

Kennfelderweiterung einer supersonischen axialen Impulsturbine durch variable Teilbeaufschlagung

Supersonic axial impulse turbine with variable partial admission
for an extended performance map

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur
genehmigte Dissertation

von
Dipl.-Ing. Harald Sebastian Kunte

2019

Schlagwörter:

Organic Rankine Cycle (ORC), supersonische Impulsturbine, Teilbeaufschlagung, Abgaswärmenutzung

Keywords:

Organic Rankine Cycle (ORC), supersonic impulse turbine, partial admission, waste heat recovery

Diese Dissertation ist als gedrucktes Buch im Verlag Dr. Hut unter der ISBN 978-3-8439-4001-6 verfügbar.

1. Referent: Professor Dr.-Ing. Jörg Seume
2. Referent: Professor Dr.-Ing. Peter Eilts
Tag der Promotion: 14.02.2019

Kurzfassung

Mit der fortschreitenden Optimierung moderner Verbrennungsmotoren in Straßenfahrzeugen gewinnen alternative Systeme zur Effizienzsteigerung an Bedeutung. Dabei verspricht die Abgaswärmenutzung mittels eines Organic Rankine Cycles (ORC) ein signifikantes Potential zur Treibstoffeinsparung. Der Wirkungsgrad des ORCs ist stark vom Wirkungsgrad der Expansionsmaschine abhängig. Die These dieser Arbeit lautet: Axiale Turbinen eignen sich für den Einsatz in ethanolbetriebenen ORCs geringer Leistung und weisen durch eine variable Teilbeaufschlagung ein verbessertes Teillastverhalten auf.

Eine thermodynamische Analyse bestätigt die Eignung von Ethanol als Kreislaufmedium für eine LKW-Anwendung. Es ergibt sich allerdings ein hohes Druckverhältnis von bis zu 49 bei geringen Massenströmen. Für einen effizienten Betrieb wurde eine Turbine entwickelt, die sich durch supersonische Schaufelkonturen und eine variable Teilbeaufschlagung zur Kennfelderweiterung auszeichnet. Die aerodynamische Bewertung der Turbine erfolgte mit CFD, die mit einem analytischen Ansatz zur Verlustberechnung durch Teilbeaufschlagung gekoppelt wurde. Mit diesem Ansatz wird eine Leistung der Turbine von 1,1 bis 18,5 kW bei einem Wirkungsgrad von 37,1 bis 65,8% prognostiziert.

Für die experimentelle Untersuchung der Turbine wurde eine getriebelose Generator-einheit gefertigt. Erstmals kam hier in einem ORC eine gasgeschmierte Gleitringdichtung aus dem Turboladerbereich zum Einsatz. Durch Fertigungsabweichungen im Hals der La-valdüsen kommt es zu einer Kennfeldverschiebung der Turbine zu höheren Massenströmen und Leistungen. Es zeigte sich, dass diese Massenstromerhöhung nicht proportional zum engsten Querschnitt, sondern zu einer gekrümmten Isofläche im Düsenhals erfolgt. Dadurch steigt die numerisch ermittelte Leistung auf 1,91 bis 24,1 kW mit einem Wirkungsgrad von bis zu 66,0%. Im Rahmen der experimentellen Untersuchung wurden 40% des Turbinenkennfelds vermessen. Dabei erzielte die Turbine eine Leistung von 1,8 bis 7,6 kW bei einem Wirkungsgrad von 42,1 bis 56,7%, was gut mit der CFD-basierten Auslegung übereinstimmt. Auf Basis dieser Kennfelder wurde mit einer Kreisprozesssimulation ein Treibstoffeinsparpotential von bis zu 4,5% ermittelt. Darüber hinaus bestätigte sich das Potential zur Prozessverbesserung durch variable Teilbeaufschlagung.

Über einen breiten Kennfeldbereich zeigen die Turbinen einen charakteristischen Strömungszustand. Bei einem ausreichend hohen Turbinendruckverhältnis ist die Verteilung von Mach-Zahl und Druckverhältnis bezogen auf den Eintrittsdruck bis zum Rotoraustritt zwar drehzahlabhängig, aber unabhängig vom Eintritts- und Austrittsdruck. Eine Anpassung an den Turbinenaustrittsdruck erfolgt erst am Rotoraustritt durch eine supersonische Expansion. Diese supersonische Expansion führt bei Druckverhältnissen deutlich über dem Auslegungsdruck zu signifikanten Verlusten. Dem entgegen tritt bei zu niedrigen Druckverhältnissen eine Rückwirkung vom Turbinenaustrittsdruck auf, die den beschriebenen Strömungszustand verhindert und ebenfalls zu Verlusten führt.

