beobachten, bei welchem das geringste Druckverhältnis der großen Flut berechnet wird.

Um Aussagen zur Güte der Wirkungsgradmodellierung treffen zu können, wird das Verhältnis  $\gamma$  der Turbinenwirkungsgrade der beiden Fluten gebildet und in Bild 7.9 dargestellt.

$$\gamma = \frac{\eta_{T,ts,is,kleine\ Flut}}{\eta_{T,ts,is,große\ Flut}}. \quad (7.57)$$

Bei der Betrachtung der Wirkungsgradverhältnisse in Bild 7.9 wird deutlich, wie groß die Unterschiede der Ergebnisse beider Modellierungsmethoden sind. So weist der Turbinenwirkungsgrad beider Turbinenfluten bei der konventionellen Modellierungsmethode eine Abweichung bis zu 50% auf. Bei Verwendung der zweiflutigen Modellierung wird ein Wirkungsgradverhältnis beider Fluten im Bereich von 0,98 bis 1,01 über dem untersuchten Arbeitsspiel berechnet. Die Güte der Wirkungsgradvorhersage ist durch den erweiterten Modellierungsansatz der zweiflutigen Turbine somit deutlich gestiegen.

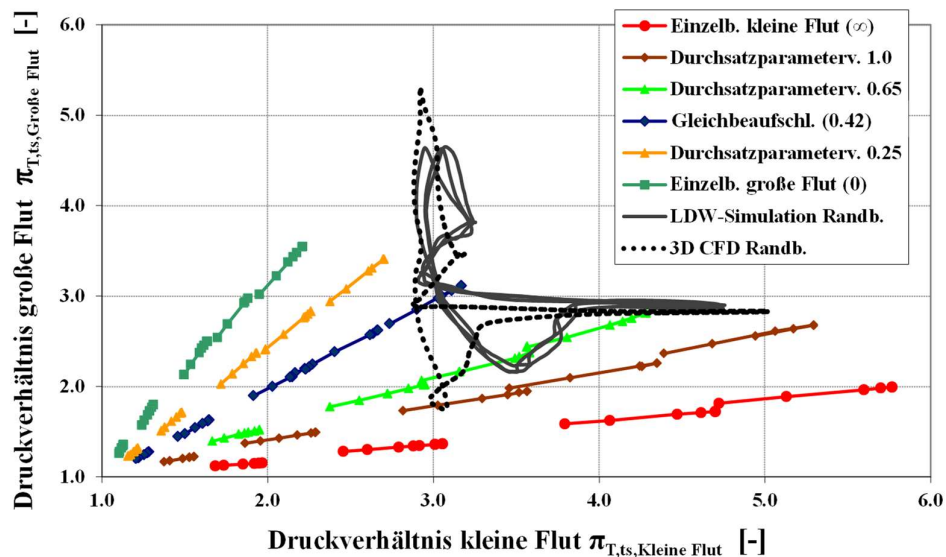


**Bild 7.9: Turbinenwirkungsgradverhältnis der einzelnen Fluten der asymmetrischen Turbine über einem Arbeitsspiel**

Aus dem Vergleich der Berechnungsergebnisse der konventionellen Modellierungsmethodik mit denen der zweiflutigen Modellierung wird deutlich, dass die konventionelle Modellierungsmethodik das Strömungsverhalten der zweiflutigen Turbine bei Ungleichbeaufschlagung nicht hinreichend beschreiben kann. Die Notwendigkeit, das Turbinenverhalten bei Ungleichbeaufschlagung zu berücksichtigen, ergibt sich aus der Tatsache, dass Ungleichbeaufschlagung im motorischen Betrieb auftritt und das Turbinenverhalten dabei deutlich von dem der Gleichbeaufschlagung abweicht. Der in dieser Arbeit erstmals vorgestellte Ansatz der Modellierung der zweiflutigen Turbine berücksichtigt das Turbinenverhalten bei Ungleichbeaufschlagung und zeigt daher eine deutliche verbesserte Modellierungsgüte der zweiflutigen Turbine auf.

### 7.2.2 Vergleich der Ergebnisse zur 3-dimensionalen Simulation

Neben dem Vergleich der unterschiedlichen Modellierungsmethoden in der Ladungswechselsimulation wurde eine weitere Überprüfung anhand der Ergebnisse der numerischen Simulation der Turbine unter motorischen Randbedingungen durchgeführt (siehe Kapitel 6.3). Hierbei ist anzumerken, dass die Randbedingungen der dreidimensionalen numerischen Simulation leicht vereinfacht und mit der von Winkler et al. (2005, 2009) beschriebenen kalibrierten Modellierung der zweiflutigen Turbine erstellt wurden.



**Bild 7.10:** Turbinenrandbedingungen der LDW und 3D CFD Simulation und die gemessenen Strömungszustände gleicher Durchsatzparameterverhältnisse im Interaktionskennfeld

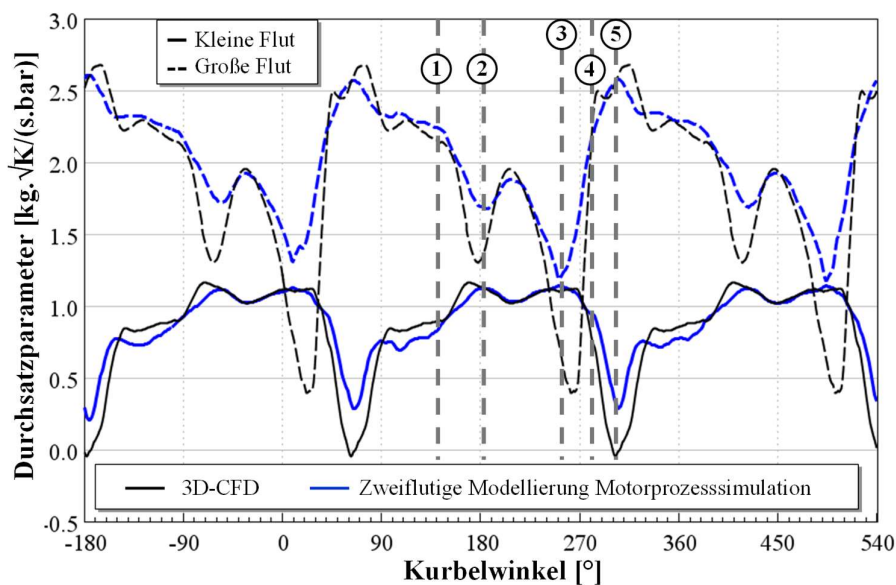
Die sich ergebenden Druckverhältnisse der Turbine für die Ladungswechselsimulation und die CFD Rechnungen sind im Interaktionskennfeld in Bild 7.10 zusammen mit den Kennlinien der Heißgasprüfstandsmessungen für konstante Durchsatzparameterverhältnisse dargestellt. Zu beachten ist, dass die LDW-Simulationsergebnisse über einem gesamten Arbeitsspiel dargestellt sind, während die 3D-CFD Randbedingungen lediglich ein Drittel des Arbeitsspiels umfassen.

Die Ergebnisse der dreidimensionalen numerischen Simulation haben gezeigt, dass aufgrund des Volumens der Turbinenspiralen sowie des Turbinenrads ein Füllen und Entleeren stattfindet (siehe Bild 6.26). In der Motorprozesssimulation werden die Volumina beider Voluten mit Hilfe eines von Aymanns et al. (2011) vorgestellten Ansatzes berücksichtigt. Der in der Motorprozesssimulation berechnete Durchsatzparameter entspricht somit dem in den Teildüsen beider Fluten resultierenden Durchsatzparameter. Dieser wurde aus den Ergebnissen der in Kapitel 6.3 beschriebenen Untersuchung berechnet und ermöglicht den in Bild 7.11 dargestellten direkten Vergleich der Durchsatzparameter am Eintritt der Voluten.

In Bild 7.11 sind die resultierenden Durchsatzparameter beider Fluten über einem Arbeitsspiel aufgetragen. Der Verlauf der Durchsatzparameter beider Fluten zeigt eine sehr gute Übereinstimmung von Ergebnissen aus der dreidimensionalen numerischen Simulation und Ergebnissen der eindimensionalen Motorprozesssimulation. Im Bereich der höchsten Druckverhältnisse der einzelnen Fluten zu den Zeitpunkten drei und fünf ist zu erkennen, dass die Durchsatzparameter der druckstärkeren Fluten gut übereinstimmen. Der Durchsatzparameter der Flut mit dem jeweils schwächeren Druck weist zu diesen Zeitpunkten eine erkennbare Abweichung auf, welche auf die in Bild 7.10 zu erkennen-

den Unterschiede der Randbedingungen zurückzuführen ist. Die in der Ladungswechselsimulation bei Verwendung der zweiflutigen Modellierung nicht auftretende Rückströmung von der großen Flut in die kleine Flut (Durchsatzparameter kleine Flut  $< 0$ ) kann somit auf die unterschiedlichen Randbedingungen zurückgeführt werden.

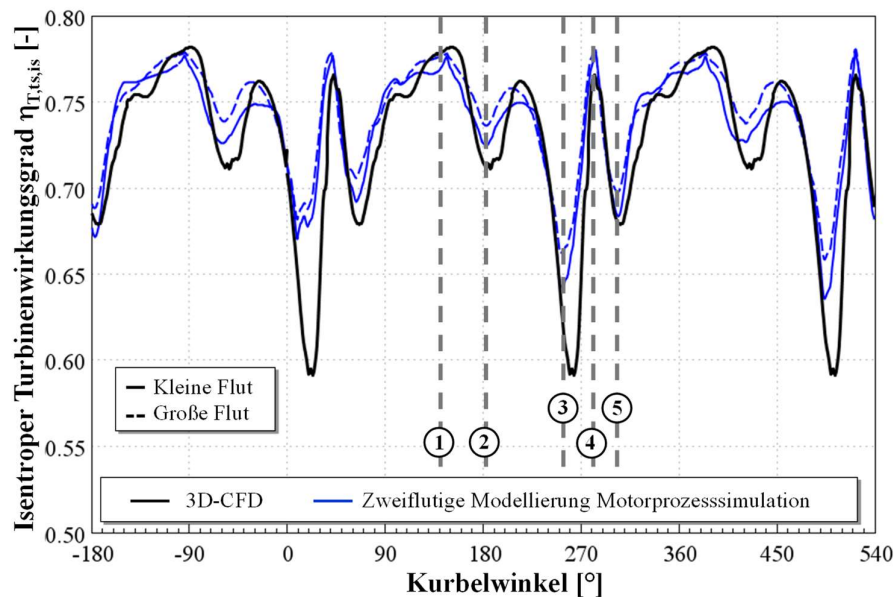
Aus dem Vergleich der über die unterschiedlichen numerischen Ansätze erzielten Ergebnisse geht hervor, dass die quasi-stationäre Annahme eine relativ gute Übereinstimmung bei der Beschreibung des Durchsatzparameters mit dem mittels des 3D-CFD Modells berechneten Durchsatzparameter aufweist.



**Bild 7.11: Vergleich der Durchsatzparameter der einzelnen Turbinenfluten der Ladungswechselsimulation und der 3D-Simulation über einem Arbeitsspiel**

Zur weiteren Bestätigung der Annahme eines quasi-stationären Verhaltens wird der Turbinenwirkungsgrad beider numerischen Berechnungsmethoden verglichen. Aufgrund der gewählten Bilanzierungsebene zur Berücksichtigung der Volumeneffekte wird der Turbinenwirkungsgrad aus den Ergebnissen der dreidimensionalen numerischen Strömungssimulation am Turbinenradeintritt mittels der in Gl. (6.51) beschriebenen Definition gebildet. Der Turbinenwirkungsgrad bezogen auf die Bedingungen am Turbinenradeintritt weist gegenüber dem auf die Randbedingungen am Voluteneintritt bezogenen einen ca. 6 Prozentpunkte höheren Wert auf (vergl. Kapitel 6.3). Dieses Verhältnis wird zwecks Vergleichbarkeit der numerischen Methoden für eine Korrektur zugrunde gelegt. Somit wird der mittels der 3D-CFD berechnete Wirkungsgrad bilanziert am Turbinenradeintritt korrigiert. Der Vergleich des Turbinenwirkungsgrads beider Berechnungsmethoden ist in Bild 7.12 dargestellt.

Der Vergleich der über die unterschiedlichen numerischen Berechnungsmethoden abgeleiteten Turbinenwirkungsgrade über einem Arbeitsspiel zeigt eine sehr gute Übereinstimmung. Lediglich zum Zeitpunkt „3“ ergibt sich ein Unterschied von ca. 10%. Dieser ist auf die in Bild 7.10 ersichtlichen Unterschiede der Randbedingungen zu diesem Zeitpunkt zurückzuführen.



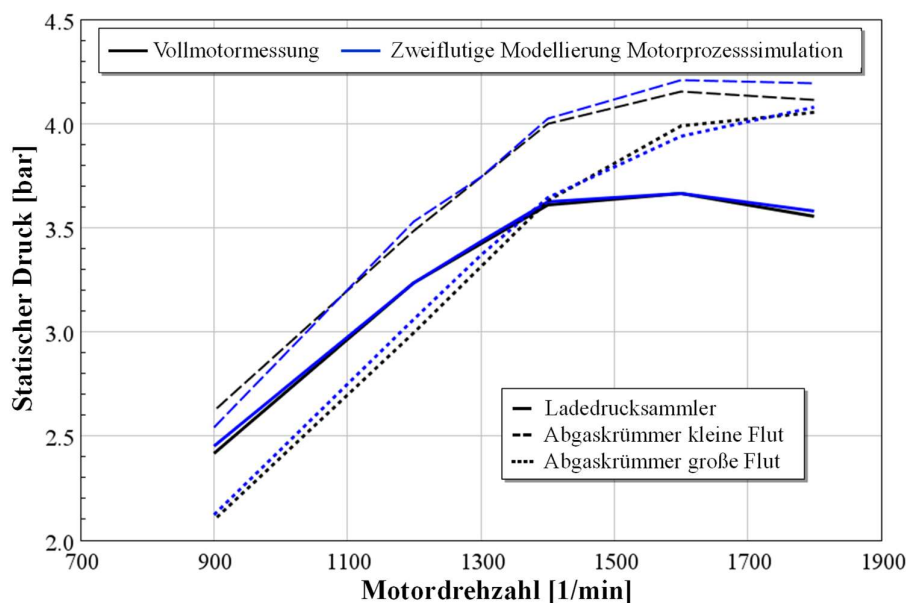
**Bild 7.12:** Vergleich des isentropen Turbinenwirkungsgradverlaufs der einzelnen Turbinenfluten der Ladungswechselsimulation und der 3D-Simulation über einem Arbeitsspiel

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass das Turbinenverhalten mittels der quasi-stationären Annahme für den untersuchten Betriebspunkt eine sehr gute Übereinstimmung mit den Ergebnissen der dreidimensionalen Strömungsberechnung liefert. Es wird somit erstmalig eine derart gute Übereinstimmung des Strömungsverhaltens mittels der quasi-stationären Modellierung bei instationären Turbinenrandbedingungen gezeigt. Die Methode der quasi-stationären Modellierung wird für den exemplarisch betrachteten Betriebspunkt als gültig und für die im Rahmen dieser Arbeit als ausreichend genau erachtet. Für die nachfolgend betrachteten Motorbetriebspunkte wird der Ansatz der quasi-stationären Modellierung deshalb übernommen. Im Gegensatz zur konventionellen Turbinenmodellierung ist der vorgestellte Ansatz der Modellierung zweiflutiger Turbinen nicht auf eine motorbetriebspunktindividuelle Kalibrierung des Turbinenmodells angewiesen. Die Möglichkeit einer prädiktiven Motorprozesssimulation mit zweiflutigen Turbinen ist somit erstmalig bei einer detaillierten Beschreibung des Strömungsverhaltens mittels der vorgestellten Modellierungsmethodik möglich.

### 7.2.3 Turbinenverhalten bei unterschiedlichen Motordrehzahlen

Die im vorherigen Kapitel für einen ausgewählten Motorbetriebspunkt diskutierten Ergebnisse zeigen, dass die vorgestellte Modellierungsmethodik eine sehr gute Übereinstimmung mit den motorischen Ergebnissen aufweist. Im Folgenden wird das quasi-stationäre zweiflutige Turbinenmodell für die Betrachtung weiterer Motorbetriebspunkte verwendet. Der Motor wird bei unterschiedlichen Motordrehzahlen bei Volllast untersucht. Das Abblaseventil wird erst für Motordrehzahlen oberhalb von 1400 1/min geöffnet, sodass bei geringeren Drehzahlen keinerlei Ladedruck-Regelung vorliegt.

In Bild 7.13 werden die sich aus der Ladungswechselsimulation ergebenden Drücke im Ladedruckverteiler und den beiden Abgaskrümmern mit denen aus gemittelten Niederdruckindizierungen am Motor gewonnenen verglichen. Es ist eine sehr gute Übereinstimmung der Drücke bei allen untersuchten Motordrehzahlen zu erkennen. Die höchsten Abweichungen sind kleiner als 0,1 bar.

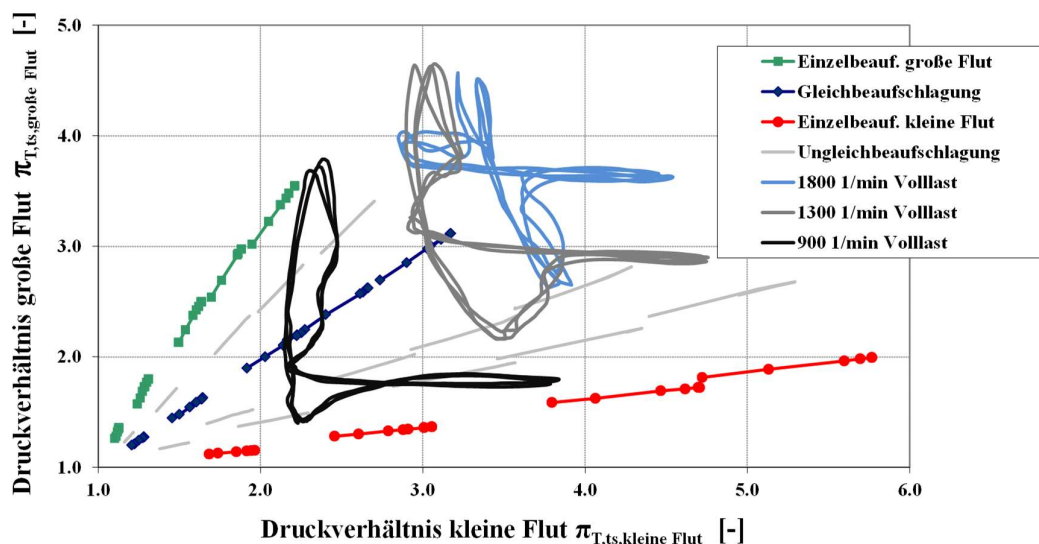


**Bild 7.13: Vergleich zwischen gemessenen und aus der LDW-Simulation ermittelten statischen Drücken über der Motordrehzahl bei Volllast**

Die berechneten Druckrandbedingungen der zweiflutigen Turbine sind zeitschrittaufgelöst im Interaktionskennfeld in Bild 7.14 dargestellt. Die sich ergebenden Turbinenrandbedingungen weisen ein in Abhängigkeit von der Motordrehzahl unterschiedliches Verhalten auf. Bei geringen Motordrehzahlen ist die kleine Flut stärker beaufschlagt, was im Interaktionskennfeld verstärkt zu Strömungszuständen zwischen Gleichbeaufschlagung und Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut führt. Bei steigender Motordrehzahl gleichen sich die Turbineneintrittsdrücke an, weshalb die Randbedingungen über einem Arbeitsspiel in den Bereich der Gleichbeaufschlagung tendieren. Aufgrund der insgesamt relativ



geringen Druckverhältnisse bei einer Motordrehzahl von 900 1/min und dabei aber starken Druckschwankungen werden an den Rändern nahezu die Strömungszustände der Einzelbeaufschlagung erreicht. Bei steigender Motordrehzahl ist der Bereich der Druckverhältnisse über einem Arbeitsspiel im Interaktionskennfeld deutlich kleiner aufgrund der sinkenden Druckamplituden. Ebenso nähern sich die Turbinenrandbedingungen der Gleichbeaufschlagung. Für die betrachteten Randbedingungen ist der mittlere Druck im Abgaskrümm der kleinen Flut stets höher als der Ladedruck, sodass ein AGR-Transport möglich ist, wie in Bild 7.13 deutlich zu erkennen. Bei geringen Motordrehzahlen ist der Ladedruck höher als der Druck im Abgaskrümm der großen Flut. Bei steigender Drehzahl nähern sich die Drücke beider Abgaskrümm an und der Ladungswechsel aller Zylinder gleicht sich an.



**Bild 7.14: Turbinenrandbedingungen der zweiflutigen Turbine bei unterschiedlichen Motorbetriebspunkten**

In Bild 7.15 sind die flutenindividuellen Durchsatzparameter über einem Arbeitsspiel für die betrachteten Motordrehzahlen dargestellt. Das aus dem Interaktionskennfeld abgeleitete Turbinenverhalten unterscheidet sich für die drei Betriebspunkte deutlich. Bei der Motordrehzahl 900 1/min werden die Zustände der Einzelbeaufschlagung der jeweiligen Fluten kurzzeitig nahezu erreicht. Dies ist auch aus den in Bild 7.14 dargestellten Randbedingungen der Turbine zu entnehmen, wo die Grenzkurven der Einzelbeaufschlagung nahezu erreicht werden. Die minimal auftretenden Durchsatzparameter der einzelnen Turbinenfluten bei der Motordrehzahl von 900 1/min betragen im Verhältnis der jeweils maximalen Durchsatzparameter bei Einzelbeaufschlagung ca. 8% und 20% der kleinen bzw. großen Flut. Es wird deutlich, dass die Durchsatzparameter mit steigender Drehzahl einen tendenziell gleichmäßigeren Verlauf über dem Arbeitsspiel aufweisen. Dies kann mit den im Interaktionskennfeld dargestellten sinkenden Druckamplituden bei steigender Drehzahl erklärt werden.

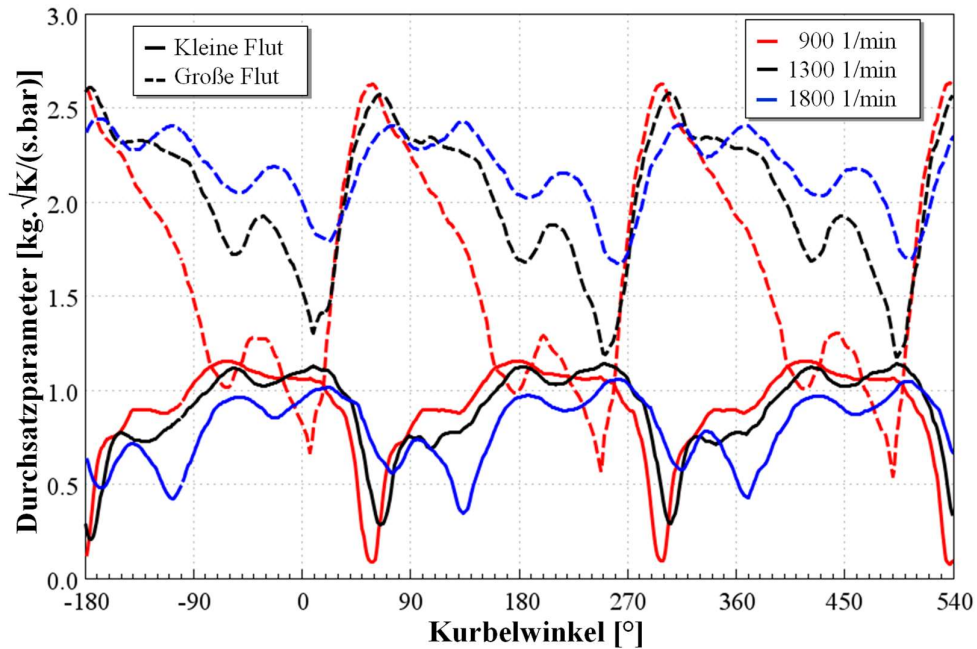


Bild 7.15: Durchsatzparameter der einzelnen Turbinenfluten über einem Arbeitsspiel bei unterschiedlichen Motordrehzahlen bei Vollast

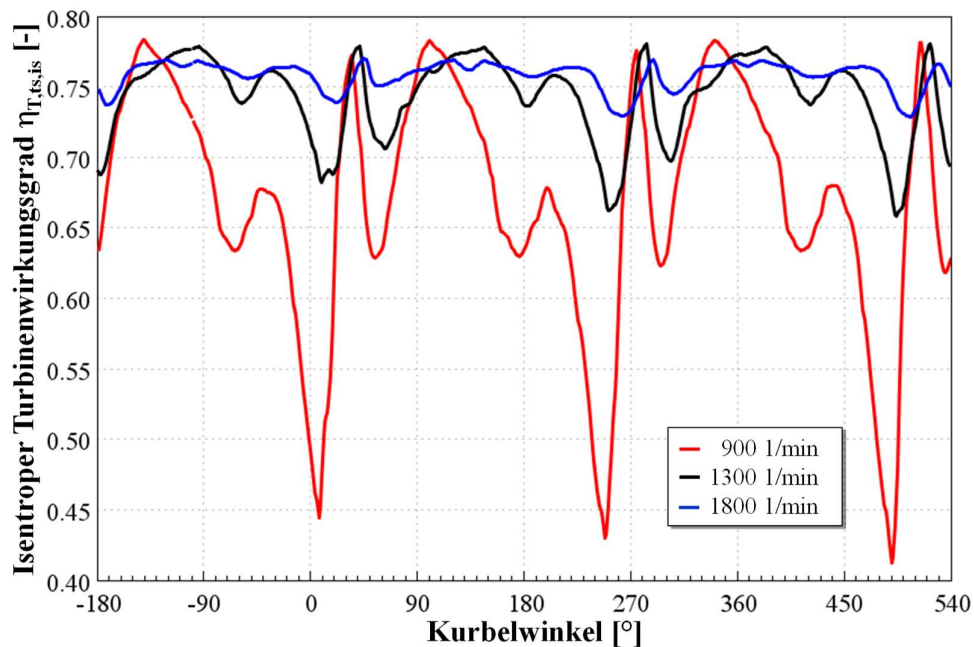


Bild 7.16: Isentroper Turbinenwirkungsgrad über einem Arbeitsspiel bei unterschiedlichen Motordrehzahlen bei Vollast

In Bild 7.16 sind die Turbinenwirkungsgrade für die betrachteten Motordrehzahlen über einem Arbeitsspiel dargestellt. Bei geringeren Motordrehzahlen führt die stärkere Ungleichbeaufschlagung (bei stärkerer Beaufschlagung der kleinen Flut) zu zeitweilig sehr geringen Turbinenwirkungsgraden. Bei steigender Motordrehzahl nimmt der mittlere Turbinenwirkungsgrad durch die zunehmende Gleichbeaufschlagung deutlich zu.

Der Ansatz der quasi-stationären Modellierungsmethodik der zweiflutigen Turbine erweist sich unter den betrachteten Randbedingungen als zulässig. Der in dieser Arbeit vorgestellte Ansatz berücksichtigt das bei motorischen Randbedingungen über einem Arbeitsspiel variierende Strömungsverhalten der Turbine. Die zweiflutige Turbinenmodellierung kann für unterschiedliche motorische Randbedingungen angewendet werden ohne die Notwendigkeit einer jeweiligen Kalibrierung für unterschiedliche Betriebspunkte.

### 7.3 Betriebspunktorientierte Optimierung zweiflutiger Turbinen

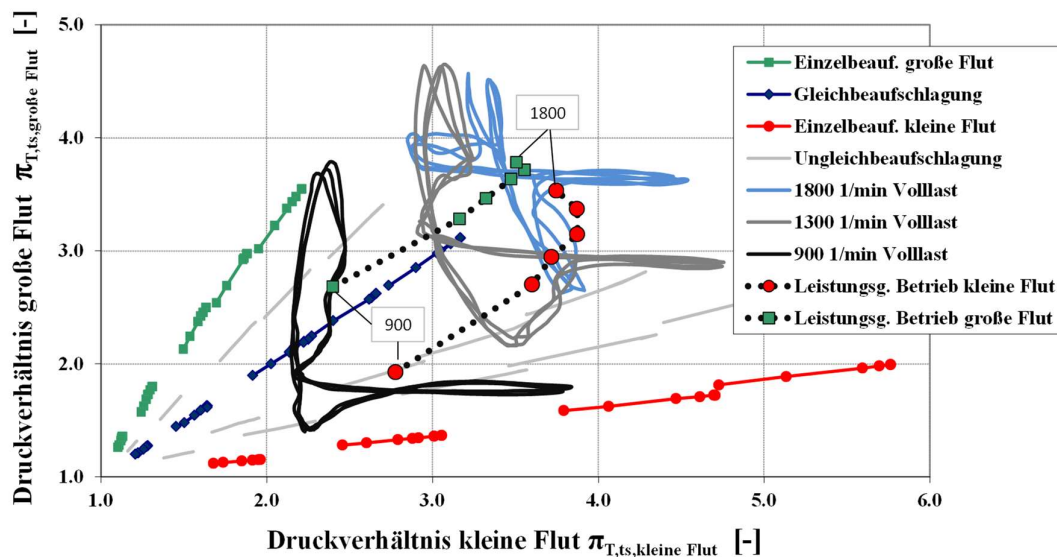
Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelte Modellierung des Verhaltens einer zweiflutigen Turbine für die Ladungswechselsimulation ermöglicht eine gegenüber der bisherigen Vorgehensweise verbesserte Vorhersage des Zusammenspiels von Vollmotor und Turbine. Es ist somit möglich, die zweiflutige Turbine auf die Motorrandbedingungen optimal anzupassen. Die Strömungsbedingungen werden hierbei aus der Turbinenleistung abgeleitet. Dazu wird ein Ansatz vorgestellt, welcher den Strömungszustand abhängig von der Turbinenleistung identifiziert. Dieser ermöglicht eine auf den Betriebspunkt bzw. Strömungszustand der zweiflutigen Turbine abgestimmte Optimierung.

Aus den Ergebnissen der Motorprozesssimulation lassen sich die Randbedingungen und das Durchflussverhalten beider Fluten ableiten. Es wird deutlich, dass der Durchsatzparameter im Verlauf eines Arbeitsspiels Schwankungen aufweist. Somit variiert die den Turbinenfluten zur Verfügung stehende Energie über einem Arbeitsspiel ebenfalls deutlich. Die Ermittlung eines repräsentativen Betriebspunktes über zeitlich gemittelte Druckverhältnisse oder Turbineneintrittsdrücke ist somit nicht zielführend. Um die Leistungsunterschiede beider Fluten zu berücksichtigen, werden die relevanten Größen zur Definition des Strömungszustands leistungsgewichtet ermittelt. So werden die Druckverhältnisse beider Fluten über den folgenden Ansatz mit der Leistung der jeweiligen Turbinenflut gewichtet. Gl. 7.58 beschreibt den Zusammenhang für die Flut 1 (kleine Flut).

$$\bar{\pi}_{T,ts,Flut\ 1} = \frac{\sum_{KW=0}^{720} \pi_{T,ts,Flut\ j} \cdot P_{T,ts,Flut\ 1}}{\sum_{KW=0}^{720} P_{T,ts,Flut\ 1}}, \quad j = 1,2 \quad (7.58)$$

Für jede Flut ergibt sich ein mittleres Druckverhältnis, das einem leistungsgemittelten Betriebspunkt entspricht. Für die zweiflutige Turbine resultieren daraus zwei unterschied-

liche repräsentative Betriebspunkte, die für jede Flut entsprechend mit zwei verschiedenen Druckverhältnissen verknüpft sind. Diese leistungsgemittelten Betriebspunkte der Turbine variieren allerdings für unterschiedliche Motorbetriebspunkte. Zur Ableitung der leistungsgemittelten Strömungszustände der zweiflutigen Turbine werden sechs Motorbetriebspunkte bei Volllast von 900 1/min bis 1800 1/min untersucht. Zur Abschätzung des Turbinenverhaltens werden im Interaktionskennfeld in Bild 7.17 neben den leistungsgemittelten Druckverhältnissen beider Fluten die Druckverläufe über einem Arbeitsspiel für drei Motordrehzahlen dargestellt. Die dargestellten Punkte im Interaktionskennfeld stellen für jede Flut das leistungsgemittelte Druckverhältnis dar.



**Bild 7.17: Leistungsgemittelte Betriebspunkte der zweiflutigen Turbine sowie die Randbedingungen bei unterschiedlichen Motorbetriebspunkten**

Bei steigender Motordrehzahl steigen die Druckverhältnisse beider Fluten an, was durch den Aufstau der Turbinen bei steigendem Massendurchsatz begründet ist. Ebenso ersichtlich ist die bei geringerer Motordrehzahl stark pulsierende Turbinenbeaufschlagung und die damit einhergehende stärkere Ungleichbeaufschlagung, welche mit steigender Motordrehzahl sinkt und sich der Gleichbeaufschlagung annähert. Die Tendenz der bei geringeren Motordrehzahlen stärkeren Ungleichbeaufschlagung wird durch die leistungsgemittelten flutenindividuellen Betriebspunkte bestätigt. So liegt z.B. bei 900 1/min der leistungsgemittelte Betriebspunkt der kleinen Flut bei einem Druckverhältnis der kleinen Flut von ca. 2,8 und einem Druckverhältnis der großen Fluten von ca. 1,9. Für die betrachtete Motordrehzahl liegt der leistungsgemittelte Betriebspunkte der kleinen Flut bei einem mittleren korrigierten Strangdruckverhältnis von ca. 1,45. Bei steigender Motordrehzahl tendieren die leistungsgemittelten Betriebspunkte beider Fluten zur Gleichbeaufschlagung. Der durch die Notwendigkeit der AGR geringere Durchsatzparameter der

kleinen Flut kommt somit gerade bei geringen Motordrehzahlen zum Tragen. Die leistungsgemittelten Betriebspunkte der großen Flut liegen relativ nahe bei den Werten der Gleichbeaufschlagung, bei einem mittleren korrigierten Strangdruckverhältnis von ca. 0,9.

Die Identifizierung der mittleren Betriebspunkte der zweiflutigen Turbine mittels des vorgestellten Ansatzes bietet in Verbindung mit der im vorherigen Kapitel vorgestellten Modellierungsmethodik einen ersten Ansatz zur betriebspunktorientierten Optimierung von zweiflutigen Turbinen. Diese Betriebspunkte können dann eingehend unter stationären Bedingungen an einem Heißgasprüfstand oder etwa zur numerischen Optimierung der Turbine herangezogen werden.

## 7.4 Randkennfeldbasierte Turbinenmodellierung

Die vorgestellte Modellierung der zweiflutigen Turbine ist sowohl auf die Randkennfelder als auch auf die Turbinenkennfelder bei Ungleichbeaufschlagung angewiesen. In der Motorentwicklungsphase führt die kontinuierliche Entwicklung zu sehr kurzen Entwicklungsschleifen. Die benötigte Zeit für detaillierte Messungen ist somit häufig nicht gegeben. Für die Turbinenkennfeldmessung bei konstanten Durchsatzparameterverhältnissen ist ein Prüfstands Aufbau wie in Kapitel 5 beschriebenen erforderlich. Er ermöglicht, Eintrittszustände beider Turbinenfluten unabhängig voneinander einzustellen. Da der damit verbundene erforderliche Aufwand relativ hoch ist wäre es günstig, wenn die Modellierung der zweiflutigen Turbine lediglich über die Turbinenrandkennfelder erfolgen könnte. Da bei einer solchen Methode weniger Stützstellen zur Beschreibung eines bestimmten Strömungszustandes zur Verfügung stehen, wird im weiteren Verlauf die Zulässigkeit dieser Vereinfachung untersucht.

### 7.4.1 Durchsatzparametermodellierung

Die Turbinenkennfeldmodellierung der zweiflutigen Turbine verwendet eine lineare Interpolationsmethodik zwischen zwei Kennfeldern, analog zur Modellierung von variablen Turbinen. Beide Kennfelder werden bei dem an der jeweiligen Flut anliegenden Druckverhältnis ausgelesen und abhängig von Interaktionsparameter, welcher auch der Interpolation dient, leitet sich das beschriebene Turbinenverhalten ab. In Kapitel 6.2.6 wurde die Turbine unter konstanten Druckverhältnissen der einzelnen Fluten ausführlich untersucht.

In Bild 7.18 sind die Durchsatzparameter über dem korrigierten Strangdruckverhältnis aufgetragen, das bei der in Kapitel 7.1 vorgestellten Modellierung als Interaktionsparameter eingeführt wurde. Zusätzlich sind die korrigierten Strangdruckverhältnisse mit Pfeilen gekennzeichnet. Sie entsprechen den in Kapitel 5 experimentell untersuchten konstanten Durchsatzparameterverhältnissen.

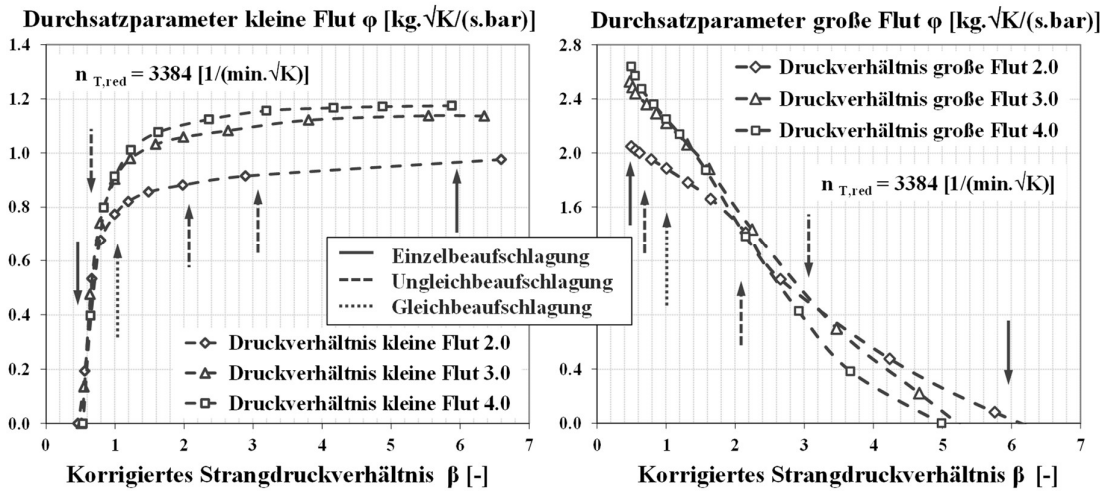
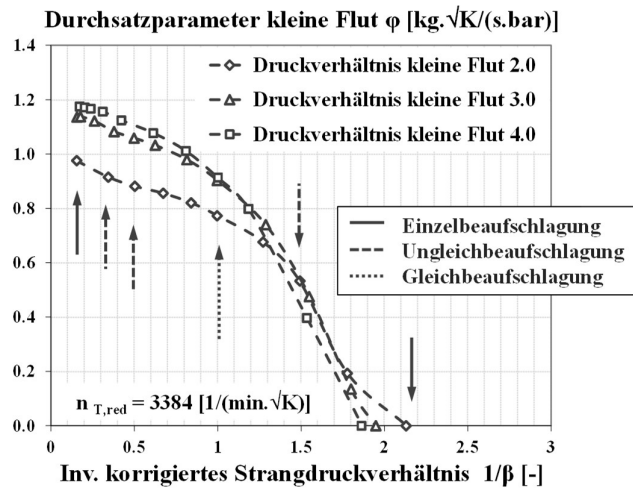


Bild 7.18: Durchsatzparameter bei konstanten Druckverhältnissen einer Flut über dem korrigierten Strangdruckverhältnis

Die Betriebspunkte der Einzelbeaufschlagung beider Fluten entsprechen jeweils den höchsten bzw. den geringsten korrigierten Strangdruckverhältnissen, während die Gleichbeaufschlagung bei einem korrigierten Strangdruckverhältnis von eins vorliegt. Der Verlauf des Durchsatzparameters der großen Flut über dem korrigierten Strangdruckverhältnis ist zwischen den Zuständen der Einzelbeaufschlagung und der Gleichbeaufschlagung annähernd linear. Der Verlauf des Durchsatzparameters der kleinen Flut weist gerade zwischen der Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut und der Gleichbeaufschlagung eine deutliche Abweichung zum linearen Verlauf auf. Das korrigierte Strangdruckverhältnis als Interaktionsparameter erfüllt somit nicht die Anforderungen der Linearität für die Beschreibung des Durchsatzparameters der kleinen Flut basierend auf den Randkennfeldern. Somit wird stattdessen der Kehrwert des korrigierten Strangdruckverhältnisses, wie nachfolgend definiert, herangezogen.

$$\frac{1}{\beta} = \frac{\pi_{T,ts, große Flut} - \alpha}{\pi_{T,ts, kleine Flut} - \alpha}. \quad (7.59)$$

In Bild 7.19 ist der Durchsatzparameter der kleinen Flut über dem Kehrwert des korrigierten Strangdruckverhältnisses dargestellt. Die gemessenen Turbinenkennfelder bei konstanten Strömungszuständen aus Kapitel 4 sind als Pfeilmarkierungen dargestellt. Diese Darstellung weist einen annähernd linearen Verlauf des Durchsatzparameters zwischen den jeweiligen Einzelbeaufschlagungen und der Gleichbeaufschlagung auf. Die Gleichbeaufschlagung sowie die Einzelbeaufschlagung zeigen im einen im Rahmen dieser Arbeit ausreichend linearen Verlauf an.



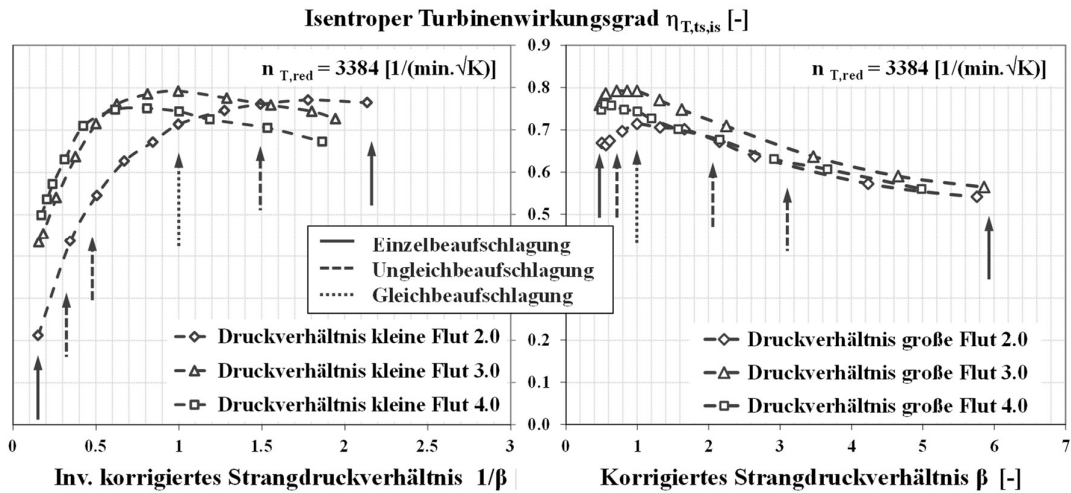
**Bild 7.19:** Durchsatzparameter bei konstanten Druckverhältnis der kleinen Flut über der Inverse des korrigierten Strangdruckverhältnisses

Es ist somit möglich, das Verhalten des Durchsatzparameters beider Fluten in erster Näherung lediglich über die Randkennfelder zu beschreiben. Dies wird über zwei unterschiedliche Interaktionsparameter für die Interpolation beider Fluten erreicht. So werden die Kennfelder der großen Flut über das korrigierte Strangdruckverhältnis hinterlegt, während die Kennfelder der kleinen Flut über den Kehrwert des korrigierten Strangdruckverhältnisses hinterlegt werden.

#### 7.4.2 Turbinenwirkungsgradmodellierung

Nachdem die Interaktionsparameter beider Fluten unter Berücksichtigung des charakteristischen Verhaltens des Durchsatzparameters definiert wurden, ist es möglich, das Turbinenwirkungsgradverhalten über dem korrigierten Strangdruckverhältnis und dessen Kehrwert in Bild 7.20 darzustellen. Die Auftragung des Turbinenwirkungsgrads über dem Kehrwert des korrigierten Strangdruckverhältnisses weist keinen linearen Verlauf auf, insbesondere bei steigendem Druckverhältnis der kleinen Flut. Somit ergibt sich für den interpolierten Wirkungsgrad der kleinen Flut bei Ungleichbeaufschlagung eine relativ hohe Abweichung zum tatsächlichen Wirkungsgrad, im Falle einer Modellierung lediglich auf Basis der Randkennfelder.

Der Verlauf des Turbinenwirkungsgrades bei konstantem Druckverhältnis der großen Flut, dargestellt im rechten Diagramm in Bild 7.20, ist annähernd linear zwischen der Gleichbeaufschlagung und der Einzelbeaufschlagung beider Fluten. Die Nutzung des korrigierten Strangdruckverhältnisses als Interaktionsparameter ermöglicht somit im Falle der großen Flut eine relativ gute Beschreibung des Turbinenwirkungsgrads bei Ungleichbeaufschlagung, wenn lediglich Randkennfelder in Verbindung mit einer linearen Interpolation verwendet werden.