Abstract

Progress on the optimization of modern combustion engines requires new and innovative systems to achieve further reduction in fuel consumption. One promising approach is the use of Organic Rankine Cycles (ORC) for waste heat recovery. The effectiveness of these ORCs depends significantly on the efficiency of the implemented expansion machine. The thesis of this work is that axial turbines are suitable for low power ORCs with ethanol as working fluid and have an improved off-design performance due to a variable partial admission.

A thermodynamic analysis confirmed ethanol as a promising working fluid for a truck application. However, it requires high pressure ratios of up to 49 and small mass flow rates. A single stage, supersonic turbine was investigated for these challenging boundary conditions. This turbine is characterized by supersonic blade profiles and a variable partial admission is implemented to improve the off-design performance. CFD calculations were performed to predict the performance. The losses due to partial admission were considered by an empirical approach. These CFD calculations predict a power of 1.1...18.5 kW and an efficiency of 37.1...65.8%.

A gearless generator unit was designed, which matches the rotational speed and power of the turbine. For the first time an aerodynamically lubricated axial face seal, originally developed for turbochargers, was utilized within an ORC application. The manufactured turbine stator turned out to have exceedingly large throat areas of the de Laval nozzles, which cause shift in the performance map to higher mass flow rates and power. It is shown that the mass flow increase is not proportional to the plane area in the throat, but proportional to a curved isosurface near the throat. This results in a power increase of the turbine on 1.91...24.1 kW and an efficiency of up to 66.0%. 40% of the performance map of the turbine were measured during the experimental investigation. The turbine achieved a power of 1.8...7.6 kW and an efficiency of 42.1...56.7%, which agreed well with the CFD-based design predictions. A potential fuel saving of 4.5% were determined with the performance maps of these turbines. Additionally, it was shown that variable partial admission possesses the opportunity to improve the thermodynamic cycle.

The investigated turbines show a characteristic flow over a wide range of the performance map. Upstream the rotor outlet, the distribution of Mach number and pressure ratio with reference to the inlet pressure are independent of the inlet and outlet pressure, but dependent on the rotational speed. The adjustment to the turbine outlet pressure occurs downstream the rotor outlet. This occurs with a supersonic expansion. However, if the supersonic expansion is very strong, it becomes a significant contributor to the losses. Contrary to this, too low turbine pressure ratios cause an impact of the turbine outlet pressure on the rotor flow, which causes additional losses, too.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Turbomaschinen und Fluid Dynamik der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover. Den Rahmen bildete das FVV-CO₂-Sonderforschungsprogramm „Vorhaben Expansionsmaschine“, das von der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V. (FVV) koordiniert und finanziert wurde, wofür ich mich sehr bedanke.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Professor Dr.-Ing. Jörg Seume, der die vorliegende Arbeit fachlich betreute und engagiert und zuversichtlich unterstützte. Er trug stets mit wertvollen fachlichen Anregungen zum Gelingen dieser Arbeit bei. Zusätzlich danke ich Herrn Professor Dr.-Ing. Peter Eilts für die Übernahme des Korreferats, sowie Herrn Professor Dr.-Ing. Roland Lachmayer für den Prüfungsvorsitz.

Darüber hinaus bedanke ich mich beim projektbegleitenden Arbeitskreis der FVV, der mit fachlichen Rückmeldungen und Erfahrungen aus der Industrie zum Gelingen des Projekts beitrug. Hervorzuheben sind dabei die Obmänner des Projekts, Herr Professor Dr. sc. techn. Thomas Koch sowie Herr Dr.-Ing. Thomas Streule.

Des Weiteren bedanke ich mich bei unseren Projektpartnern, die die Projektumsetzung durch ihre Komponentenauslegung und -bereitstellung mit ermöglichten. Dazu zählen Herr Wolfgang Thaler und Herr Stefan Heinz von der ATE Antriebstechnik und Entwicklungs GmbH (Bereitstellung von Generatorkomponenten), Herr Ralph Sawallisch und Herr Rolf Gerhardt von der Sieb & Meyer AG (Bereitstellung der Leistungselektronik) und Herr Dr. Martin Busch von der Schaeffler Technologies AG & Co. KG (Unterstützung bei der Rotordynamikauslegung und Bereitstellung der Lagerkomponenten).