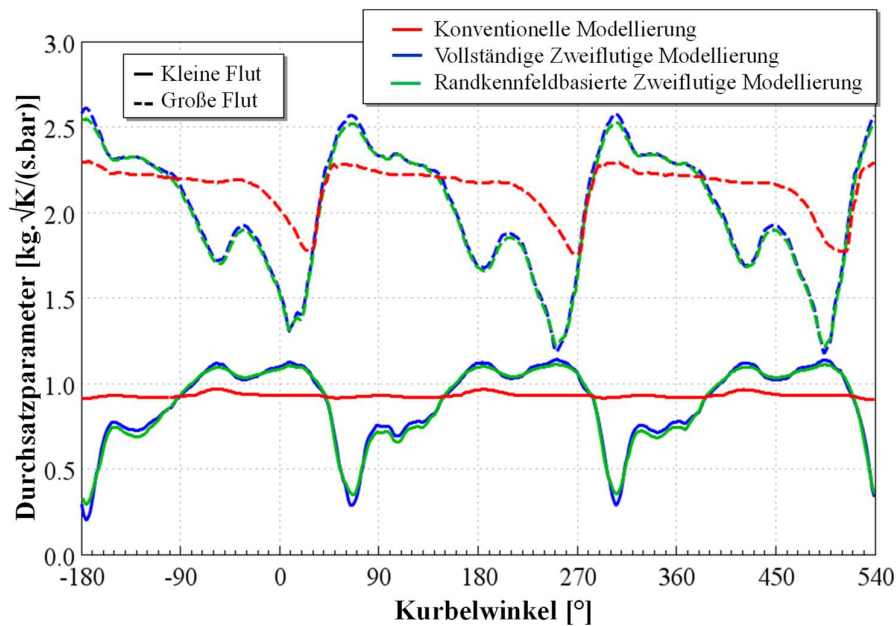
**Bild 7.20: Isentroper Turbinenwirkungsgrad bei konstanten Druckverhältnissen einer Flut**

Basierend auf den Randkennfeldern wird lediglich für die große Flut eine relativ gute Wirkungsgradbestimmung erreicht, für die kleine Flut führt dieser Ansatz jedoch zu einer fehlerbehafteten Wirkungsgradbestimmung. Der bisherige Ansatz der flutenindividuellen Turbinenwirkungsgradermittlung kann deshalb bei Nutzung der Randkennfelder nicht weiterverfolgt werden. Für die randkennfeldbasierte Modellierung wurde stattdessen der für die große Flut ermittelte Turbinenwirkungsgrad auch für die kleine Flut übernommen. Die kennfeldbasierte Modellierung der kleinen Flut beschreibt somit lediglich das Durchsatzparameterverhalten, der Wirkungsgrad wird dem der großen Flut gleichgesetzt.

### 7.4.3 Modellierungsgüte

Die vereinfachte randkennfeldbasierte Modellierung der zweiflutigen Turbine wird mit der in Kapitel 7.2 vorgestellten aufwändigeren Modellierung unter den gleichen Bedingungen verglichen. Der betrachtete Motorbetriebspunkt ist identisch zu dem in Kapitel 7.2.1 untersuchten und die Randbedingungen sind in Tabelle 7.1 beschrieben. Der sich über ein Arbeitsspiel ergebende Durchsatzparameter ist in Bild 7.21 dargestellt.





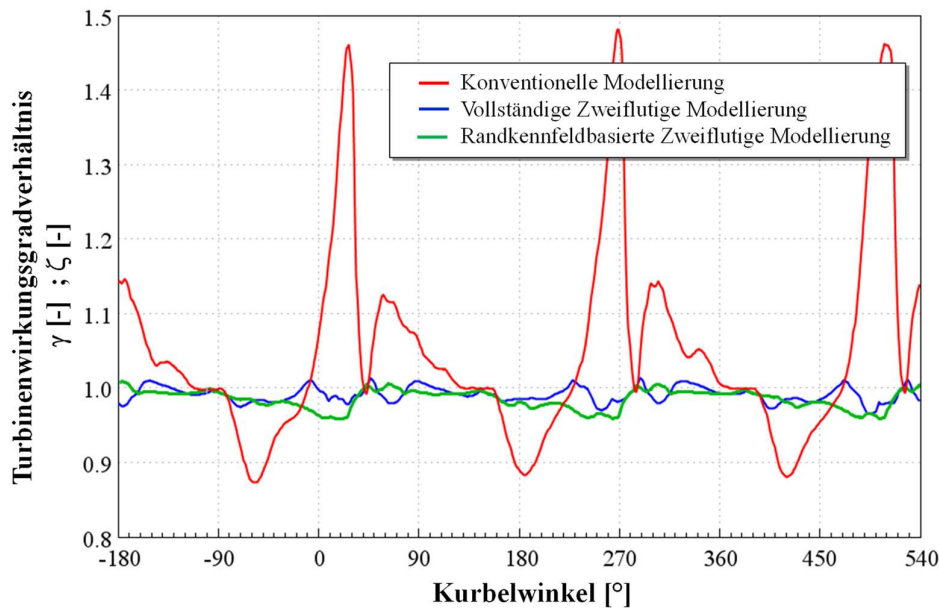
**Bild 7.21: Durchsatzparameter der einzelnen Turbinenfluten der Modellierungsmethoden der asymmetrischen Turbine über einem Arbeitsspiel**

Der Verlauf der mit der vereinfachten Methode berechneten Durchsatzparameter beider Fluten über dem Arbeitsspiel zeigt eine sehr gute Übereinstimmung mit der zweiflutigen Modellierung bei Nutzung der gesamten Turbinenkennfelder bei Ungleichbeaufschlagung. Diese Übereinstimmung verdeutlicht den über den linearen Interpolationsansatz relativ gut beschriebenen Durchsatzparameter der einzelnen Turbinenfluten bei Verwendung der jeweils gewählten Interaktionsparameter.

Auch der auf Basis der Randkennfelder berechnete Turbinenwirkungsgradverlauf wird mit dem Verlauf aus der vollständigen zweiflutigen Modellierung verglichen. Dazu wurde das Verhältnis der jeweils über der großen Flut ermittelten Turbinenwirkungsgrade beider Modellierungsmethoden verwendet.

$$\zeta = \frac{\eta_{T,ts, is, Große Flut, Randkennfeldbasiert}}{\eta_{T,ts, is, Große Flut}} \quad (7.60)$$

Der Verlauf des Verhältnisses der Turbinenwirkungsgrade beider Modellierungsmethoden ist zusammen mit den Berechnungsergebnissen der konventionellen und der vollständigen zweiflutigen Methode in Bild 7.22 dargestellt. Die randkennfeldbasierte zweiflutige Turbinenkennfeldmodellierung liefert einen über weite Bereiche des Arbeitsspiels ähnliches Turbinenwirkungsgradverhältnis wie die zweiflutige Modellierung basierend auf den gesamten Kennfeldern. Der Turbinenwirkungsgrad wird für den exemplarisch untersuchten Motorbetriebspunkt, insbesondere bei stärkerer Beaufschlagung der kleinen Flut, um bis zu vier Prozent unterschätzt.



**Bild 7.22:** Turbinenwirkungsgradverhältnis der einzelnen Fluten sowie der Modellierungsmethoden der asymmetrischen Turbine über einem Arbeitsspiel

Das Wirkungsgradverhältnis sollte bei der Modellierung der zweiflutigen Turbine stets eins sein. Wie bereits erwähnt weist die konventionelle Modellierung für den untersuchten Betriebspunkt Wirkungsgradabweichungen beider Fluten von bis zu 50% auf. Während die vollständige zweiflutige Modellierung Wirkungsgradabweichungen von bis zu 2% aufweist ergeben sich bei der randkennfeldbasierten zweiflutigen Modellierung Wirkungsgradabweichungen bis zu 4% über einem Arbeitsspiel.

Der über dem betrachteten Arbeitsspiel gemittelte Turbinenwirkungsgrad liegt mit der randkennfeldbasierten Modellierung ca. 1% niedriger als bei der zweiflutigen Modellierungsmethode bei Verwendung der in Kapitel 5 vorgestellten Messungen bei Ungleichbeaufschlagung. Die Turbinenwirkungsgradvorhersage ist mit dem vorgestellten Ansatz somit für eine Erstabschätzung des Turbinenverhaltens von zweiflutigen Turbinen anwendbar. Die Modellierungsgüte der randkennfeldbasierten Methode ist im Gegensatz zur konventionellen Modellierung der zweiflutigen Turbine stets in der Lage, Strömungszustände bei Ungleichbeaufschlagung zu erfassen und die Interaktion mit einem Verbrennungsmotor aufgrund der stark pulsierenden Randbedingungen zu erfassen.

Der in Kapitel 7.1.3 vorgestellte Ansatz der Modellierung des Strömungsverhaltens der zweiflutigen Turbine wurde in diesem Kapitel unter motorischen Randbedingungen angewendet. Es wurde eine sehr gute Übereinstimmung der berechneten Drücke zu den am Vollmotor gemessenen Drücken erreicht. Die zweiflutige Modellierung ist somit in der Lage, das Strömungsverhalten der Turbine bei Ungleichbeaufschlagung zu beschreiben. Das korrigierte Strangdruckverhältnis zur Identifikation des zu jedem Zeitpunkt anliegen-

den Strömungszustands hat sich als zielführend erwiesen. Eine motorbetriebspunktabhängige Kalibrierung der Turbinenmodellierung ist somit nicht notwendig. Im Vergleich zu den in Kapitel 6 diskutierten Ergebnissen wurde die quasi-stationäre Annahme der zweiflutigen Turbine für den im Detail betrachteten Betriebspunkt als mit guter Genauigkeit erfüllt nachgewiesen. Es wurde gezeigt, dass sowohl das in der Motorprozesssimulation berechnete Durchsatz- als auch das Wirkungsgradverhalten eine sehr gute Übereinstimmung mit den Ergebnissen der 3D-CFD Simulation des Turbinenverhaltens unter Motorrandbedingungen aufweist. Die quasi-stationäre Annahme zur kennfeldbasierten Turbinenmodellierung wurde für die im Rahmen der Arbeit untersuchten Randbedingungen bestätigt. Dabei sei angemerkt, dass die Turbinenvoluten über die in der Gasdynamik üblichen Modellierungsmethoden berücksichtigt wurden.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine quasi-stationäre turbinenkennfeldbasierte Modellierung der zweiflutigen Turbine entwickelt, welche eine prädiktive numerische Betrachtung von Motorbetriebspunkten ermöglicht. Neue Aufladeverfahren, welche ein noch deutlich unterschiedlicheres Druckverhältnis beider Fluten bedingen, können nun erstmals in der Ladungswechselsimulation hinsichtlich einer Potentialabschätzung prädiktiv dargestellt werden (Brinkert (2011c)). Die vorgestellte Turbinenmodellierung ist auch in der Lage, das Strömungsverhalten für zweiflutige Zwillingsstromturbinen mit anderen Asymmetrieverhältnissen zu beschreiben. Es kann daher auch der einfachere Fall zweiflutiger Turbinen mit symmetrischer Volutenausführung beschrieben werden.

---

## 8 Diskussion und Ausblick

Eine weitere Effizienzsteigerung der Verbrennungsmotoren ist nicht nur möglich, indem einzelne Motorbaugruppen verbessert werden, sondern auch indem das Zusammenspiel der Komponenten optimiert wird. Eine durch Einsatz von verlässlichen Vorausberechnungsmethoden ausgelegte Kombination von Verbrennungskraftmaschine und Abgasturbolader eröffnet erhebliches Potential in allen relevanten Spannungsfeldern, allen voran dem Kraftstoffverbrauch und dem instationären Drehmoment- sowie Emissionsverhalten. Diese prädiktiven Verfahren müssen in der Lage sein, den Ladungswechsel des Motors u.a. anhand einer ausreichend genauen Modellierung des Abgasturboladers abzuleiten. Dies geschieht für einflutige Turbinen seit Jahren mit Hilfe der 1D-Ladungswechselrechnung zufriedenstellend. Für zweiflutige Turbinen ist heute lediglich die instationäre 3D-CFD-Simulation verfügbar, um die tatsächlichen Strömungsvorgänge zu erfassen und das Gesamtverhalten, also Durchsatzparameter und Wirkungsgrad genügend genau zu beschreiben. Wegen des hohen Zeitaufwands scheidet sie jedoch im realen Entwicklungsablauf für die Beantwortung der zahlreichen motorischen Fragestellungen aus. Motormodelle, welche die Strömung 0- oder 1-dimensional beschreiben und damit praktikabel einsetzbar sind, können bislang erst bei Vorliegen von Messwerten durch Aufprägen von Korrekturfaktoren makroskopisch abgestimmt werden – eine Vorausberechnung zweiflutiger Turbinen ohne Messwerte ist jedoch nicht möglich. Dies gilt in erhöhtem Maß für zweiflutige Turbinen mit asymmetrischer Flutenauslegung in Kombination mit Hochdruck-AGR, wo die Rückwirkung der Turbine auf den Ladungswechsel essentiell ist und erhöhte Ansprüche an die Modellierungsgüte der Turbine vorliegen. Wünschenswert wäre der Gewinn von vertieftem Verständnis der Strömungsvorgänge in zweiflutigen Turbinen und daraus abgeleitet ein geeignetes Auslegungsverfahren, d.h. ein Verfahren, das lediglich Eingangsgrößen benötigt, welche ohne erhöhten Aufwand verfügbar sind.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde diesem Wunsch nachgegangen. Anhand einer zweiflutigen asymmetrischen Turbine wurde das Turbinenverhalten im Zusammenspiel mit einem Nutzfahrzeugmotor in der Motorprozesssimulation untersucht. Es wurde ein Ansatz vorgestellt, der die oben beschriebene Modellierung des Strömungsverhaltens der zweiflutigen Turbine ermöglicht. Die notwendigen Zusammenhänge der Strömungseigenschaften der zweiflutigen Turbine wurden experimentell und numerisch erarbeitet. Der ATL wurde dazu am stationären Turboladerprüfstand des Instituts für Thermische Strömungsmaschinen bei unterschiedlichen Bedingungen experimentell untersucht. Im Zuge dieser Untersuchungen wurde eine Methode entwickelt und auf ihre Gültigkeit überprüft, die es ermöglicht, aus stationär nach einem neuen Vorgehen ermittelten Turbinenkennfeldern die momentan gültigen Werte von Turbinenwirkungsgrad und Turbinendurchsatzparameter abzulesen. Ein neuer Ähnlichkeitsparameter, der die Strömungsähnlichkeit der Turbinenströmung auch bei unterschiedlichen Eintrittsbedingungen beider

Fluten gewährleistet, wurde vorgestellt. Das dazu definierte Durchsatzparameterverhältnis basiert auf dem Ansatz des Machzahlverhältnisses der Strömung in der Zusammenführung beider Fluten. Das Durchsatzverhalten der Turbine wurde bei unterschiedlichen Drücken und Temperaturen am Eintritt beider Fluten experimentell untersucht. Unter Berücksichtigung der Abhängigkeit der reduzierten Drehzahl von der Turbineneintrittstemperatur wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit ein Verfahren hergeleitet, welches die Berechnung einer für die Turbine repräsentativen Drehzahl auch für den Fall gewährleistet, bei dem unterschiedliche Totaltemperaturen in den einzelnen Fluten auftreten. Es wurde aufgezeigt, dass dieser Fall für die reale Anwendung von zweiflutigen ATL-Turbinen von hoher Relevanz ist. Der vorgestellte Ansatz hat sich sowohl bei Druckungleichbeaufschlagung als auch bei Temperaturungleichbeaufschlagung als zielführend erwiesen.

Es wurden anschließend Strömungsprofilmessungen durchgeführt, welche eine Betrachtung der sich ergebenden Strömungseigenschaften im Bereich der Zusammenführung beider Fluten mittels des vorgestellten Ansatzes der Strömungsähnlichkeit ermöglichen. Dazu wurde ein berührungsloses optisches Messverfahren angewendet, welches mittels des Doppler-Effekts zur punktuellen Geschwindigkeitsbestimmung verwendet wird. Ein Turbinengehäuse wurde angefertigt, welches optische Zugänge im Bereich der Teildüsen beider Fluten aufweist. Anhand der Messungen wurde deutlich, dass neben einem stark unterschiedlichen Geschwindigkeitsfeld von der Saugseite zur Druckseite des Schaufelkanals auch eine deutliche Abhängigkeit der sich ergebenden Strömung von der Axialposition vorliegt. Somit wurde eine deutliche Inhomogenität der Strömung im Bereich des Turbinenradeintritts beobachtet. Bei Betrachtung unterschiedlicher Betriebspunkte bei konstantem Durchsatzparameterverhältnis wurde ein konstantes Verhältnis der Umfangsgeschwindigkeitskomponenten der Strömung im Bereich der Teildüsen beider Fluten nachgewiesen, was wiederum ein Indiz für ein ähnliches Strömungsfeld bei einem konstanten Durchsatzparameterverhältnis darstellt. Es konnte nachgewiesen werden, dass die Gewährleistung eines konstanten Strömungszustands einer zweiflutigen Turbine über ein konstantes Strangdruckverhältnis nicht gegeben ist.

Im nächsten Schritt wurde die Durchströmung der Turbine mit einem kommerziellen CFD-Verfahren berechnet und untersucht. Die Berechnung wurde in Form einer Lösung der Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen und der Verwendung der Finite-Volumen-Diskretisierung durchgeführt. Das numerische Modell wurde über das experimentell erfasste Strömungsverhalten der Turbine für eine Turbinendrehzahl bei drei unterschiedlichen Strömungszuständen validiert. Die Übereinstimmung des numerischen Modells hat im Vergleich zu den Messergebnissen eine Abweichung kleiner 2% gezeigt. Mittels der Strömungsprofilmessungen wurde erstmalig eine Validierung des numerisch berechneten Geschwindigkeitsfeldes im Turbinenradeintrittsbereich einer stark asymmetrischen zweiflutigen Turbine vorgestellt. Anschließend wurden die Turbinenrandkennfelder, d.h. die sich ergebenden Kennfelder bei Gleichbeaufschlagung und bei Einzelbeaufschlagung der jeweiligen Fluten, numerisch untersucht. Es wurde eine Betrachtung der

Randkennfelder vorgestellt, welche eine Aussage zu den Wirkungsgradverlusten bei Einzelbeaufschlagung im Vergleich zur Gleichbeaufschlagung ermöglicht. Dazu wurden die Strömungszustände der Randkennfelder bezogen auf das Turbinenrad gebildet. Dabei wurde ersichtlich, dass etwa bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut der größte Anteil der Verluste stromauf des Rotors auftritt. Somit ist der Wirkungsgrad bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut bei einer Schnellaufzahl von 0,7 auf einem Niveau von etwa 90% des Wirkungsgrades der Gleichbeaufschlagung, jeweils bezogen auf die Eintrittsbedingungen des Turbinenrotors. Die Gestaltung der Zusammenführung beider Fluten zur Hauptdüse vor dem Turbinenrad erweist sich somit als ein Bereich hoher Verluste, was es nahelegt, diesen Bereich weiterführend zu untersuchen.

Zur Interpretation der numerischen und experimentellen Ergebnisse der Ungleichbeaufschlagung, wurde das sogenannte Interaktionskennfeld eingeführt. Mit Hilfe dieser Darstellungsart wurde es möglich, die Strömungszustände der Turbinenkennfelder bei unterschiedlichen konstanten Durchsatzparameterverhältnissen im Vergleich zu den Randkennfeldern zu erkennen. Bei Betrachtung unterschiedlicher Turbinendrehzahlen bei Ungleichbeaufschlagung wurde das eingangs angenommene konstante Machzahlverhältnis über eine Betrachtung der Druckverhältnisse der Teildüsen bestätigt. Die Ergebnisse der numerischen Untersuchungen bei unterschiedlichen Eintrittstemperaturen haben verdeutlicht, dass der erarbeitete Ansatz zur Definition einer enthalpiegemittelten Temperatur beider Fluten zur Definition der reduzierten Drehzahl ein konstantes integrales Strömungsverhalten der Turbine gewährleistet. Bei der untersuchten Temperaturungleichbeaufschlagung wurde gezeigt, dass etwa die statische Temperatur vom Eintritt bis zum Rotoraustritt einen deutlichen Unterschied zur Temperaturgleichbeaufschlagung aufweist. Dadurch ist z.B. dem relativen Anströmwinkel zu entnehmen, dass im Bereich des Turbinenradeintritts eine steigende Inhomogenität über der Axialposition des Turbinenrotors mit steigendem Strangtemperaturverhältnis vorliegt. Aus der Betrachtung der Machzahlverteilung ist dennoch zu erkennen, dass der vorgestellte Ansatz der Definition der reduzierten Drehzahl eine Mach'sche Ähnlichkeit gewährleistet.

Mit Hilfe der CFD-Analyse war es möglich, auch die Fälle jenseits der Einzelbeaufschlagung zu untersuchen, bei denen Rückströmung von einer Flut in die andere Flut auftritt. Diese Fälle sind ohne größere Erweiterung des Versuchsstandes einer experimentellen Untersuchung nicht zugänglich. Im realen Motorbetrieb können diese extremen Bedingungen jedoch für kurze zeitliche Phasen auftreten. Die Betrachtung der Rückströmung in eine der Fluten eröffnet somit eine erweiterte Abschätzung des Turbinenverhaltens im Interaktionskennfeld und gestattet dadurch eine vollständige Modellierung der zweiflutigen Turbine in der Motorprozesssimulation. Das Strömungsverhalten der Turbine wurde bei Rückströmung im Vergleich zur Einzelbeaufschlagung betrachtet. Da eine direkte Implementierung des Kennfeldes einer zweiflutigen Turbine bei auftretender Rückströmung in der Motorprozesssimulation nur mit erheblichem Aufwand darstellbar ist, wurde eine auf charakteristischen Parametern beruhende vereinfachte Kennfelddarstellung entwickelt. Mit dieser Methodik lässt sich auch das Phänomen der temporären Rückströ-

mung in eine der beiden Fluten erfassen. Bemerkenswert war dabei der deutlich unterschiedliche Wirkungsgradabfall bei Rückströmung in die einzelnen Fluten. Während bei Rückströmung in die kleine Flut lediglich ein geringer Wirkungsgradabfall zu beobachten ist, ergeben sich bei Rückströmung in die große Flut ein erheblicher Wirkungsgradabfall sowie eine deutliche Reduzierung des Durchsatzparameters. Diese Beobachtung lässt ein vom Durchsatzparameter abhängiges Turbinenwirkungsgradverhalten bei Rückströmung erwarten.

Die Strömung in der zweiflutigen Turbine wurde unter instationären thermodynamischen Randbedingungen, wie sie im motorischen Betrieb auftreten, mit einem CFD-Verfahren dreidimensional berechnet. Alternativ lässt sich das Durchsatzverhalten der Turbine auch auf Basis einer Betrachtung der Druckrandbedingungen im Interaktionskennfeld abschätzen. Diese Vorgehensweise hat sich als äußerst zielführend erwiesen. Das aus dem Interaktionskennfeld zu erwartende Turbinenverhalten wurde durch die dreidimensionale Strömungssimulation hinsichtlich des Durchsatzparameters vollständig bestätigt. So wurde ersichtlich, dass unter motornahen Betriebszuständen durchaus der Zustand der vollständigen Versperrung der kleinen Flut bis hin zur leichten Rückströmung in diese Flut auftritt. Ebenso wurde deutlich, dass es von großer Bedeutung ist, das Volumen der Voluten in der 1-D Simulation des Ladungswechsels stromauf der kennfeldbasierten Turbinenmodellierung abzubilden. Das Volumen der Voluten beeinflusst das Übertragungsverhalten des Abgassystems in Bezug auf Phase und Amplitude in nicht zu vernachlässigender Weise. Aus dem Verlauf des Turbinenwirkungsgrads im Vergleich zu den Schnelllaufzahlen beider Fluten wurden erste Indizien für ein quasi-stationäres Turbinenverhalten beobachtet.

Mittels des Interaktionskennfelds wurde eine Methode zur Identifikation des Strömungszustandes im Verlauf eines Arbeitsspiels vorgestellt. Das Durchsatzparameterverhältnis eignet sich nicht zur Identifikation des Strömungszustands aufgrund der Tatsache, dass die Massenstromabhängigkeit zu einer Prinzip bedingten numerischen Instabilität der Turbinenmodellierung führt. Daher wurde das korrigierte Strangdruckverhältnis eingeführt, welches lediglich von den Druckverhältnissen der einzelnen Fluten und der Turbinendrehzahl abhängig ist. Die Ergebnisse der Ladungswechselsimulation zeigen ein stark schwankendes Durchsatzparameterverhalten beider Fluten über einem Arbeitsspiel. Im Vergleich zu der bisher zur Abstimmung von Turbolader und Motor eingesetzten konventionellen Modellierung von zweiflutigen Turbinen wird ein erheblicher Unterschied sowohl im Durchsatzparameter als auch im Wirkungsgrad deutlich. Ein Vergleich zu Motormessungen bestätigt die Güte der im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelten neuen Modellierungsmethode auf Basis von Druckmessungen stromauf der Turbine. Der in der vorliegenden Arbeit vorgestellte Ansatz der kennfeldbasierten quasi-stationären Modellierungsmethodik der Turbine wurde anhand der Ergebnisse der dreidimensionalen instationären Strömungsberechnung validiert. Es wurde gezeigt, dass sowohl der Durchsatzparameter als auch der Turbinenwirkungsgrad beider Modellierungsmethoden eine sehr gute Übereinstimmung aufweisen.

Ausgehend von der Analyse von Vollmotormessungen im Interaktionskennfeld wurde das Strömungsverhalten für unterschiedliche Motorbetriebspunkte abgeschätzt und die Ladungswechselsimulation mittels der vorgestellten Methodik durchgeführt. Dabei wurde ersichtlich, dass das Strömungsverhalten der Turbinenfluten abhängig vom Motorbetriebspunkt deutlich unterschiedlich ist. Basierend auf der vorgestellten Modellierungsmethodik der zweiflutigen Turbine in der Ladungswechselsimulation wurde ein Ansatz zur Identifikation der über einem Arbeitsspiel relevanten mittleren Turbinenbetriebspunkte vorgestellt. Dieser basiert auf der flutenindividuellen leistungsgewichteten Druckverhältnismittelung. Bei dieser Betrachtung im Interaktionskennfeld wird deutlich, dass die zweiflutige asymmetrische Turbine bei geringer Motordrehzahl eher im Bereich der Ungleichbeaufschlagung betrieben wird, während bei steigender Motordrehzahl der Grad der Ungleichbeaufschlagung weniger stark ausgeprägt ist. Darüber hinaus stellt der Ansatz ein Werkzeug zur Verfügung, welches die relevanten Betriebsbereiche der zweiflutigen Turbine für weiterführende Komponentenoptimierung identifiziert.

Um eine Modellierung der zweiflutigen Turbine mittels der üblicherweise vorhandenen Turbinenkennfelder zu ermöglichen und die Praktikabilität der vorgestellten Methodik zu gewährleisten, wurde ein entsprechender Ansatz vorgestellt, welcher lediglich die Randkennfelder verarbeitet. Es wurde ersichtlich, dass die randkennfeldbasierte Modellierung den aus der vorgestellten Modellierungsmethodik berechneten Durchsatzparameterverlauf beider Fluten mit sehr guter Übereinstimmung erreicht. Der Vergleich des berechneten Turbinenwirkungsgrads weist ebenfalls eine gute Übereinstimmung auf. So wird eine Abweichung des mittleren Turbinenwirkungsgrads von etwa 2% nicht überschritten.

In den beispielhaften weiterführenden Untersuchungen, welche dem Anhang zu entnehmen sind, wurden zwei Turbinenvarianten betrachtet. Dabei wurden die Vorteile der entwickelten zweiflutigen Modellierungsmethodik insbesondere dahingehend bemerkbar, dass bereits heute in Anwendungen befindliche Aufladungskonzepte zielgerichtet weiterführend optimiert werden können. Aus den Ergebnissen lassen sich Optimierungspotentiale für zukünftige zweiflutige Turbinen ableiten.

Die Nutzung des Interaktionskennfelds hat sich als äußerst hilfreich erwiesen, sowohl bei der Beurteilung von Turbinenkennfeldern bzgl. der Güte der Flutentrennung als auch zum Verständnis des Zusammenspiels von Turbine und Motor. Die gefundenen Zusammenhänge ermöglichen die dringend benötigte kennfeldbasierte Modellbildung zur Berechnung der zweiflutigen Turbine mittels der 1-D Ladungswechselsimulation. Neue Aufladeverfahren, die ein deutlich unterschiedliches Druckverhältnis über die jeweiligen Fluten aufweisen oder auch kurzzeitig auftretende Betriebszustände, die stark vom Auslegungspunkt abweichen, sind nun erstmals in der Ladungswechselsimulation darstellbar.

Eine effiziente Motorentwicklung mittels der Vorausberechnung und Abstimmung von Verbrennungsmotor und Abgasturbolader ist nun auch bei Anwendung von zweiflutigen



Turbinen möglich. Zu überprüfen gilt es, wie gut die im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelte Modellierung der zweiflutigen Turbine auch auf andere Ausführungen von zweiflutigen Turbinen übertragbar ist. So ist beispielsweise zu untersuchen, ob der vorgestellte Ansatz zur Beschreibung der Strömungsähnlichkeit auch für die Segmentturbine (auch als Doppelstromturbine bekannt) gültig ist. Die in den letzten Jahren vorgestellten wissenschaftlichen Arbeiten zum Thema Modellierung zweiflutiger Turbinen (Lückmann (2013, 2016), Brinkert (2014), Kornexl (2017)) beschreiben, dass die in dieser Arbeit vorgestellten Zusammenhänge der Modellierungsmethodik zweiflutigen Turbinen einen sehr guten Ansatz für die prädiktive Simulationsmethodik darstellen deutet.

Eine Weiterentwicklung des in dieser Arbeit vorgestellten Ansatzes für Turbinen mit mehr als zwei Fluten stellt den nächsten Schritt in der Modellierungsmethodik dar. Vorstellbar ist auch eine Erweiterung des Interaktionskennfelds auf die drei noch nicht beschriebenen Quadranten. Die sich ergebenden Strömungszustände bei Rückströmung in eine Flut bei einem Druckverhältnis unter eins, sowie bei Druckverhältnissen in beiden Fluten unter eins stellen die weiteren Quadranten des Interaktionskennfeldes dar. Auch wenn die Anwendbarkeit bzw. das Auftreten solcher Strömungszustände in derzeitigen Anwendungen noch nicht gegeben sein mag, so ist es schon aus rein akademischer Sicht interessant, diese Zustände zu beleuchten, neue Freiheitsgrade für zukünftige Anwendungen zu eröffnen und damit Potentiale zu erschließen, an die heute womöglich noch nicht gedacht wird.

## Abbildungsverzeichnis

Bild 2.1: Gasführung eines 6-Zylinderreihenmotors mit einer zweiflutigen asymmetrischen Turbine.....	4
Bild 2.2: Thermodynamische Zustandsänderung im Verdichter .....	7
Bild 2.3: Thermodynamische Zustandsänderung in der Turbine.....	9
Bild 2.4: Strömungszustände der zweiflutigen Turbine.....	11
Bild 2.5: Durchsatzparameterkennfelder einer zweiflutigen Turbine.....	13
Bild 2.6: Wirkungsgradkennfelder einer zweiflutigen Turbine.....	14
Bild 3.1: Prinzipieller Aufbau der a) Zwillingsstrom- und b) Doppelstromturbine (Wünsche 1977) .....	16
Bild 3.2: Vergleich der Turbinenbetriebsbereiche eines Heißgasprüfstands und unter motorischen Randbedingungen (Scharf (2010b)) .....	18
Bild 4.1: Turbineneintrittsdruckverlauf normiert über einem Arbeitsspiel unter motorischen Randbedingungen bei Volllast.....	24
Bild 4.2: Turbineneintrittstemperaturverlauf normiert über einem Arbeitsspiel unter motorischen Randbedingungen bei Volllast .....	25
Bild 5.1: Schnittskizze des zweiflutigen asymmetrischen Turboladers .....	27
Bild 5.2: Schnittskizze der zweiflutigen asymmetrischen Turbine.....	28
Bild 5.3: Schematische Darstellung der HDT-Anlage und des Turboladerprüfstands am ITS .....	29
Bild 5.4: Instrumentierte zweiflutige Turbine auf dem Turboladerprüfstand .....	31
Bild 5.5: Durchsatzparameterkennfelder bei Gleich- und Einzelbeaufschlagung .....	32
Bild 5.6: Wirkungsgradkennfelder bei Gleich- und Einzelbeaufschlagung .....	33
Bild 5.7: Flutenindividuelle Durchsatzparameterkennfelder bei Gleich- und Einzelbeaufschlagung.....	34
Bild 5.8: Flutenindividuelle Wirkungsgradkennfelder bei Gleich- und Einzelbeaufschlagung.....	35
Bild 5.9: Strangdruck-Interaktionskennfeld der zweiflutigen asymmetrischen Turbine.....	36
Bild 5.10: Durchsatzparameter der großen Flut der zweiflutigen asymmetrischen Turbine der Randbeaufschlagung sowie bei konstanten Strangdruckverhältnissen .....	38
Bild 5.11: Durchsatzparameter der kleinen Flut der zweiflutigen asymmetrischen Turbine der Randbeaufschlagung sowie bei konstanten Strangdruckverhältnissen .....	39

Bild 5.12: Flutenindividuelle Wirkungsgradkennfelder der zweiflutigen asymmetrischen Turbine der Randbeaufschlagung sowie bei konstanten Strangdruckverhältnissen.....	40
Bild 5.13: Strangdruck-Interaktionskennfeld der kleinen Flut der zweiflutigen asymmetrischen Turbine bei Randbeaufschlagung sowie bei konstanten Strangdruckverhältnissen.....	41
Bild 5.14: Schematische Darstellung der zweiflutigen Turbine .....	42
Bild 5.15: Durchsatzparameter als Funktion der Machzahl für eine konstante Strömungsfläche und $k = 1.4$ aus Gl. (5.36). .....	45
Bild 5.16: Verlauf und Mittelwertabweichung des Durchsatzparameterverhältnisses bei Gleichbeaufschlagung .....	46
Bild 5.17: Durchsatzparameter der großen Flut der zweiflutigen asymmetrischen Turbine der Randbeaufschlagung sowie bei konstanten Durchsatzparameterverhältnissen .....	48
Bild 5.18: Durchsatzparameter der kleinen Flut der zweiflutigen asymmetrischen Turbine der Randbeaufschlagung sowie bei konstanten Durchsatzparameterverhältnissen .....	48
Bild 5.19: Flutenindividuelle Wirkungsgradkennfelder der zweiflutigen asymmetrischen Turbine der Randbeaufschlagung sowie bei konstanten Durchsatzparameterverhältnissen .....	49
Bild 5.20: Strangdruck-Interaktionskennfeld der kleinen Flut der zweiflutigen asymmetrischen.....	50
Bild 5.21: Durchsatzparameter beider Fluten bei zwei unterschiedlichen Turbineneintrittstemperaturen bei Gleichbeaufschlagung.....	52
Bild 5.22: Leistungsaufnahme der Ölversorgung des Turboladers bei zwei unterschiedlichen Turbineneintrittstemperaturen .....	53
Bild 5.23: Isentroper Turbinenwirkungsgrad bei zwei unterschiedlichen Turbineneintrittstemperaturen bei Gleichbeaufschlagung über dem Turbinendruckverhältnis.....	54
Bild 5.24: Isentroper Turbinenwirkungsgrad bei zwei unterschiedlichen Turbineneintrittstemperaturen bei Gleichbeaufschlagung über der Schnelllaufzahl .....	55
Bild 5.25: Durchsatzparameter der einzelnen Fluten bei Druckgleichbeaufschlagung und Strangtemperaturvariationen.....	57
Bild 5.26: Isentroper Turbinenwirkungsgrad bei Druckgleichbeaufschlagung und Strangtemperaturvariationen über dem Turbinendruckverhältnis .....	58
Bild 5.27: Isentroper Turbinenwirkungsgrad bei Druckgleichbeaufschlagung und Strangtemperaturvariationen über der Schnelllaufzahl .....	58
Bild 5.28: Durchsatzparameter bei Druckgleichbeaufschlagung und Strangtemperaturvariationen.....	59

Bild 5.29: Durchsatzparameter der großen Turbinenflut bei Druck- und Temperaturungleichbeaufschlagung und konstanten Durchsatzparameterverhältnissen.....	60
Bild 5.30: Durchsatzparameter der kleinen Turbinenflut bei Druck- und Temperaturungleichbeaufschlagung und konstantem Durchsatzparameterverhältnissen.....	61
Bild 5.31: Isentroper Turbinenwirkungsgrad bei Druck- und Temperaturungleichbeaufschlagung und konstanten Durchsatzparameterverhältnissen.....	61
Bild 5.32: Versuchsaufbau der Strömungsfelduntersuchung mit dem Laser-Doppler-Anemometer.....	64
Bild 5.33: Turbinengehäuse mit optischen Zugängen zur Strömungsfelduntersuchung .....	64
Bild 5.34: Position und Bezeichnung der optischen Zugänge der Turbinenvoluten.....	65
Bild 5.35: Optischer Zugang zum Messbereich in Position 2 .....	66
Bild 5.36: Anzahl der Messereignisse und Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit über dem Schaufelkanal bei $z/b = 0,5$ und $r/R_T = 1,0$ .....	68
Bild 5.37: Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit in Position 2 [m/s] eines kanalmittigen Winkelsegments mit den über beide Fluten zugänglichen Messvolumina .....	70
Bild 5.38: Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit [m/s], $\gamma = -20^\circ$ .....	71
Bild 5.39: Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit [m/s], $\gamma = 20^\circ$ .....	71
Bild 5.40: Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit [m/s], $\gamma = -20^\circ$ .....	71
Bild 5.41: Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit [m/s], $\gamma = 20^\circ$ .....	71
Bild 5.42: Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit [m/s], $r/R_T = 1.0 / 1.1 / 1.22 / 1.35$ , $\gamma = -20^\circ$ .....	71
Bild 5.43: Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit [m/s], $r/R_T = 1.0 / 1.1 / 1.22 / 1.35$ , $\gamma = 20^\circ$ .....	71
Bild 5.44: Geschwindigkeitskomponente $\gamma = -20^\circ$ [m/s], $r/R_T = 1.0 / 1.1 / 1.22 / 1.35$ .....	73
Bild 5.45: Geschwindigkeitskomponente $\gamma = 20^\circ$ [m/s], $r/R_T = 1.0 / 1.1 / 1.22 / 1.35$ , .....	73
Bild 5.46: Absolutgeschwindigkeit [m/s], bei $r/R_T = 1.0$ .....	74
Bild 5.47: Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit [m/s], bei $r/R_T = 1.0$ .....	74
Bild 5.48: Axialkomponente der Absolutgeschwindigkeit [m/s], bei $r/R_T = 1.0$ .....	74
Bild 5.49: Radialkomponente der Absolutgeschwindigkeit [m/s], bei $r/R_T = 1.0$ .....	74
Bild 5.50: Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit [m/s], bei $r/R_T = 1.0$ .....	74
Bild 5.51: Anströmwinkel im Relativsystem [ $^\circ$ ], bei $r/R_T = 1.0$ .....	74

Bild 5.52: Turbulente kinetische Energie [J/kg], bei $r/R_T = 1.0$ .....	75
Bild 5.53: Turbulenzgrad [-], bei $r/R_T = 1.0$ .....	75
Bild 5.54: Betriebspunkte der Strömungsprofilmessungen dargestellt im Interaktionskennfeld .....	77
Bild 5.55: Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit für $\Phi_{Str} = 0.83$ bei $r/R_T = 1.35$ in der Teildüse der kleinen Flut .....	79
Bild 5.56: Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit für $\Phi_{Str} = 0.83$ bei $r/R_T = 1.35$ in der Teildüse der großen Flut .....	79
Bild 5.57: Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit für $\pi_{Str} = 1.25$ bei $r/R_T = 1.35$ in der Teildüse der kleinen Flut .....	79
Bild 5.58: Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit für $\pi_{Str} = 1.25$ bei $r/R_T = 1.35$ in der Teildüse der großen Flut .....	79
Bild 5.59: Verhältnis der Umfangskomponenten der Absolutgeschwindigkeit der Teildüsen bei $r/R_T = 1.35$ .....	80
Bild 6.1: Strömungsmodell der Turbine mit dargestelltem Rechengitter im Schaufelbereich .....	83
Bild 6.2: Durchsatzkennwertvergleich der 3D Berechnung und der Messung der Randkennfelder .....	85
Bild 6.3: Vergleich des Isentropen Turbinenwirkungsgrads der 3D Berechnung und der Messung der Randkennfelder .....	86
Bild 6.4: Vergleich des gemessenen und berechneten Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit über dem Schaufelkanal bei $z/b = 0,5$ und $r/R_T = 1,0$ .....	87
Bild 6.5: Vergleich der Absolutgeschwindigkeit der Messung und der Simulation im Bereich des Turbinenradeintritts bei $r/R_T = 1,0$ .....	88
Bild 6.6: Vergleich der Anströmwinkel im Relativsystem der Messung und der Simulation im Bereich des Turbinenradeintritts bei $r/R_T = 1,0$ .....	89
Bild 6.7: Turbinenwirkungsgrad über der Schnelllaufzahl dargestellt, bezogen auf die gesamte Turbine sowie dem Turbinenrad .....	91
Bild 6.8: Flächengemittelter Totaldruck am Turbinenradeintritt an der Position $r/R_T = 1.03$ .....	92
Bild 6.9: Total- und statischen Druck, Strömungsrichtung und Machzahl $90^\circ$ nach Volutenbeginn Schaufelkanalmittig des Turbinenrotors bei Druckverhältnis 4.0 und $3384 \text{ 1}/(\text{min}\cdot\text{K}^{0.5})$ .....	93
Bild 6.10: Durchsatzparameter der Einzelfluten bei unterschiedlichen Strömungszuständen .....	96
Bild 6.11: Isentroper Turbinenwirkungsgrad bei unterschiedlichen Strömungszuständen .....	97

Bild 6.12: Isentroper Turbinenwirkungsgrad bei unterschiedlichen Strömungszuständen im Druck-Interaktionskennfeld für eine konstante Turbinendrehzahl .....	98
Bild 6.13: Numerisch berechnetes Druck-Interaktionskennfeld für unterschiedliche Turbinendrehzahlen.....	99
Bild 6.14: Numerisch berechnetes Druck-Interaktionskennfeld auf Basis der Druckverhältnisse der Teildüsen.....	100
Bild 6.15: Durchsatzparameterabweichung und Turbinenwirkungsgraddifferenz bei Temperatur-Ungleichbeaufschlagung im Vergleich zur Gleichbeaufschlagung ....	102
Bild 6.16: Absolutdifferenz und Vergleich des relativen Anströmwinkels bei Temperatur-Ungleichbeaufschlagung im Vergleich zur Gleichbeaufschlagung .....	103
Bild 6.17: Machzahl und normierte statische Temperatur 90° nach Volutenbeginn in Schaufelkanalmitte bei einem Druckverhältnis von 4.0 und einer normierten Drehzahl von $3384 \text{ 1}/(\text{min}\cdot\text{K}^{0.5})$ .....	105
Bild 6.18: Betriebspunkte der Untersuchungen bei konstantem Druckverhältnis einer Flut und Variation des Druckverhältnisses der jeweils anderen Flut im Interaktionskennfeld.....	107
Bild 6.19: Flutenindividuelle Durchsatzparameter bei konstantem Druckverhältnis der kleinen Flut und Variation des Druckverhältnisses der großen Flut .....	107
Bild 6.20: Flutenindividuelle Durchsatzparameter bei konstantem Druckverhältnis der großen Flut und Variation des Druckverhältnisses der kleinen Flut .....	108
Bild 6.21: Isentroper Turbinenwirkungsgrad bei konstantem Druckverhältnis einer Flut und Variation des Druckverhältnisses der jeweils anderen Flut.....	108
Bild 6.22: Durchsatzparameter bei Rückströmung von einer Flut in die jeweils andere.....	110
Bild 6.23: Isentroper Turbinenwirkungsgrad bei Rückströmung von einer Flut in die jeweils andere .....	110
Bild 6.24: Totaldruck und Totaltemperatur am Eintritt beider Turbinenfluten unter motornahen Randbedingungen über einem Arbeitsspiel.....	112
Bild 6.25: Turbinenrandbedingungen der instationären Betrachtung im Druck-Interaktionskennfeld der numerisch erzeugten Drehzahlkennlinien bei und $3384 \text{ 1}/(\text{min}\cdot\text{K}^{0.5})$ .....	113
Bild 6.26: Gesamtmassenstrom der zweiflutigen Turbine unter motornahen Randbedingungen über den ersten 240° Kurbelwinkel eines Arbeitsspiels .....	114
Bild 6.27: Durchsatzparameter der einzelnen Turbinenfluten unter motornahen Randbedingungen über einem Arbeitsspiel .....	114
Bild 6.28: Flutenindividuelle Schnelllaufzahl und isentroper Turbinenwirkungsgrad unter motornahen Randbedingungen über einem Arbeitsspiel .....	115

Bild 7.1: Druckverhältnisse der am Heißgasprüfstand untersuchten Strömungszustände dargestellt im Interaktionskennfeld.....	120
Bild 7.2: Korrigiertes Strangdruckverhältnis der gemessenen Strömungszustände dargestellt im Interaktionskennfeld.....	121
Bild 7.3: Term $\alpha$ dargestellt über der normierten Turbinendrehzahl für ein .....	122
Bild 7.4: Flussdiagramm der Modellierung des Strömungsverhaltens der zweiflutigen Turbine in der Motorprozesssimulation bei Verwendung von $\beta$ als Interaktionsparameter .....	123
Bild 7.5: Statische Drücke im Abgaskrümmen der zweiflutigen asymmetrischen .....	126
Bild 7.6: Korrigiertes Strangdruckverhältnis und Durchsatzparameterverhältnis .....	126
Bild 7.7: Durchsatzparameter der einzelnen Turbinenfluten.....	127
Bild 7.8: Isentroper Turbinenwirkungsgrad der einzelnen Turbinenfluten der .....	128
Bild 7.9: Turbinenwirkungsgradverhältnis der einzelnen Fluten der.....	130
Bild 7.10: Turbinenrandbedingungen der LDW und 3D CFD Simulation und die gemessenen Strömungszustände gleicher Durchsatzparameterverhältnisse im Interaktionskennfeld.....	131
Bild 7.11: Vergleich der Durchsatzparameter der einzelnen Turbinenfluten.....	132
Bild 7.12: Vergleich des isentropen Turbinenwirkungsgradverlaufs der einzelnen Turbinenfluten der Ladungswechselsimulation und der 3D-Simulation über einem Arbeitsspiel .....	133
Bild 7.13: Vergleich zwischen gemessenen und aus der LDW-Simulation ermittelten statischen Drücken über der Motordrehzahl bei Volllast .....	134
Bild 7.14: Turbinenrandbedingungen der zweiflutigen Turbine bei unterschiedlichen Motorbetriebspunkten .....	135
Bild 7.15: Durchsatzparameter der einzelnen Turbinenfluten über einem Arbeitsspiel bei unterschiedlichen Motordrehzahlen bei Volllast .....	136
Bild 7.16: Isentroper Turbinenwirkungsgrad über einem Arbeitsspiel bei unterschiedlichen Motordrehzahlen bei Volllast .....	136
Bild 7.17: Leistungsgemittelte Betriebspunkte der zweiflutigen Turbine sowie die Randbedingungen bei unterschiedlichen Motorbetriebspunkten.....	138
Bild 7.18: Durchsatzparameter bei konstanten Druckverhältnissen einer Flut über dem korrigierten Strangdruckverhältnis .....	140
Bild 7.19: Durchsatzparameter bei konstanten Druckverhältnis der kleinen Flut über der Inverse des korrigierten Strangdruckverhältnisses .....	141
Bild 7.20: Isentroper Turbinenwirkungsgrad bei konstanten Druckverhältnissen einer Flut.....	142
Bild 7.21: Durchsatzparameter der einzelnen Turbinenfluten der Modellierungsmethoden .....	143

Bild 7.22: Turbinenwirkungsgradverhältnis der einzelnen Fluten sowie der Modellierungsmethoden der asymmetrischen Turbine über einem Arbeitsspiel .....	144
Bild 9.1: Turbinenspiralen der konventionellen sowie der vertauschten Flutenanordnung der zweifluten asymmetrischen Turbine .....	172
Bild 9.2: Isentroper Turbinenwirkungsgrad der konventionellen sowie der vertauschten Flutenanordnung der zweifluten asymmetrischen Turbine unter den Randbedingungen dargestellt in Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.....	174
Bild 9.3: Totaldruck, Machzahl und statische Temperatur ca. $90^\circ$ nach Volutenbeginn in der Schaufelkanalmitte des Turbinenrotors für die konventionelle und vertauschten Flutenanordnung bei Strangdruckverhältnis 1,3 und den Randbedingungen dargestellt in Tabelle 9.2 .....	175
Bild 9.4: Isentroper Turbinenwirkungsgrad über dem Strangdruckverhältnis der konventionellen und vertauschten Flutenanordnung bei konstanten mittleren Druckverhältnissen.....	177
Bild 9.5: Turbinenspiralen der numerisch untersuchten Varianten der Teilstromturbine mit unterschiedlichen Umschlingungen der kleinen Flut .....	178
Bild 9.6: Isentrope Turbinenwirkungsgrad der Turbinenvarianten mit Teilumschlingung der Spirale der kleinen Flut bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut .....	179
Bild 9.7: Ebene zur Auswertung der Strömungszustände der Teilstromturbine .....	179
Bild 9.8: Totaldruck und Machzahl der konventionellen und der Teilstromturbine mit einer Umschlingung von $200^\circ$ bei Druckverhältnis 4.0 bei $3384 \text{ 1}/(\text{min.K}^{0.5})$ .....	180
Bild 9.9: Isentrop-mechanischer Turbinenwirkungsgrad der konventionellen und Teilstromturbine mit einer Umschlingung von $200^\circ$ bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut .....	182
Bild 9.10: Geschwindigkeitsdreieck am Turbinenradeintritt.....	187
Bild 9.11: Vergleich der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit der Messung und der Simulation im Bereich des Turbinenradeintritts bei $r/R_T = 1,0$ .....	187
Bild 9.12: Vergleich der Axialkomponente der Absolutgeschwindigkeit der Messung und der Simulation im Bereich des Turbinenradeintritts bei $r/R_T = 1,0$ .....	188
Bild 9.13: Vergleich der Radialkomponente der Absolutgeschwindigkeit der Messung und der Simulation im Bereich des Turbinenradeintritts bei $r/RT = 1,0$ .....	188
Bild 9.14: Vergleich der Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit der Messung und der Simulation im Bereich des Turbinenradeintritts bei $r/RT = 1,0$ .....	189
Bild 9.15: Vergleich der Turbulenten Kinetischen Energie der Messung und der Simulation im Bereich des Turbinenradeintritts bei $r/RT = 1,0$ .....	189
Bild 9.16: Vergleich des Turbulenzgrads der Messung und der Simulation im Bereich des Turbinenradeintritts bei $r/RT = 1,0$ .....	190



Bild 9.17: Flussdiagramm der „Konventionellen“ Modellierung des Strömungsverhaltens der zweiflutigen Turbine in der Motorprozesssimulation.....190

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 5.1: Spezifikationen der Rotoren des untersuchten Abgasturboladers. ....	28
Tabelle 5.2: Randbedingungen der Turbine bei Vermessung der Gleichbeaufschlagung .....	32
Tabelle 5.3: Randbedingungen der Turbine bei konstanten Strangdruckverhältnissen.....	37
Tabelle 5.4: Randbedingungen der Turbine bei konstanten Durchsatzparameterverhältnissen.....	47
Tabelle 5.5: Randbedingungen der Turbine zur Reibleistungsermittlung und Einfluss der Turbineneintrittstemperatur.....	51
Tabelle 5.6: Polynomkoeffizienten der repräsentativen Turboladerreibleistung .....	54
Tabelle 5.7: Randbedingungen der Turbine bei Temperatur-Ungleichbeaufschlagung.....	56
Tabelle 5.8: Randbedingungen der Turbine bei vollständiger Ungleichbeaufschlagung.....	60
Tabelle 5.9: Turbinenrandbedingungen der detaillierten Strömungsprofiluntersuchungen .....	69
Tabelle 6.1: Stationäre Randbedingungen der numerischen Betrachtung bei Gleichbeaufschlagung .....	84
Tabelle 6.2: Stationäre Randbedingungen bei Temperatur-Ungleichbeaufschlagung.....	101
Tabelle 6.3: Turbinenrandbedingungen bei Rückströmung .....	109
Tabelle 6.4: Motornahe Randbedingungen der Turbine des untersuchten Betriebspunkt .....	112
Tabelle 7.1: Vollmotorrandbedingungen des im Detail untersuchten Betriebspunkt ...	125
Tabelle 9.1: Randbedingungen der numerischen Untersuchung der vertauschten Flutenanordnung.....	173
Tabelle 9.2: Randbedingungen der experimentellen Untersuchung der vertauschten Flutenanordnung .....	176
Tabelle 9.3: Randbedingungen der numerischen Untersuchung der Teilstromturbine .....	178
Tabelle 9.4: Randbedingungen der experimentellen Untersuchung der Teilstromturbine .....	182
Tabelle 9.5: Gemessene normierten Turbinendrehzahlen bei konstanten Strangdruckverhältnis.....	184

---

Tabelle 9.6: Gemessene normierten Turbinendrehzahlen bei konstanten Durchsatzparameterverhältnis.....	184
Tabelle 9.7: Gemessene normierten Turbinendrehzahlen bei Strangtemperaturvariation .....	185

## Literaturverzeichnis

- Agarwal, A., Jung, H., Byrd, K., Stein, R. A., Kassem, A., Whitaker, P., (2011): Blow-down interference on a V8 Twin-Turbocharged engine, SAE International Journal of Engines 4: S. 202-218, SAE-Paper 2011-01-0337, SAE-International, Detroit.
- Aymanns, R., Scharf, J., Uhlmann, T., Lückmann, D. (2011): A Revision of Quasi Steady Modelling of Turbocharger Turbines in the Simulation of Pulse Charged Engines, Tagungsband: S. 357-390, 16. Aufladetechnische Konferenz, Dresden.
- Aghaali, H., Hajilouy-Benisi, A., (2007): Experimental and theoretical investigation of twin-entry radial inflow gas turbine with unsymmetrical volute under full and partial admission conditions, ASME Turbo Expo, Volume 6: S. 1099-1107, Paper GT2007-27807, American Society of Mechanical Engineers, Montreal.
- Bin Mamat, A. M. I., Martinez-Botas, R. F., (2010): Mean line flow model of steady and pulsating flow of a mixed-flow turbine turbocharger, ASME Turbo Expo, Volume 7: S. 2393-2404, Paper GT2010-22441, American Society of Mechanical Engineers, Glasgow.
- Baines, N. C., Yeo, J. H. (1991): Flow in a radial turbine under equal and partial admission conditions, IMECHE Conference Turbocharging and Turbochargers, Tagungsband: S. 113-122, Paper C423/002/91, Institution of Mechanical Engineers, London.
- Baines, N. C., Hajilouy-Benisi, A., Yeo, J. H., (1994): The pulse flow performance and modelling of radial inflow turbines, IMECHE Conference Turbocharging and Turbochargers, Tagungsband: S. 209-220, Paper C484/006/94, Institution of Mechanical Engineers, London.
- Baines, N. C., (2005): Fundamentals of Turbocharging, Herausgeber Concepts Eti, White River Junction, USA.
- Baines, N. C., (2010a): Turbocharger System Modelling Development, Tagungsband: S. 1-28, 2<sup>nd</sup> Conference on Advanced Charging and Downsizing Concepts, Wiesbaden.

- 
- Baines, N. C., (2010b): Turbocharger turbine pulse flow performance and modeling – 25 years on, IMechE International Conference on Turbochargers and Turbocharging, Tagungsband: S. 347-362, Institution of Mechanical Engineers, London.
- Bauer, H.-J., (2009): Vorlesung „Thermische Turbomaschinen I“, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Karlsruhe Institut für Technologie.
- Berndt, R., Grigoriadis, P., Nickel, J., Abdelhamid, S., Hagelstein, D., Prenninger, P., (2003): Erweiterte Darstellung und Extrapolation von Turbolader-Kennfelder als Randbedingung der Motorprozesssimulation, Abschlussbericht FVV-Vorhaben Nr. 754, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., Frankfurt am Main.
- Berndt, R., (2009): Einfluss eines diabaten Turboladermodells auf die Gesamtprozess-Simulation abgasturboaufgeladener Dieselmotoren, Dissertation, Technische Universität Berlin.
- Brinkert N., Sumser S., Weber S., Fieweger K., Bauer H.-J. (2010): The asymmetric twin-scroll turbine under engine operating conditions, Tagungsband: S. 497-508, THIESEL – Conference on thermo- and fluid dynamic processes in diesel engines, Valencia.
- Brinkert, N., Sumser, S., Weber, S., Fieweger., K., Schulz, A., Bauer, H.-J., (2011a): Understanding the twin scroll turbine – flow similarity, ASME Turbo Expo, Volume 7: S. 2207-2218, Paper GT2011-46820, American Society of Mechanical Engineers, Vancouver.
- Brinkert, N., Kuhn, T., Sumser, S., Weber, S., Fieweger., K., Bauer, H.-J., (2011b): Modellierung der zweiflutigen Turbine in der Motorprozesssimulation, Tagungsband: S. 88-109, Tagung Motorprozesssimulation und Aufladung III, Berlin.
- Brinkert, N., Müller, M., Rott, M., Stiller, M., Sumser, S., (2011c): Schnelle und effiziente Aufladesystemoptimierung durch versuchstechnische Parametervariation, Tagungsband: S. 173-198, 16. Aufladetechnische Konferenz, Dresden.
- Brinkert N., Sumser S. (2012): Turbine for an Exhaust-Gas Turbocharger, Internationale Patentanmeldung, WO 2012/103908 A2.

- Chebli, E., Casey, M., Müller, M., Sumser, S., Hertweck, G., Schmid, W., (2010): Innovative variable turbine concept for heavy duty truck engines, Tagungsband: S. 79-100, 15. Aufladetechnische Konferenz, Dresden.
- Chebli, E. (2012), Die innovative austrittsvariable Turbine, Dissertation, Technische Universität Stuttgart.
- Copeland, C. D., Martinez-Botas, R., Seiler, M., (2008): Unsteady Performance of a Double Entry Turbocharger Turbine with a Comparison to steady flow conditions, ASME Turbo Expo, Volume 6: S. 1579-1588, Paper GT2008-50827, American Society of Mechanical Engineers, Berlin.
- Copeland, C. D., Martinez-Botas, R., Seiler, M., (2009): Comparison between steady and unsteady double entry turbine performance using the quasi-steady assumption, ASME Turbo Expo, Volume 7: S. 1203-1212, Paper GT2009-59290, American Society of Mechanical Engineers, Florida.
- Costall, A., Martinez-Botas, R. F., Palfreyman, D., (2005): Detailed study of pulsation flow performance in a mixed flow turbocharger turbine, ASME Turbo Expo, Volume 5: 1415-1433, Paper GT2005-68828, American Society of Mechanical Engineers, Nevada.
- Costall, A., Szymko, S., Martinez-Botas, R. F., Filsinger, D., Ninkovic, D., (2006): Assessment of Unsteady behavior of turbocharger turbines, ASME Turbo Expo, Volume 6: S. 1023-1038, Paper GT2006-90348, American Society of Mechanical Engineers, Barcelona.
- Costall, A., Martinez-Botas, R. F., (2007): Fundamental Characterization of Turbocharger Turbine Unsteady Flow Behaviour, ASME Turbo Expo, Volume 6: S. 1827-1839, Paper GT2007-28317, American Society of Mechanical Engineers, Montreal.
- Costall A., McDavid R. M., Martinez-Botas R. F., Baines N., (2009): Pulse performance modelling of a twin entry turbocharger turbine under full and unequal admission, ASME Turbo Expo, Volume 7: S.1255-1266, Paper GT2009-59406, American Society of Mechanical Engineers, Orlando.
- Dale, A., Watson, N., (1986): Vaneless radial turbocharger turbine performance, IMECHE Conference Turbocharging and Turbochargers, Paper C110/86 S. 1-10, Institution of Mechanical Engineers, London.

DE 10 2011 010 454 A1, 2012: Turbine für einen Abgasturbolader, Deutsches Patent- und Markenamt.

DE 10 2008 064 264 A1, 2010: Abgastrakt und Verfahren zum Betreiben eines Abgastrakts, Deutsches Patent- und Markenamt.

Dibelius, G. (1965): Teilbeaufschlagung von Turbolader-Turbinen, Brown Boveri Mitteilung, Band 52, Nummer 3: S. 180-189, Baden.

Engels, B., (1979): Untersuchungen über Maßnahmen zur Verbesserung des Betriebsverhalten abgasturboaufgeladener Verbrennungskraftmotoren unter besonderer Berücksichtigung der ungleich beaufschlagten Abgasturbine Teil 1 - Drehmomentverhalten abgasturboaufgeladener Fahrzeugdieselmotoren, Abschlussbericht FVV-Vorhaben Nr. 157 und 206, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., Frankfurt am Main.

Ferziger, J. H., Peric, M., (2002): Computational Methods for fluid Dynamics, Springer-Verlag, Heidelberg.

Ghassemi, S., Shirani, E., Hajilouy-Benisi, A., (2005): Performance prediction of twin-entry turbocharger turbines, Iranian Journal of Science and Technology, Transaction B, Engineering, Volume 29, Band 2: S. 145-155, Iran.

Golloch, R., (2005): Downsizing bei Verbrennungsmotoren, Springer-Verlag, Heidelberg.

Hajilouy, A., Rad, M., Shahhosseini, M.R., (2009a): Modeling of Twin-Entry Radial Turbine Performace Characteristics Based on Experimental Investigation Under Full and Partial Admission Conditions, Scientia Iranica Volume 16, Band 4: S. 281-290, Scientia Iranica, Iran.

Hajilouy, A., Rad, M., Shahhosseini, M.R., (2009b): Flow and performance characteristics of twin-entry radial turbine under full and extreme partial admission conditions, Archive of Applied Mechanics 79: S. 1127-1143, Springer Verlag, Heidelberg.

Hellström, F., Fuchs, L., (2009): Numerical Computation of the pulsatile flow in a turbocharger with realistic inflow conditions from an exhaust manifold, ASME Turbo Expo,

- Volume 7: S. 1317-1329, Paper GT2009-59619, American Society of Mechanical Engineers, Orlando.
- Heuer, T., Moritz, N., Wolff, M., (2002): Modellierung des Wärmeflusses im und am System Turbolader, Abschlussbericht FVV-Vorhaben Nr. 755, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., Frankfurt am Main.
- Hiereth, H., Prenninger, P., (2003): Aufladung der Verbrennungskraftmaschine, Springer Verlag, Heidelberg.
- Hisatome, T., Tsujimura, H., (1971): Effect of Exhaust Gas Turbine Arrangement on the Performance of 2-Stroke Diesel Engines, Mitsubishi Heavy Industry Technical Review Volume 8: S.132-138, Tokyo.
- Hribernik, A., Dobovisek, Z., Cernej, A., (1993): Determination of twin-turbine discharge coefficients under partial admission conditions, International Congress & Exposition, Journal of Engines V102-3, SAE Paper 930192: S. 1-11, SAE-International, Detroit.
- Hribernik, A., (1997): Comparison of application of single and double entry turbine for pulse system turbocharging of 4-cylinder engines, Journal of Mechanical Engineering, Volumes 9-10: S. 373-382, Slovenia.
- Kornexl, M., Rabl, H.-P., Mayer, W., Haluska, P., Ehrhard, J. (2017): Motorische Untersuchung einer Doppelstromturbine bei gezielter Variation von Einflussparametern, Ladungswechsel im Verbrennungsmotor, Springer Vieweg Verlag, Wiesbaden.
- Kreuz-Ihli, T., Schulz, A., Wittig, S., (1999): Anregungsmechanismen und Schwingfestigkeit von Radialturbinen, Abschlussbericht FVV-Vorhaben Nr. 656, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., Frankfurt am Main.
- Kreuz-Ihli, T., Filsinger, D., Schulz, A., Wittig, S., (2000): Numerical and experimental study of unsteady flow field and vibration in radial inflow turbines, ASME Journal of Turbomachinery, Volume 122: S. 247-254, American Society of Mechanical Engineers, New York.
- Lücking, M, Baar, R., Sievert, M., (2005): Die Turboladermodellierung für Prozessrechnungen bei erweiterter Leistungsbilanz, Tagungsband: S. 345-366, Motorprozesssimulation und Aufladung, Berlin.



- 
- Lückmann, D., Uhlmann, T., Kindl, H., Pischinger, S., (2013): Trennungsverhalten zweiflutiger Turbinen bei aufgeladene Ottomotoren, MTZ – Motortechnische Zeitschrift, Volume 74: S. 728-733, Springer Verlag, Heidelberg.
- Lückmann, D., Stadermann, M., Pischinger, S., Kindl, S., (2016): Erweiterte Messmethoden und Modellierung von Turboladern, MTZ – Motortechnische Zeitschrift Volume 77: S. 90-99, Springer Verlag, Heidelberg.
- Lymberopoulos, N., Baines, N. C., Watson, N. (1988): Flow in single and twin entry radial turbine volutes, Tagung Turbo Expo, Paper 88-GT-59, American Society of Mechanical Engineers, Amsterdam.
- Macek J., Vávra J., Vitek O. (2002), 1-D Model of radial turbocharger turbine calibrated by measurements, SAE World Congress & Exhibition Automotive, SAE Paper 2002-01-0377, SAE-International, Detroit.
- Macek J., Vitek O. (2008), Simulation of pulsating flow unsteady operation of a turbocharger radial turbine, SAE World Congress & Exhibition Automotive, SAE Paper 2008-01-0295, SAE-International, Detroit,.
- Moustapha, H., Zelesky, M., Baines, N. C., Japiske, D., (2003): Axial and Radial Turbines, Herausgeber Concepts Eti, White River Junction, USA.
- Müller, M., Streule, T., Sumser, S., Hertweck, G., Nolte, A., Schmid, W. (2008a): The asymmetric twin scroll turbine for exhaust gas turbochargers, ASME Turbo Expo Volume 6 Part C: S. 1547-1554, Paper GT2008-50614, American Society of Mechanical Engineers, Berlin.
- Müller, M., Streule, T., Sumser, S., Hertweck, G., Knauss, A., Küspert, A., Nolte, A., Schmid, W. (2008b): The asymmetric twin scroll turbine for Daimler Heavy Duty Engines, IMechE International Conference on Turbochargers and Turbocharging, Tagungsband, Institution of Mechanical Engineers, London.
- Müller, M., Lettmann, H., Stiller, M., Künzel, S., Sumser, S., Krätschmer, S., Schmid, W., (2009): Weiterentwicklung der asymmetrischen Turbine für Daimler NFZ-Motoren, Tagungsband: S.155-174, 14. Aufladetechnische Konferenz, Dresden.

- Murugan, D. M., Tabakoff, W., Hamed, A., Kim, K. H., (1994): Three-component LDV measurements of the flow field at the exit of a radial turbine, Fluids Engineering Division Volume 191: S. 103-110, American Society of Mechanical Engineers, New York.
- Ohlsson, G. O., (1962): Partial-Admission Turbines, Journal of the Aerospace Sciences, Volume 29, Nummer 9: S. 1017-1024, September 1962.
- Osako, K., Higashimori, H., Mikogami, T., (2002): Study on the internal flow of radial turbine rotating blades for automotive turbochargers, SAE World Congress & Exhibition Automotive, SAE Paper 2002-01-0856, SAE-International, Detroit.
- Payri, F., Olmeda, P., Paez, A., Serrano, J. R., Vidal, F., (2010): Experimental methodology to characterize mechanical losses in small turbochargers, ASME Turbo Expo Volume 5: S.413-423, Paper GT2010-22815, American Society of Mechanical Engineers, Glasgow.
- Pischinger, F., Wünsche, A., (1977): The characteristic behaviour of radial turbines and its influence on the turbocharging process, Tagung CIMAC, Tagungsbeitrag A12, Tokio.
- Pucher, H., Zinner, K., (2012): Aufladung von Verbrennungsmotoren, Springer Verlag, Heidelberg.
- Reuter, S., Koch, A., Kaufmann, A., (2010): Extension of performance maps of radial turbocharger turbines using pulsating hot gas flow, IMechE International Conference on Turbochargers and Turbocharging, Tagungsband: S. 263-280, Institution of Mechanical Engineers, London.
- Reimer, P. Dibelius, G., (1989): Verlustquellen und Strömungsausgleich in Teilbeaufschlagten Turbinenstufen, Abschlussbericht FVV-Vorhaben Nr. 353, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., Frankfurt am Main.
- Rodi, W. (1991): Experience with Two-Layer Models Combining the  $\kappa$ - $\epsilon$  Model with a One-Equation Model Near the Wall, 29<sup>th</sup> Aerospace Sciences Meeting Paper, AIAA Paper 91-0216, Reno, Nevada.
- Romagnoli A., Martinez-Botas R.F., Rajoo S., (2010a): Turbine performance studies for automotive turbochargers. Part 1: Steady Analysis, IMechE International Conference

- 
- on Turbochargers and Turbocharging, Tagungsband: S. 431-458, Institution of Mechanical Engineers, London.
- Romagnoli A., Martinez-Botas R.F., Rajoo S., (2010b): Turbine performance studies for automotive turbochargers. Part 2: Unsteady Analysis, IMechE International Conference on Turbochargers and Turbocharging, Tagungsband: S. 387-408, Institution of Mechanical Engineers, London.
- SAE, Recommended Practice (1989): Turbocharger Gas Stand Test Code, Superseding Engine Power Test Code Committee, SAE Paper J1826, SAE-International. Warrendale, Pennsylvania.
- Shaaban, S., (2004): Experimental investigation and extended simulation of turbocharger non-adiabatic performance, Dissertation, Universität Hannover.
- Scharf, J., Schorn, N., Smiljanovski, V., Uhlmann, T., Aymanns, R., (2010a): Methods for extended turbocharger mapping and turbocharger assessment, Tagungsband: S. 443-466, 15. Aufladetechnische Konferenz, Dresden.
- Scharf, J. (2010b): Extended Turbocharger Mapping and Engine Simulation, Dissertation, Rhein-Westfälische Technische Hochschule Aachen.
- Schmalzl, H. P., (2006): Aufladung von PKW DI-Ottomotoren mit Abgasturbolader mit variabler Geometrie, Dissertation, Technische Universität Dresden.
- Schmitt, S., (2007): Untersuchungen zum Reibleistungsverhalten von Wellen-Lagerungen für PKW-Abgasturbolader, Dissertation, Universität Stuttgart.
- Schumacher, V., (1979): Untersuchung über Maßnahmen zur Verbesserung des Betriebsverhalten abgasturboaufgeladener Verbrennungsmotoren unter besonderer Berücksichtigung der ungleich beaufschlagten Abgasturbine Teil 2: Turbinenverhalten, Abschlussbericht FVV-Vorhaben Nr. 157 und 206, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., Frankfurt am Main.
- Serrano, J. R., Pla, B., Gonzalbo, R., Ospina, D., (2010): Estimation of the extended turbine maps for a radial inflow turbine, SAE World Congress & Exhibition Automotive, SAE Paper 2010-01-1234, SAE-International, Detroit.

- Shih, T.H., Liou, W. W., Shabbir, A., Yang, Z., Zhu, J. (1994): A New  $\kappa$ - $\epsilon$  Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flow – Model Development and Validation, *Computer & Fluids Journal*, Volume 24/3: S. 227-238, NASA TM 106721, Science Direct Elsevier, Amsterdam.
- Shahhosseini, M. R., Hajilouy-Benisi, A., Rajabian, M. (2011): A Numerical and Experimental Investigation of the Effects of Flow Ratio on the Flow and Performance Characteristics of a Twin Entry Radial Turbine, *ASME Turbo Expo*, Volume 7: S. 2139-2153, Paper GT2011-46308, American Society of Mechanical Engineers, Canada.
- Smiljanovski, V., Schorn, N., Scharf, J., Funken, B., Pischinger, S., (2008): Messung des Turbinenwirkungsgrades bei niedrigen Turboladerdrehzahlen, Tagungsband: S. 99-128, 13. Aufladetechnische Konferenz, Dresden.
- Spicher, U., (2007): *Ottomotor mit Direkteinspritzung*, Springer Vieweg Verlag, Wiesbaden.
- Traupel, W., (1988): *Thermische Turbomaschinen – Erster Band Thermodynamisch-strömungstechnische Berechnung*, Springer Verlag, Heidelberg.
- Walkingshaw, J., Isiofidis, G., Scheuermann, T., Filsinger, D., Nobuyuki, I., (2015): A Comparison of Mono, Twin and Double Scroll Turbines for Automotive Applications, *ASME Turbo Expo Volume 8*, Paper GT2015-43240, American Society of Mechanical Engineers, Montreal.
- Wallace, F. J., Blair, G. P., (1965): The pulsating flow performance of inward radial flow turbines, *ASME Gas Turbine Conference and Products Show*, Paper 65-GTP-21, American Society of Mechanical Engineers, New York.
- Watson, N., Janota, M. S., (1982): *Turbocharging the Internal Combustion Engine*, Macmillan International Higher Education, London.
- Westin, F., Ångström H.E., (2005): Calculation Accuracy of Pulsating flow through the Turbine of SI-Engine Turbochargers – Part 1: Calculations for choice of Turbines with different flow characteristics, *SAE World Congress & Exhibition Automotive*, SAE Paper 2005-01-0222, SAE-International, San Antonio.

Winkler N., Ångström H.E., Olofsson U. (2005): Instantaneous On-Engine Twin-Entry Turbine Efficiency Calculations on a Diesel Engine, SAE World Congress & Exhibition Automotive , SAE Paper 2005-01-3887, SAE-International, San Antonio.

Winkler N., Ångström H.E. (2007): Study of measured and Model based generated turbine performance maps within a 1D Model of a heavy duty Diesel engine operated during transient conditions, SAE World Congress & Exhibition , SAE Paper 2007-01-0491, SAE-International, Detroit.

Wünsche, A. (1977): Das charakteristische Verhalten von kleinen Abgasturbinen und sein Einfluss auf den Arbeitsprozeß von Dieselmotoren, Dissertation, Rhein-Westfälische Technische Hochschule Aachen.

Yeo, J. H., Baines, N. C., (1994): Laser velocity measurements in a twin-entry vaneless radial turbocharger turbine, JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering Volume 37/4: S. 861-870, Japan Society of Mechanical Engineers, Tokio.

Zinner, K., (1975): Aufladung von Verbrennungsmotoren, Springer Verlag, Heidelberg.

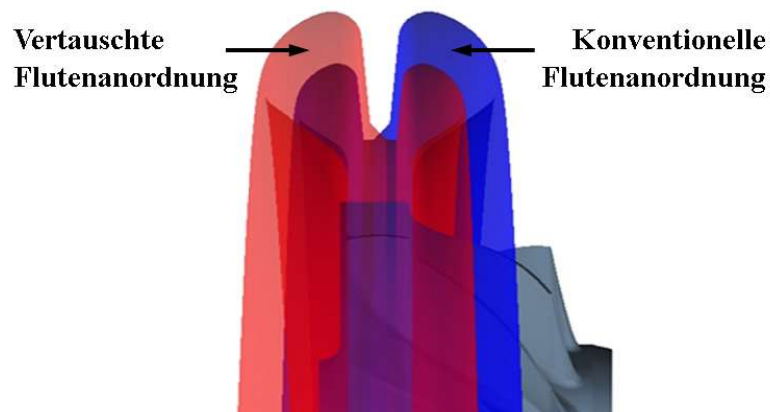
# Anhang

## Weiterführende Untersuchung und Optimierung

Die gewonnenen Erkenntnisse und aufgebauten Methoden wurden für die Untersuchung von zwei Turbinenvarianten angewendet und werden im Folgenden vorgestellt. Die Turbinenvarianten unterscheiden sich lediglich in den Turbinenspiralen. Zum einen wurde das Strömungsverhalten der zweiflutigen asymmetrischen Turbine mit einer vertauschten Anordnung der Fluten untersucht. Zum anderen wurde ausgehend von der bisher untersuchten Turbine eine Modifikation der Volute der kleinen Flut durchgeführt. Die vorgestellten neuen Varianten wurden in definierten Betriebspunkten sowohl numerisch als auch experimentell analysiert. Abschließend erfolgt ein Vergleich des Strömungsverhaltens der beiden Varianten mit dem der Ausgangsturbine.

### Vertauschte Flutenanordnung

Aus der betriebspunktorientierten flutenindividuellen Betrachtung der zweiflutigen asymmetrischen Turbine in Kapitel 7.3 werden die im Bereich der Volllast vorliegenden Druckverhältnisse herangezogen. Diese sind für die Volllastkurve des untersuchten Motors in Bild 7.17 dargestellt. Während der Betriebsbereich der großen Flut nahezu im Bereich der Gleichbeaufschlagung auftritt, weist die kleine Flut eine stärkere Einzelbeaufschlagung auf. Nach den Arbeiten von Wünsche (1977), Baines et al. (1994), Hajilouy-Benisi et al. (2009) und Shahhosseini et al. (2011) zeichnet sich die turbinenaustrittsseitig positionierte Flut durch einen Wirkungsgradvorteil im Vergleich zur lagerseitig positionierten Flut bei Einzelbeaufschlagung aus. Die Untersuchungen wurden jedoch stets mit symmetrischen zweiflutigen Zwillingstromturbinen durchgeführt.



**Bild 9.1:** Turbinenspiralen der konventionellen sowie der vertauschten Flutenanordnung der zweiflutigen asymmetrischen Turbine

Um den Einfluss der Flutenpositionierung bei der asymmetrischen Turbine zu quantifizieren, wird im Vergleich zur bisher untersuchten, im Weiteren als konventionell bezeichneten Turbine (Blau), eine Variante mit vertauschter Flutenanordnung (Rot) untersucht. Die restliche Turbinengeometrie wird beibehalten. Die untersuchte Turbine ist in Bild 9.1 im Vergleich zur konventionellen Turbine dargestellt. Die Volutengeometrien sind halb transparent abgebildet, um beide Varianten überlagert zu zeigen.

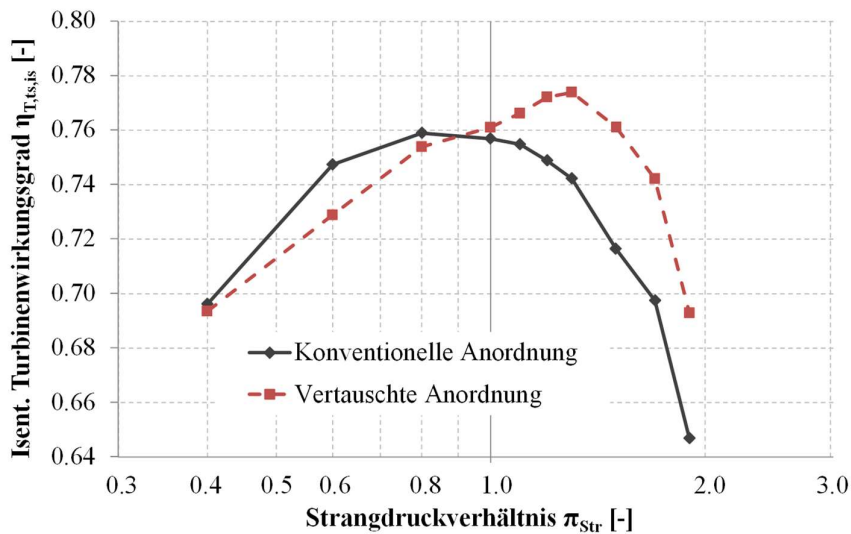
### *Numerische Betrachtung*

Das angewandte numerische Verfahren wurde in Kapitel 6 beschrieben. Das Betriebsverhalten beider Turbinenvarianten wird unter den gleichen Randbedingungen (siehe Tab. 9.1) berechnet. Das Durchsatzverhalten beider Turbinenanordnungen hat sich mit Unterschieden von weniger als 1% als nahezu identisch herausgestellt, sodass im Folgenden lediglich die Turbinenwirkungsgrade beider Varianten verglichen werden. Für die nachfolgende Diskussion wird die kleine Flut weiterhin als Flut eins bezeichnet, sodass das in Gl. (2.29) definierte Strangdruckverhältnis unverändert bleibt. In Bild 9.2 sind die Wirkungsgradverläufe über dem Strangdruckverhältnis beider Varianten dargestellt.

*Tabelle 9.1: Randbedingungen der numerischen Untersuchung der vertauschten Flutenanordnung*

$n_{\text{red}} [1/(\text{min.}\sqrt{\text{K}})]$	$\pi_{\text{Tm}} [-]$	$T_{\text{t,3}} [\text{K}]$
3384	3.5	873

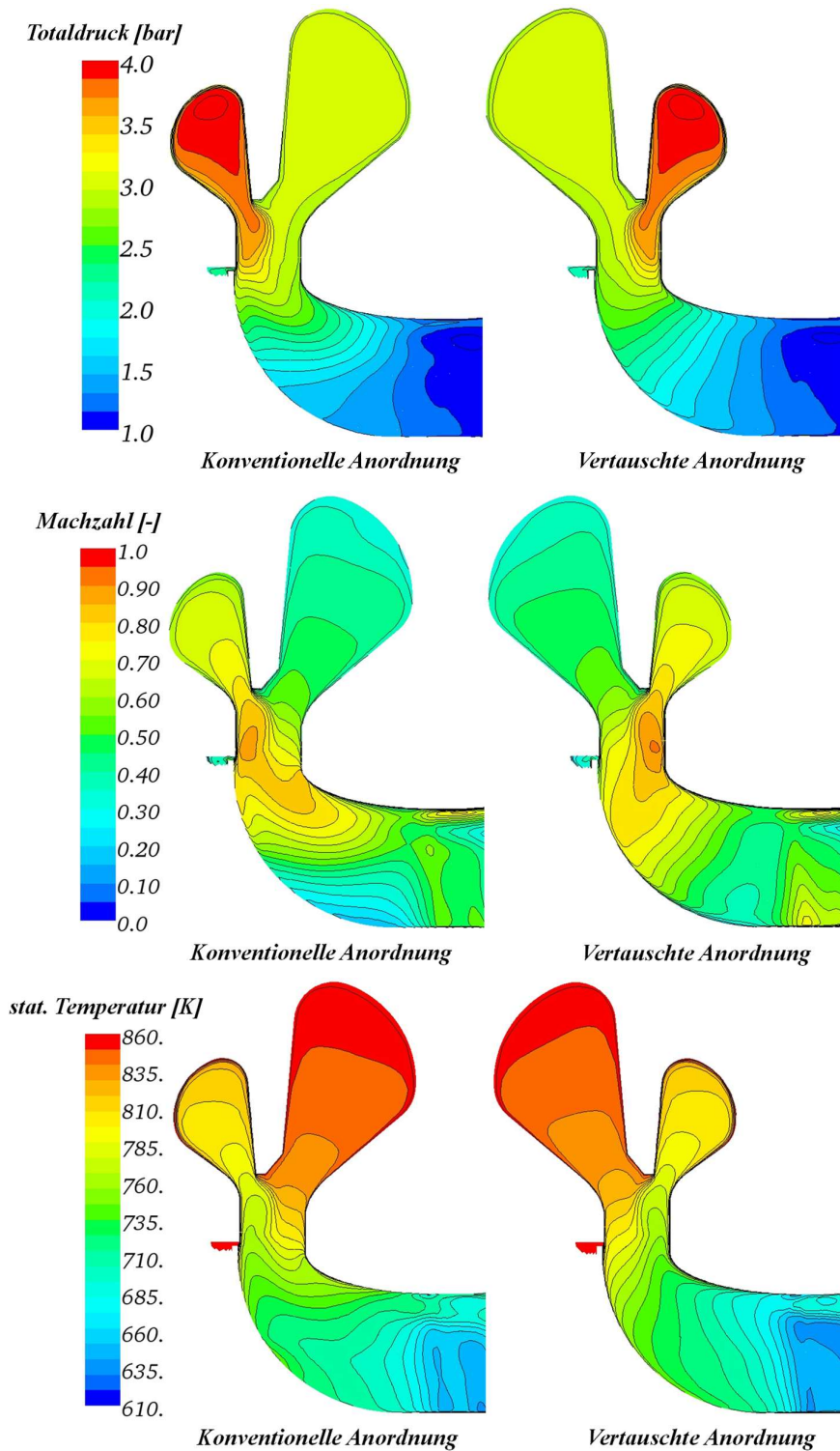
Bei Gleichbeaufschlagung sowie bei sehr geringen Strangdruckverhältnissen, im Bereich der Einzelbeaufschlagung der großen Flut, weisen beide Varianten einen nahezu identischen Turbinenwirkungsgrad auf. Bei Ungleichbeaufschlagung mit stärkerer Beaufschlagung der kleinen Flut zeichnet sich bei der vertauschten Flutenanordnung ein Wirkungsgradvorteil von bis zu ca. 4 % absolut ab. Bei Strangdruckverhältnissen kleiner eins hingegen besitzt die konventionelle Anordnung einen leichten Wirkungsgradvorteil, bis ca. 2 % bei einem Strangdruckverhältnis von ca. 0,6. Das Durchsatzparameterverhältnis ist für die untersuchten Betriebspunkte stets kleiner als eins. Zur detaillierteren Betrachtung der Unterschiede beider Turbinen sind die sich ergebenden Strömungszustände bei Strangdruckverhältnis 1,3 und einem mittleren Druckverhältnis von 3,5 in Bild 9.3 dargestellt.



**Bild 9.2:** Isentroper Turbinenwirkungsgrad der konventionellen sowie der vertauschten Flutenanordnung der zweiflutigen asymmetrischen Turbine unter den Randbedingungen dargestellt in Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.

Im Bereich der Spiralen wird für beide untersuchten Anordnungen ein nahezu spiegel-symmetrischer Verlauf des Totaldrucks berechnet. Erst unmittelbar vor dem Turbinen-radeintritt ergibt sich ein deutlicher Unterschied zwischen den beiden Anordnungen. Bei der konventionellen Anordnung wird ein inhomogenes Profil mit dem höchsten Totaldruck im Bereich des Mittelschnitts der Schaufeln, ähnlich wie in Bild 6.9 bei Einzelbe-aufschlagung der kleinen Flut beobachtet. Für die Anordnung der vertauschten Fluten hingegen wird ein über der Schaufelhöhe sehr homogener Totaldruckverlauf berechnet (Bild 9.3 rechts). Abgeleitet von den in Bild 6.9 dargestellten Ergebnissen ist daraus ein verbesserter Turbinenwirkungsgrad zu erwarten. Aus dem Vergleich der Machzahlen bei-der Turbinenkanäle wird ein deutlicher Unterschied der örtlichen Verteilung der Höchst-werte im Bereich des Radeintritts ersichtlich. Das schon aus den Druckverteilungen er-sichtliche unterschiedliche Strömungsverhalten im Rotor wird von dem Vergleich der Machzahlen im Rotorbereich bestätigt. Die vertauschte Anordnung weist eine über der Kanallänge deutlich homogenere Geschwindigkeitsverteilung auf und deutet auf eine ho-mogenere Strömung und damit gleichmäßigeren Arbeitsumsatz hin. Die berechnete sta-tische Temperatur bestätigt den verbesserten Turbinenwirkungsgrad im Falle der ver-tauschten Fluten durch geringere Temperaturen im Bereich des Turbinenradaustritts. Die experimentelle Untersuchung der beiden Turbinenvarianten wird im Folgenden vorge-stellt.





**Bild 9.3:** Totaldruck, Machzahl und statische Temperatur ca.  $90^\circ$  nach Volutenbeginn in der Schaufelkanalmitte des Turbinenrotors für die konventionelle und vertauschten Flutenanordnung bei Strangdruckverhältnis 1,3 und den Randbedingungen dargestellt in Tabelle 9.2

### ***Experimentelle Betrachtung***

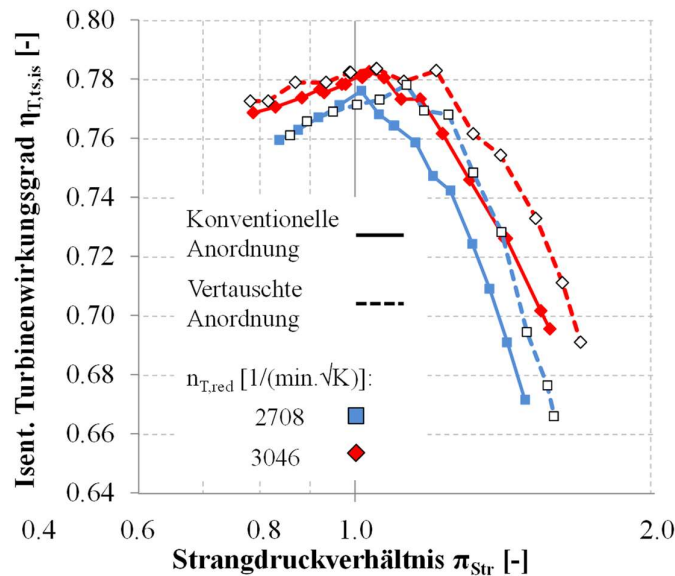
Zur Beurteilung des Turbinenverhaltens werden beide Turbinen unter den gleichen, in Tabelle 9.2 zusammengefassten Randbedingungen auf dem in Kapitel 5 vorgestellten Prüfstand betrieben. Die Messungen werden durch die Leistungsaufnahme des Verdichters begrenzt, sodass es bei einem betrachteten konstanten mittleren Druckverhältnis nicht möglich ist, das gesamte Turbinenkennfeld im Bereich der Doppelbeaufschlagung zu untersuchen.

*Tabelle 9.2: Randbedingungen der experimentellen Untersuchung der vertauschten Flutenanordnung*

$n_{red}$ [1/(min.√K)]	$\pi_{Tm}$ [-]	$T_{t,3}$ [K]
2708	2.1	673
3046	2.6	673

Die gemessenen Durchsatzparameter weisen einen für beide Spiralgehäuse sehr ähnlichen Verlauf auf, wie schon aus den Berechnungsergebnissen zu erwarten war. Das resultierende Turbinenwirkungsgradverhalten ist in Bild 9.4 dargestellt. Zwischen Gleichbeaufschlagung und den geringeren Strangdruckverhältnissen ergibt sich für beide Konfigurationen bei den betrachteten Drehzahlen jeweils ein sehr ähnliches Wirkungsgradniveau. Bei steigendem Strangdruckverhältnis ab ca. 1,5 weisen beide Varianten einen sehr deutlichen Wirkungsgradabfall auf. Es liegt aber dennoch ein Wirkungsgradvorteil der vertauschten Anordnung gegenüber der ursprünglichen Konfiguration bis ca. 3% absolut vor.

Mit Hilfe der numerischen und experimentellen Untersuchungen kann nun auch analysiert werden, ob die in der Literatur beschriebene bezüglich des Wirkungsgrads vorteilhaftere austrittsseitige Position auch für asymmetrische zweiflutigen Turbine gültig ist. Die Ergebnisse zeigen in der Tat, dass auch bei asymmetrischen Spiralgehäusen die Anordnung der Fluten auf der Lager- bzw. Austrittsseite einen Einfluss auf das Strömungsverhalten der Turbine aufweist. Bei der vertauschten Anordnung ergibt sich beim numerisch betrachteten Strangdruckverhältnis von ca. 1,3 auf der Konturseite des Turbinenraudeintritts ein Druckanstieg, was zu einer homogeneren Druckverteilung senkrecht zur Hauptströmungsrichtung im Turbinenrad führt (Bild 9.2 oben). Damit einhergehen reduzierte Sekundärströmungen und somit reduzierte Verluste im Vergleich zur konventionellen Anordnung. Der beobachtete Wirkungsgradvorteil bei der vertauschten Flutenanordnung ist also im Wesentlichen auf einen höheren Druck auf der austrittsseitigen Turbinenflut zurückzuführen. Die Platzierung der druckstärkeren Flut auf der Austrittsseite liefert bei einem, bedingt durch das Motorgesamtssystem, gleichen Strangdruckverhältnis somit einen Turbinenwirkungsgradvorteil bis zu 3% (Bild 9.4).

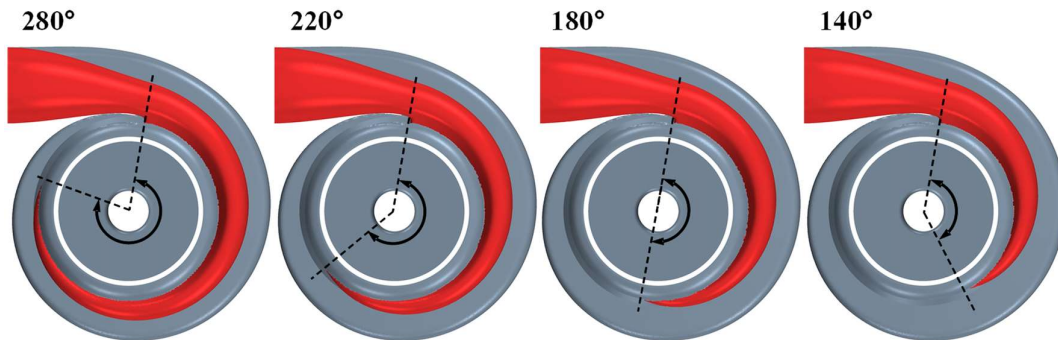


**Bild 9.4: Isentroper Turbinenwirkungsgrad über dem Strangdruckverhältnis der konventionellen und vertauschten Flutenanordnung bei konstanten mittleren Druckverhältnissen**

#### Untersuchung der Einzelbeaufschlagung - Teilstromturbine

Die bisherigen Untersuchungen verdeutlichen die ungünstigen Strömungsbedingungen bei Einzelbeaufschlagung, infolge derer die Turbine einen starken Wirkungsgradabfall aufweist. In Kapitel 6.2 wurde das Wirkungsgradverhalten bei Einzelbeaufschlagung beschrieben, welches in erster Linie durch den starken Totaldruckabfall im Bereich der Düse bestimmt wird. In Kapitel 7.3 sind die Turbinenbetriebspunkte unterschiedlicher Motordrehzahlen im Interaktionskennfeld aufgezeigt. Es fällt auf, dass gerade im Bereich niedriger Motordrehzahlen die Ungleichbeaufschlagung stärker zum Tragen kommt. Ebenso weist die Turbine über einen Motorzyklus eine stärkere Beaufschlagung der kleinen Flut auf. Es stellt sich somit die Frage, ob es möglich ist, eine gezielte Wirkungsgraderhöhung der Einzelbeaufschlagung bzw. der Bereiche nahe der Einzelbeaufschlagung herbeizuführen, welche die beschriebenen Verluste im Bereich der Turbinenspirale reduziert.

Das Ziel einer Wirkungsgraderhöhung wird mit Hilfe eines Ansatzes verfolgt, bei dem die Umschlingung der Spirale der kleinen Flut reduziert wird (DE 10 2011 010 454 A1, Brinkert (2012a)). Die Auslegungsmerkmale der Spirale der kleinen Flut im Bereich des Volutenbeginns sowie die Düsenbreiten beider Teildüsen werden beibehalten. Die Umschlingung der Spirale der großen Flut sowie die restliche Geometrie werden gegenüber der Ausgangsturbine ebenfalls beibehalten. Die numerisch untersuchten Varianten der Teilstromturbine mit unterschiedlichen Umschlingungswinkeln sind in Bild 9.5 dargestellt. Die Untersuchungen werden auf die Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut beschränkt.



**Bild 9.5: Turbinenspiralen der numerisch untersuchten Varianten der Teilstromturbine mit unterschiedlichen Umschlingungen der kleinen Flut**

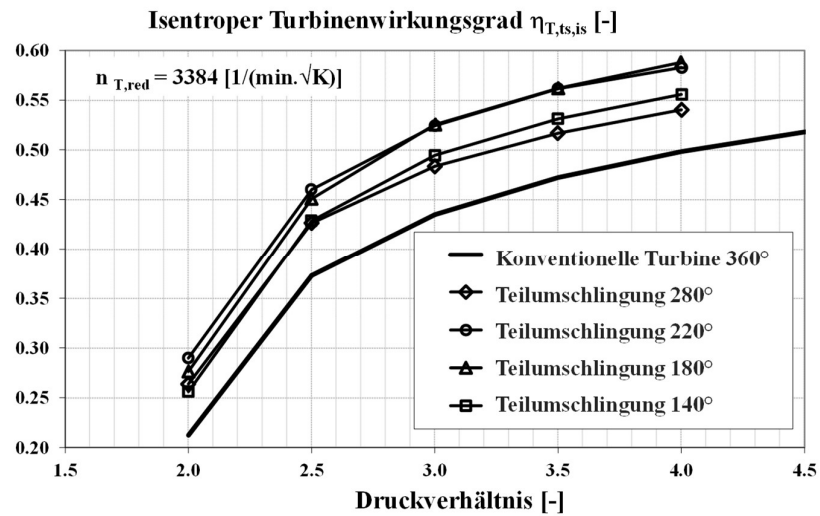
### *Numerische Betrachtung*

Die Untersuchungen der Varianten der Teilstromturbine werden unter jeweils gleichen Betriebsbedingungen durchgeführt (siehe Tabelle 9.3). Das berechnete Durchsatzverhalten der dargestellten Varianten hat sich als nahezu identisch herausgestellt, was zunächst durch die Reduzierung der effektiven Strömungsfläche nicht unmittelbar zu erwarten ist. Durch den veränderten Strömungswinkel am Volutenausstritt aufgrund der veränderten Umschlingung wird die Strömung in die Hauptdüse bzw. die Turbinenradanströmung verändert.

*Tabelle 9.3: Randbedingungen der numerischen Untersuchung der Teilstromturbine*

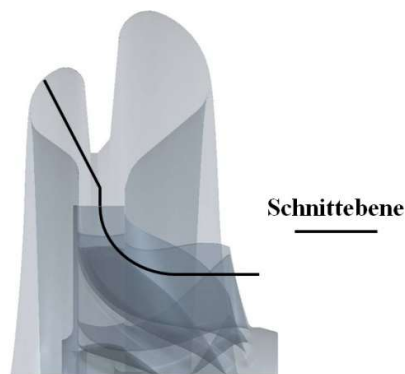
$n_{\text{red}} [1/(\text{min.}\sqrt{\text{K}})]$	$\Phi_{\text{Str}} [-]$	$T_{t,3} [\text{K}]$
3384	$\infty$	873

In Bild 9.6 ist der berechnete Turbinenwirkungsgrad bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut für die untersuchten Varianten der Teilumschlingung über dem Turbinendruckverhältnis dargestellt. Ebenfalls dargestellt ist der berechnete Turbinenwirkungsgrad der konventionellen Turbine bei gleichen Randbedingungen. Alle Varianten weisen für die untersuchten Betriebspunkte einen Wirkungsgradvorteil auf. Eine bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut optimale Teilumschlingung zeichnet sich im Bereich von  $200^\circ$  ab. Gegenüber der Ausgangsturbine mit einer Umschlingung von  $360^\circ$  wird eine Wirkungsgradsteigerung von absolut ca. 8% beobachtet. Der absolute Wirkungsgradvorteil der unterschiedlichen Varianten der Teilumschlingung ist nahezu konstant über dem gesamten Druckverhältnis.



**Bild 9.6:** Isentrope Turbinenwirkungsgrad der Turbinenvarianten mit Teilumschlingung der Spirale der kleinen Flut bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut

Zur detaillierten Auswertung der Wirkungsgradverbesserung werden die Totaldruck- und Machzahlverläufe im Düsen- und Rotorbereich der Teilstromturbine mit einer Umschlingung der kleinen Flut von 200° mit denen der Basisturbine verglichen. Die Auswertung wird auf der in Bild 9.7 dargestellten Schnittebene durchgeführt. In Bild 9.8 sind der Totaldruck und die Machzahl beider Turbinenvarianten in einer Abwicklung dargestellt.



**Bild 9.7:** Ebene zur Auswertung der Strömungszustände der Teilstromturbine

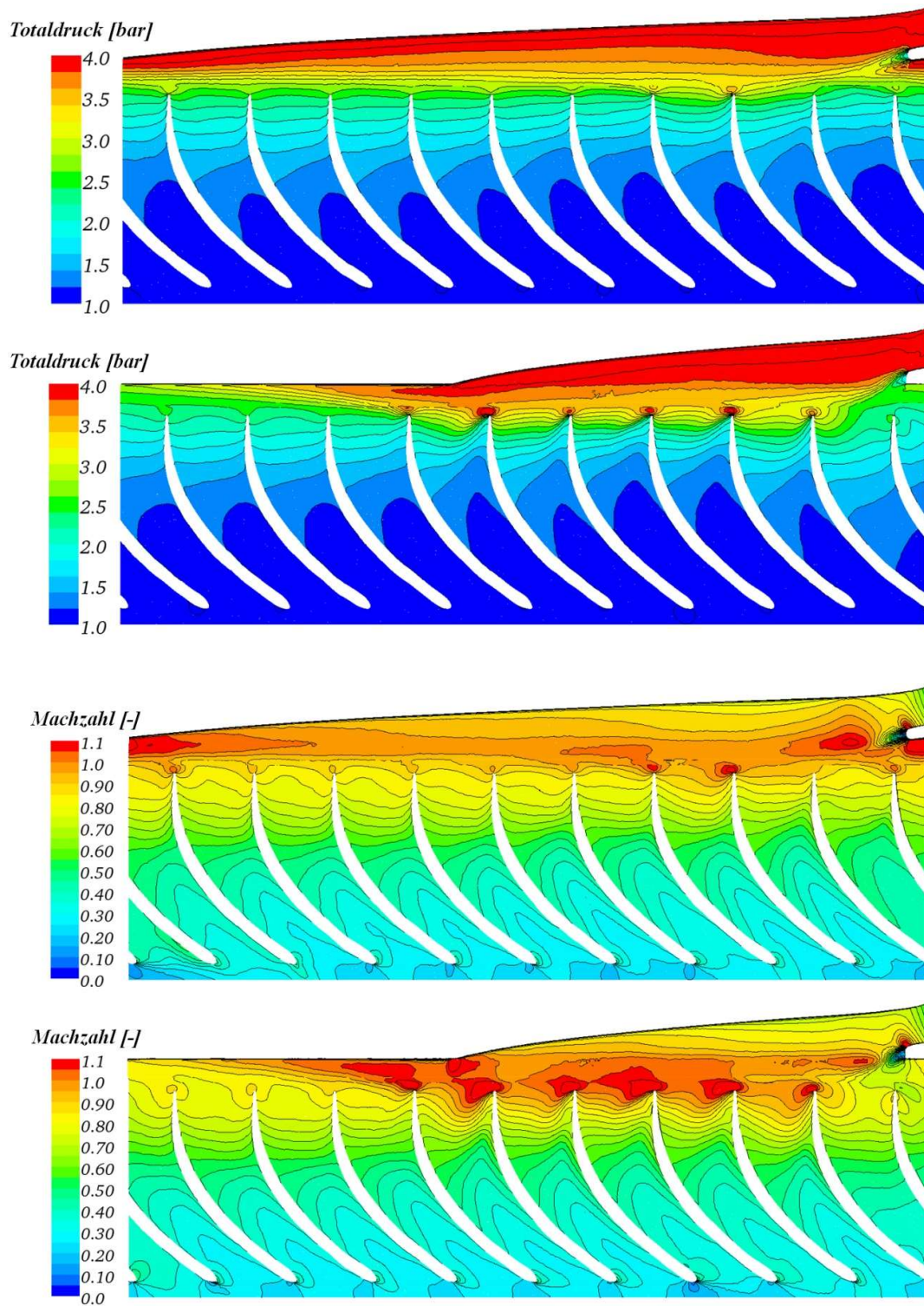


Bild 9.8: Totaldruck und Machzahl der konventionellen und der Teilstromturbine mit einer Umschlingung von 200° bei Druckverhältnis 4.0 bei 3384 1/(min.K<sup>0.5</sup>)

Die starke Totaldruckabsenkung im Bereich des Turbinenradeintritts der konventionellen Turbine ist deutlich zu erkennen. Die Teilstromturbine hingegen weist im Bereich des Turbinenradeintritts einen lokalen Anstieg des Totaldrucks im Vergleich zur konventionellen Turbine, im Mittel um ca. 15%, auf. Während für die konventionelle Turbine ein über dem Umfang nahezu gleichförmiges Strömungsbild berechnet wird, kennzeichnen die Teilstromturbine erkennbare Unterschiede der Strömung zwischen dem beaufschlagten und dem nicht beaufschlagten Teil der Turbine. Im Bereich der Spirale ist ein deutlich höherer Totaldruck als am restlichen Umfang zu erkennen. Aus Bild 6.8 ist für die konventionelle Turbine im Bereich des Turbinenradeintritts bei den untersuchten Randbedingungen ein Totaldruck von ca. 2,4 bar zu entnehmen. Für die Turbine mit einer Teilumschlingung von  $200^\circ$  wird ein Totaldruck im Bereich des Turbinenradeintritts von ca. 2,8 bar berechnet. Die Strömungsverluste bis zum Turbinenradeintritt können über die Teilumschlingung somit deutlich reduziert werden.

Die konventionelle Turbine zeichnet sich durch geringere Machzahlen im Radeintrittsbereich aus. Die Teilstromturbine weist im Bereich der Beaufschlagung deutlich höhere Machzahlen auf. Diese sind auf die Reduzierung der Düsenfläche der kleinen Flut der Teilstromturbine zurückzuführen, welche eine stärkere Beschleunigung der Strömung bis zum Turbinenradeintritt bewirkt. Der relative Anströmwinkel im Radeintrittsbereich wird für die Teilstromturbine um  $15^\circ$  verändert und ermöglicht eine rein radiale Anströmung. Im Vergleich zu dem von Watson et al. (1982) definierten optimalen relativen Anströmwinkel von  $-20^\circ$  weist die Teilstromturbine einen deutlich besseren Anströmwinkel auf als die konventionelle Turbine, welche einen Anströmwinkel von ca.  $15^\circ$  in Strömungsrichtung aufweist. Das berechnete Strömungsfeld im Rotor und an dessen Eintritt der Teilstromturbine ähnelt im nicht beaufschlagten Bereich der kleinen Flut dem der konventionellen Turbine. In diesem Bereich ergibt sich eine ähnliche Machzahlverteilung beider Turbinen, was auf vergleichbare Verluste in diesem Bereich hindeutet. Der Bereich der Teilumschlingung ermöglicht durch die Reduktion der effektiven Strömungsfläche in die Hauptdüse eine verbesserte Anströmung des Laufrads. Gleichzeitig werden die Verluste im Düsenbereich reduziert, was am Radeintritt zu einer Totaldruckanhebung im exemplarisch betrachteten Fall um ca. 0,4 bar führt. Sowohl die Anströmbedingungen zum als auch der Totalzustand vor dem Turbinenrotor führen somit zu einem deutlichen Anstieg des Turbinenwirkungsgrads.

Die Teilstromturbine zeigt aufgrund der über dem Umfang lokal optimierten Radeintrittsrandbedingungen einen Wirkungsgradvorteil im Vergleich zur konventionellen Turbine. Diese über dem Radumfang stärkere Inhomogenität wird dennoch Aufgrund der numerischen Simulationsmethodik der dreidimensionalen Berechnung als nicht vollständig erfassbar angesehen. Die starke Inhomogenität der Strömung Teilstromturbine über dem Umfang des Radeintritts wird mittels der vorgestellten dreidimensionalen Berechnungsmethodik nicht vollständig erfasst. Insbesondere das Füllen und Entleeren der einzelnen Schaufelkanäle in Umfangsrichtung. Zur Überprüfung der Ergebnisse folgt daher die experimentelle Betrachtung der Turbine mit einer Teilumschlingung der Volute der kleinen Flut.

### Experimentelle Betrachtung

Für die experimentellen Untersuchungen wurde ein neues Turbinengehäuse konstruiert und gefertigt. Die Volute der kleinen Flut weist nun eine Umschlingung von  $200^\circ$  auf, ähnlich zu den in Bild 9.5 dargestellten Voluten mit einer Umschlingung von  $180^\circ$  bzw.  $220^\circ$ . Die Randbedingungen der experimentellen Untersuchungen sind in Tabelle 9.4 zusammengefasst.

Tabelle 9.4: Randbedingungen der experimentellen Untersuchung der Teilstromturbine

$n_{\text{red}} [1/(\text{min.}\sqrt{\text{K}})]$	$\Phi_{\text{Str}} [-]$	$T_{t,3} [\text{K}]$
1354 / 2031 / 2708	$\infty$	873

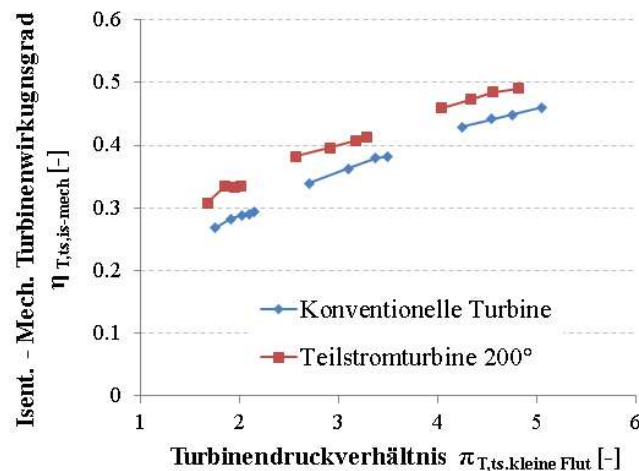


Bild 9.9: Isentrop-mechanischer Turbinenwirkungsgrad der konventionellen und Teilstromturbine mit einer Umschlingung von  $200^\circ$  bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut

In Bild 9.9 ist der Turbinenwirkungsgrad bei Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut der konventionellen und der Teilstromturbine im Vergleich dargestellt. Es zeichnet sich ein Turbinenwirkungsgradvorteil der Teilstromturbine von ca. 4-5% Punkte ab. Dies entspricht einer relativen Turbinenwirkungsgradverbesserung von 10-20%, abhängig von dem betrachteten Druckverhältnis der Turbine. Die Teilstromturbine führt somit bei geringen Motordrehzahlen selbst unter zum Teil starker Ungleichbeaufschlagung zu einer verbesserten Umsetzung der Abgasenergie. Das in den numerischen Untersuchungen gefundene Verbesserungspotential der zweiflutigen asymmetrischen Turbine wird somit durch die Messergebnisse bestätigt. Der Verlauf des Turbinenwirkungsgrades der Teilstromturbine weist im Vergleich zum Wirkungsgradverlauf der konventionellen Turbine eine nahezu konstante Verschiebung zu höheren Werten auf. Dieser Verlauf wurde schon in der numerischen Betrachtung identifiziert, was als Hinweis darauf gewertet darf, dass die Strömungsvorgänge in der numerischen Betrachtung im Wesentlichen richtig erfasst



---

werden. Eine weitere Optimierung der im Zusammenhang mit der Teilumschlingung einer Flut vorgestellten Maßnahmen ist denkbar, insbesondere bezogen auf die Gestaltung der Hauptdüse und wurden von Brinkert et al. (2012) vorgestellt.

Eine Modellierung der Teilstromturbine über den in Kapitel 7.4 vorgestellten vereinfachten Ansatz wird die gezeigten Turbinenwirkungsgradvorteile berücksichtigen. Dies erfolgt aufgrund der Tatsache, dass sich bei Einzelbeaufschlagung ein Wirkungsgradvorteil ergibt und dieser Strömungszustand als Stützstelle in der Modellierung herangezogen wird. Es wird ein grundsätzlich ähnliches Strömungsverhalten der Teilstromturbine zur konventionellen Zwillingsstromturbine erwartet. Somit sind die in Kapitel 7.4 beschriebenen Zusammenhänge auch hier noch gegeben und die Modellierungsmethodik als solche zulässig. Ein zu erwartendes quantitativ unterschiedliches Verhalten zwischen den Einzelbeaufschlagungen beider Fluten und der Gleichbeaufschlagung kann daher auch über die vereinfachte Modellierung der zweiflutigen Turbine erfasst werden.

Die untersuchten Turbinenvarianten zeigen zwei Ansätze von möglichen Verbesserungen bzw. weitere Freiheitsgrade in der Auslegung von zweiflutigen Turbinen. Es wurde gezeigt, dass die Anordnung der Fluten bei asymmetrischer Auslegung der zweiflutigen Turbine von Bedeutung ist. Unter der Annahme einer stärkeren Druckbeaufschlagung der durchsatzschwächeren Flut kann es durchaus vorteilhaft sein, diese auf der Turbinenaustrittseite zu positionieren. Für das Strömungsverhalten der Einzelbeaufschlagung der kleinen Flut einer asymmetrischen Turbine kann es vorteilhaft sein, die Volute nur über einen Teil des Umfangs des Turbinenrads zu führen. Weitere Untersuchung im Bereich der Optimierung zweiflutiger asymmetrischer Turbinen wären in diesem Bereich sowohl seitens dem wissenschaftlichen Charakter als auch für zukünftige industrielle Anwendungen von Vorteil.

## Zusätzliche Informationen und Auswertungen

Tabelle 9.5: Gemessene normierten Turbinendrehzahlen bei konstanten Strangdruckverhältnis

$\pi_{\text{str}} [-]$	Turbinendrehzahl $n_{\text{red}} [1/(\text{min} \cdot \sqrt{\text{K}})]$				
	1354	2031	2708	3046	3384
Min	x	x	x	x	x
0.7			x	x	x
0.8		x	x	x	x
0.9	x	x	x	x	x
1.0	x	x	x	x	x
1.25	x	x	x	x	x
1.5	x	x	x	x	x
1.9		x	x	x	x
2.4			x	x	x
Max	x	x	x	x	

Tabelle 9.6: Gemessene normierten Turbinendrehzahlen bei konstanten Durchsatzparameterverhältnis

$\Phi_{\text{str}} [-]$	Turbinendrehzahl $n_{\text{red}} [1/(\text{min} \cdot \sqrt{\text{K}})]$				
	1354	2031	2708	3046	3384
0	x	x	x	x	x
0.25	x	x	x	x	x
0.42	x	x	x	x	x
0.65		x	x	x	x
1.0	x	x	x	x	x
$\infty$	x	x	x	x	

Tabelle 9.7: Gemessene normierten Turbinendrehzahlen bei Strangtemperaturvariation

$\Phi_{\text{str}} [-]$	$\tau_{\text{Str}} [-]$	Turbinendrehzahl $n_{\text{norm}} [1/(\text{min} \cdot \sqrt{\text{K}})]$				
		1354	2031	2708	3046	3384
0.25	1.0	x	x	x	x	x
	0.55			x	x	x
0.65	1.0		x	x	x	x
	1.75			x	x	x

Herleitung der Gleichung (2.8)

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot c \quad (10.61)$$

$$\dot{m} = \frac{p \cdot A \cdot c}{R \cdot T} \quad (10.62)$$

$$\dot{m} = \frac{p \cdot A \cdot c}{R \cdot T} \cdot \frac{p_t}{p_t} \cdot \frac{T_t}{T_t} \quad (10.63)$$

$$\dot{m} = \frac{p_t}{\sqrt{T_t}} \cdot \frac{A \cdot c}{R \cdot \sqrt{T}} \cdot \frac{p}{p_t} \cdot \frac{T_t}{T} \quad (10.64)$$

$$\dot{m} = A \cdot p_t \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{R \cdot T_t}} \cdot \frac{c}{\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T}} \cdot \left(\frac{p}{p_t}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (10.65)$$

$$\dot{m} = A \cdot p_t \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{R \cdot T_t}} \cdot Ma \cdot \left(\frac{p}{p_t}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (10.66)$$

$$\dot{m} = A \cdot p_t \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_t}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left( \left( \frac{p}{p_t} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p}{p_t} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)} \quad (10.67)$$

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot a \cdot Ma_x = A \cdot p_t \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_t}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left( \left( \frac{p}{p_t} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p}{p_t} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)} \quad (10.68)$$

Herleitung der Gleichung (5.35)

$$\dot{m} = \rho \cdot A_{eff} \cdot c \quad (10.69)$$

$$\dot{m} = \frac{\rho}{\rho_t} \cdot \rho_t \cdot A_{eff} \cdot \frac{c}{a} \cdot a \quad (10.70)$$

$$\dot{m} = \left[ 1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot Ma^2 \right]^{\frac{1}{\kappa-1}} \cdot \frac{p_t}{R \cdot T_t} \cdot A_{eff} \cdot Ma \cdot \sqrt{\kappa \cdot R \cdot \frac{T_s}{T_t} \cdot T_t} \quad (10.71)$$

$$\dot{m} = \left[ 1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot Ma^2 \right]^{\frac{1}{\kappa-1}} \cdot \frac{p_t}{\sqrt{R \cdot T_t}} \cdot A_{eff} \cdot Ma \cdot \sqrt{\kappa \cdot \frac{T_s}{T_t}} \quad (10.72)$$

$$Ma = \frac{\dot{m}}{p_t \cdot A_{eff}} \cdot \sqrt{\frac{R \cdot T_t}{\kappa}} \cdot \left[ 1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot Ma^2 \right]^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}} \quad (10.73)$$

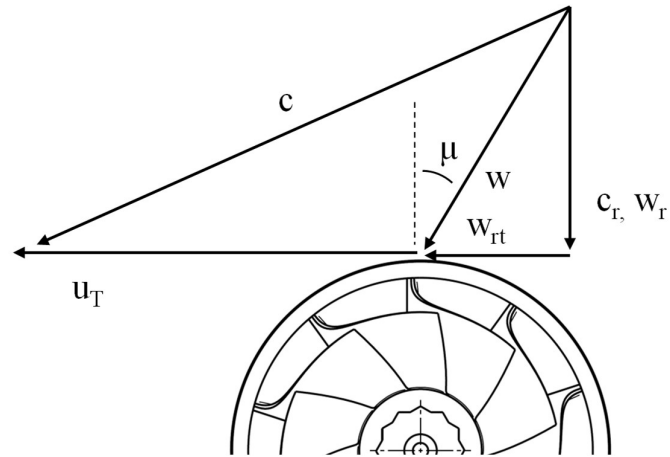
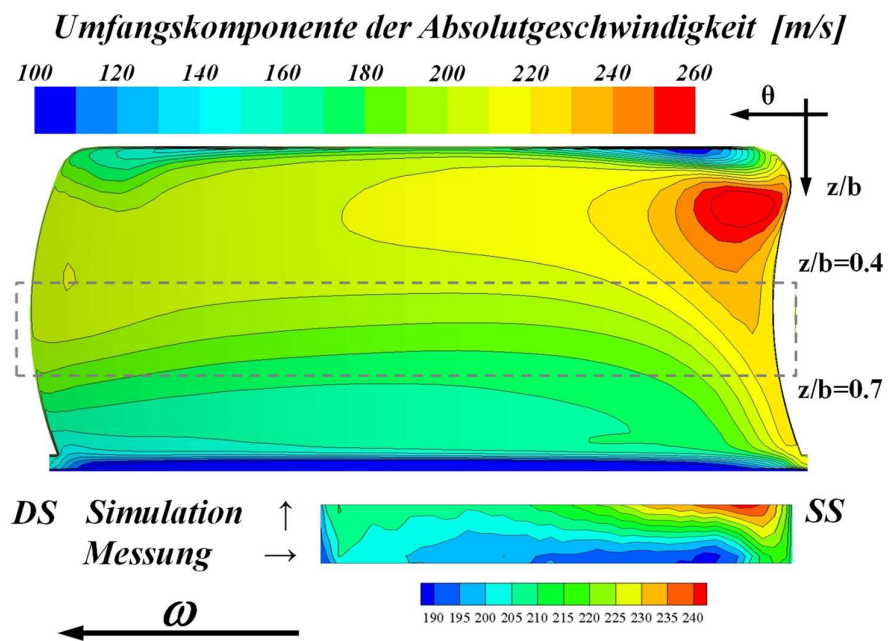


Bild 9.10: Geschwindigkeitsdreieck am Turbinenradeintritt

$$\mu = \arctan\left(\frac{w_{rt}}{w_r}\right) \quad (10.74)$$

Bild 9.11: Vergleich der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit der Messung und der Simulation im Bereich des Turbinenradeintritts bei  $r/R_T = 1,0$

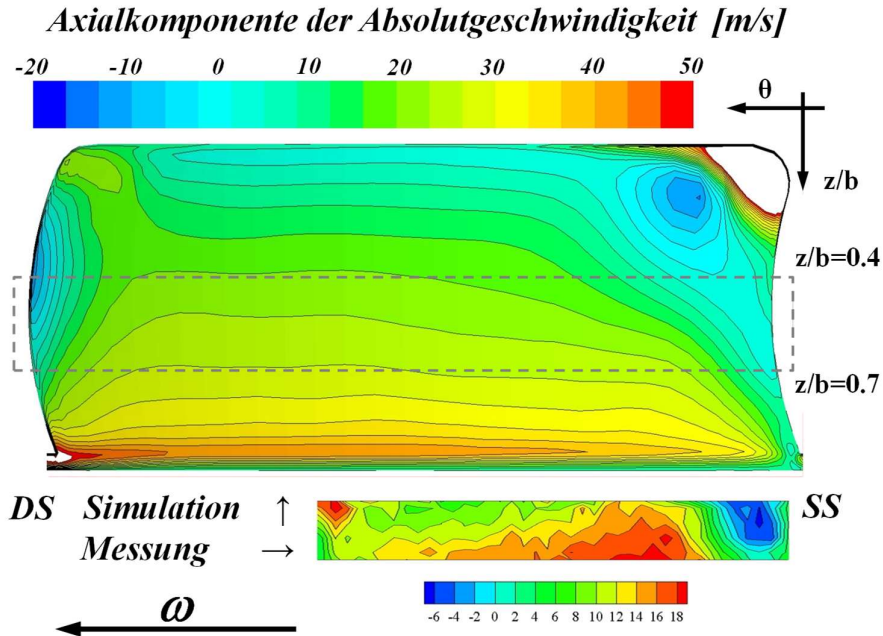


Bild 9.12: Vergleich der Axialkomponente der Absolutgeschwindigkeit der Messung und der Simulation im Bereich des Turbinenradeintritts bei  $r/R_T = 1,0$

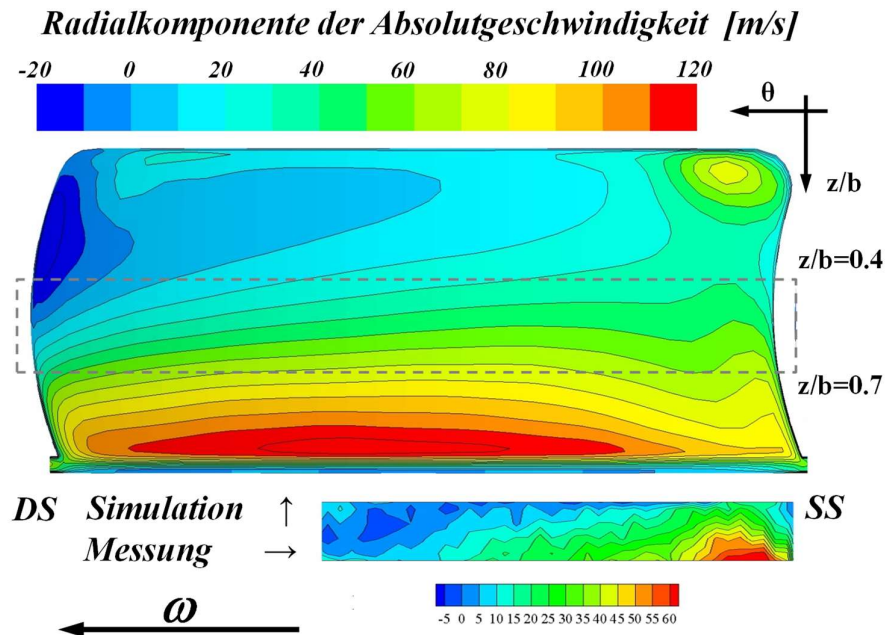


Bild 9.13: Vergleich der Radialkomponente der Absolutgeschwindigkeit der Messung und der Simulation im Bereich des Turbinenradeintritts bei  $r/R_T = 1,0$

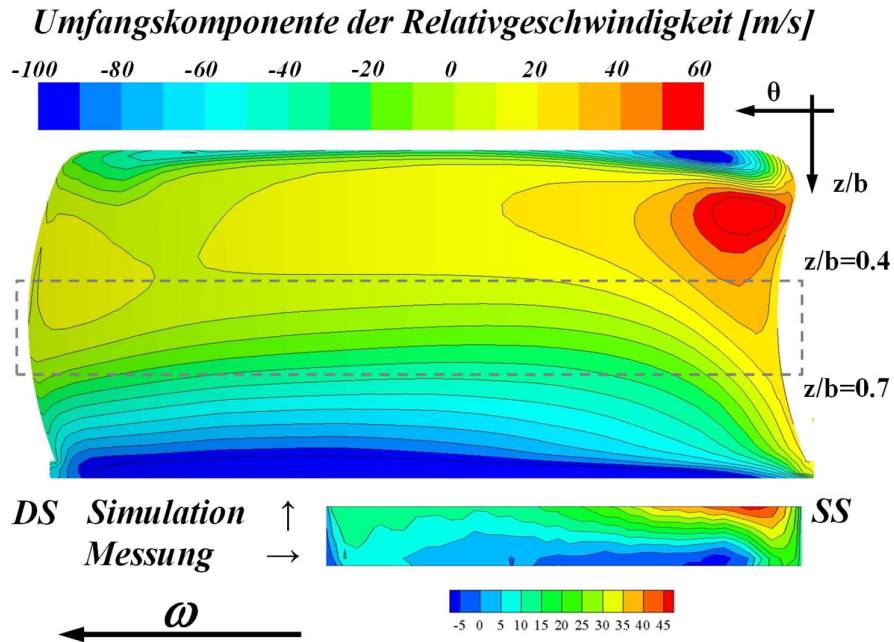


Bild 9.14: Vergleich der Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit der Messung und der Simulation im Bereich des Turbinenradeintritts bei  $r/RT = 1,0$

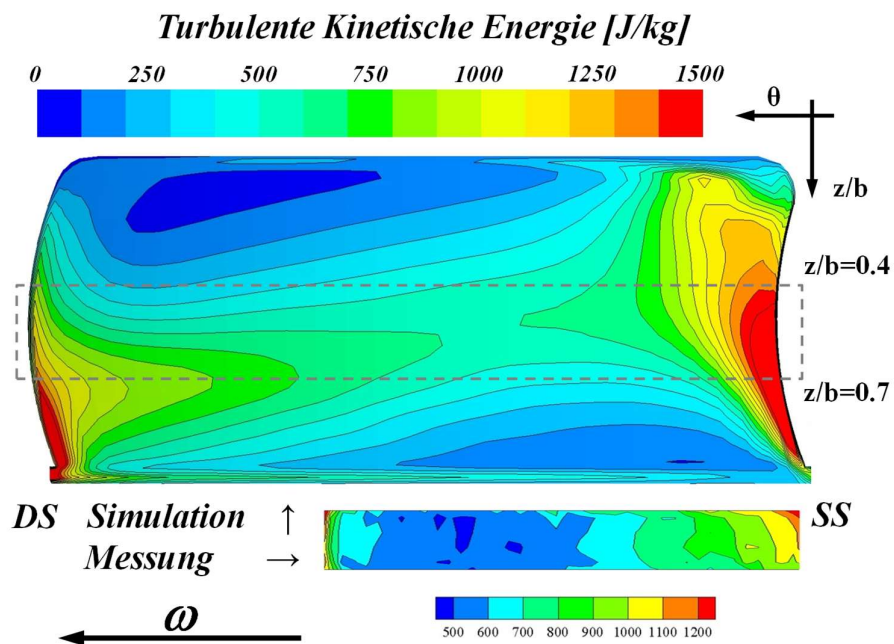


Bild 9.15: Vergleich der Turbulenten Kinetischen Energie der Messung und der Simulation im Bereich des Turbinenradeintritts bei  $r/RT = 1,0$

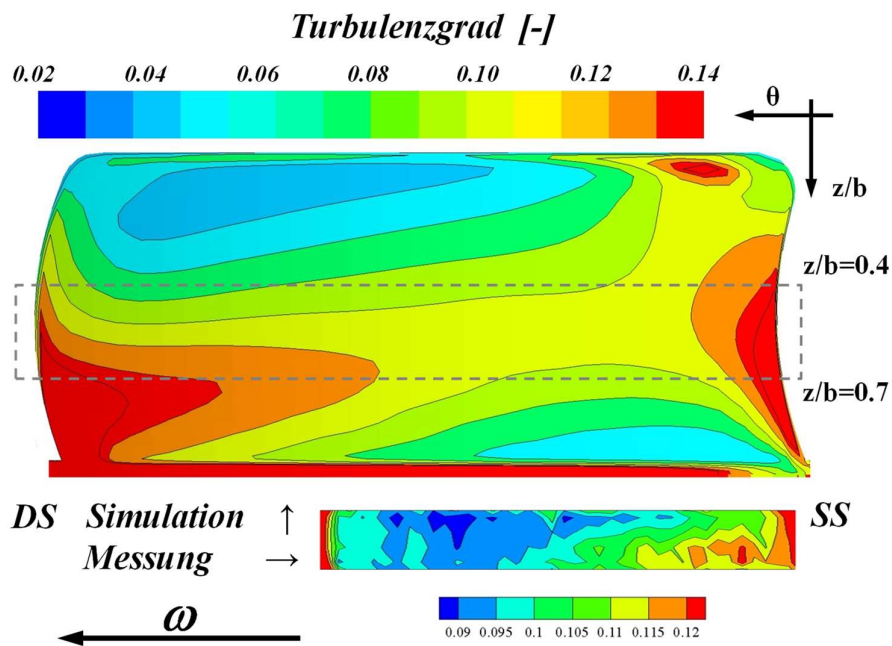


Bild 9.16: Vergleich des Turbulenzgrads der Messung und der Simulation im Bereich des Turbinenradeintritts bei  $r/RT = 1,0$

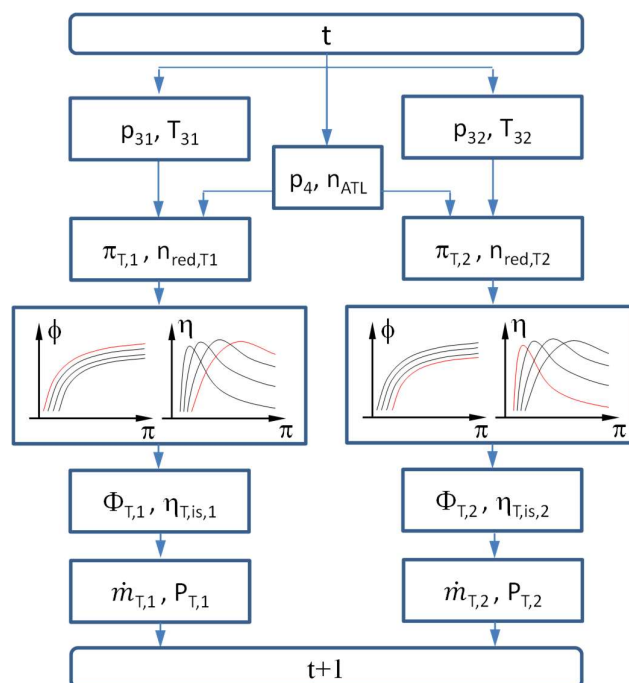


Bild 9.17: Flussdiagramm der „Konventionellen“ Modellierung des Strömungsverhaltens der zweiflutigen Turbine in der Motorprozesssimulation



---

## Lebenslauf

Name: Nils Brinkert

Geburtsdatum: 01. April 1984 in Weener

Familienstand: Verheiratet, 3 Kinder

Schulbildung:

1990 – 2002 Escola Secundária de Albufeira, Portugal  
Abitur im Juni 2002

Hochschulstudium:

2002 – 2006 Allgemeiner Maschinenbau  
Instituto Superior Técnico, TU Lissabon, Portugal

2006 – 2007 ERASMUS an der RWTH-Aachen  
Master of Science – Mechanical Engineering  
Allgemeiner Maschinenbau Vertiefung Verbrennungsmotoren

Berufliche Tätigkeit:

2008 – 2011 Wissenschaftlicher Angestellter bei Daimler AG  
Vorentwicklung Verbrennungsmotoren

2011 – 2012 Entwicklungsingenieur Abgasturboaufladung  
IHI Charging Systems International, Heidelberg

2012 – 2013 Entwicklungsingenieur Abgasturboaufladung  
High Performance Powertrains, Brixworth, UK

2014 – 2015 Entwicklungsingenieur Vorentwicklung Abgasturboaufladung  
Daimler AG

2016 - Teamleiter Serienentwicklung Abgasturboaufladung Ottomotoren  
Daimler AG



Die Entwicklung moderner Hubkolbenmotoren zielt auf die Reduktion der Emissionen und die Erhöhung der spezifischen Leistung ab. In diesem Rahmen hat die Abgasrückführung einen besonderen Stellenwert erhalten. Die Abgasturboaufladung in Verbindung mit einer zweiflutigen asymmetrischen Turbine ermöglicht die Kombination aus einem optimalen Ladungswechsel und der Abgasrückführung.

Im Rahmen der vorgestellten Studie wird das Verständnis für die Strömungsphänomene einer zweiflutigen asymmetrischen Radialturbine vertieft. Die notwendigen aerodynamischen und thermodynamischen Messungen zur Beschreibung des Betriebsverhaltens der zweiflutigen Turbine werden im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführt. Aus den Ergebnissen von Versuch und dreidimensionaler numerischer Strömungssimulation wird ein Modell der zweiflutigen Turbine für die Ladungswechselsimulation entwickelt und mit Ergebnissen aus Motorversuchen validiert. Die auf Kennfeldern beruhende Beschreibung der Turbine bei der Ladungswechselsimulation eines Abgasturbolader-aufgeladenen Motors wird merklich verbessert.

Zum Verständnis der Interaktion von Motor und Turbine wird das Interaktionskennfeld eingeführt und ein Ansatz zur betriebspunktorientierten Auslegung und Optimierung einer zweiflutigen Turbine vorgestellt. Basierend auf diesem Verständnis wird eine Methode entwickelt, die das Zusammenspiel der Turbine mit der Verbrennungskraftmaschine verlässlich und mit geringem Zeitaufwand vorhersagen kann.

**Logos Verlag Berlin**

**ISBN 978-3-8325-5506-1**

**ISSN 1615-4983**