Zusätzlich bedanke ich mich bei den Nachbarinstituten des TFD für die Bereitstellung von Prüfstandskomponenten. Dazu gehören zum einen Prof. Dr.-Ing. Roland Scharf (Institut für Kraftwerkstechnik und Wärmeübertragung), der durch die Bereitstellung des ORC-Moduls die experimentelle Untersuchung am TFD ermöglichte. Zum anderen danke ich Prof. Dr.-Ing. Bernd Ponick und Dr.-Ing. Jörn Steinbrink (Institut für Antriebssysteme und Leistungselektronik) für die Bereitstellung des Leistungsmessgeräts, durch das eine präzise Messung der Generatorleistung möglich wurde.

Ich bedanke mich darüber hinaus bei meinen Kolleginnen und Kollegen am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik für das freundschaftliche Arbeitsumfeld. Besonders danke ich dabei Viktor Köpplin, Thorge Kentschke, Ole Willers, Henning Rätz, Thorsten kleine Sextro, Melf Peters, Sönke Teichel und Tore Fischer für die konstruktiven fachlichen Diskussionen. Zusätzlich danke ich Ole Willers und Henning Rätz für den Prüfstandsaufbau und die Unterstützung bei der experimentellen Versuchsdurchführung. Ferner danke ich Welf-Thure von Lueder und Hinrich Bielenberg für die technische Unterstützung bei der Konstruktion und Fertigung des Prototyps.

Meinen Eltern Ursel und Helmar danke ich herzlich, dass sie mir meine fachliche Ausbildung ermöglichten und mich während dieses Prozesses jederzeit unterstützten und förderten. Meinem Bruder Robert danke ich für die fachliche Unterstützung während meines Studiums und meiner Promotion. Meiner Freundin Ann-Christin danke ich herzlich für die grenzenlose Geduld bei der Anfertigung dieser Arbeit.

Düsseldorf, Februar 2019

Harald Kunte

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	V
1 Einleitung	1
2 Abgaswärmenutzung	3
2.1 Turbocompounding	4
2.2 Thermoelektrischer Generator	4
2.3 Stirlingmotor	5
2.4 Jouleprozess	5
2.5 Abgaswärmenutzung mittels Clausius-Rankine-Cycle	5
2.6 Expansionsmaschinen in ORCs geringer Leistung	7
3 Supersonische Turbinen für ORCs	11
3.1 Überschallströmungen	11
3.2 Statoraerodynamik supersonischer Axialturbinen	14
3.3 Rotorerodynamik supersonischer Axialturbinen	17
3.4 Verlustmechanismen durch Teilbeaufschlagung	20
3.4.1 Verlustmodell nach Suter und Traupel (1959)	21
3.4.2 Impulsverlust nach Stenning (1953)	22
3.4.3 Relative Bedeutung der Verlustmechanismen	24
3.5 Regelungsmöglichkeiten durch Teilbeaufschlagung	24
4 Auslegung der Turbine BZ1	27
4.1 Thermodynamische Randbedingungen	27
4.1.1 Abgasbedingungen des LKW-Motors	27
4.1.2 Thermodynamische Randbedingungen der Expansionsmaschine	28
4.1.3 Medienbeurteilung hinsichtlich der Turbinenauslegung	31
4.2 Aerodynamische Auslegung der Turbine	32
4.2.1 1D-Vorauslegung der Turbine	32
4.2.2 Schaufelprofil des Stators	34
4.2.3 Schaufelprofil des Rotors	35
4.2.4 Numerisches Modell der CFD-Simulationen	36
4.2.5 Berücksichtigung der Teilbeaufschlagungsverluste in der CFD	39
4.2.6 Detailauslegung der Turbine mit CFD-Simulationen	39
4.3 Geometrische Parameter der Turbine BZ1	42

5	Mechanischer Aufbau der Expansionsmaschine	45
5.1	Turbinenbaugruppe und Generator	46
5.2	Aufbau des Turbinenstators	47
5.3	Aufbau des Turbinenrotors	48
5.4	Fertigungsbedingte Geometrieabweichungen der Turbine BZ1 und Turbine BZ2	49
5.5	Lagerung der Welle	53
5.6	Rotierende Wellenabdichtung	54
5.7	Konstruktion der Regelungseinheit zur variablen Teilbeaufschlagung	55
5.8	Beheizung der Regelungseinheit	58
5.9	Rotordynamik	59
5.10	Korrosionsbeständigkeit von Titan gegen Ethanol	61
5.11	Dichtungsmaterialien und Stähle mit Ethanolkontakt	63
5.12	Spezifikationen der Expansionsmaschine	64
6	Experimentelle Untersuchung	67
6.1	ORC-Prüfstand zur experimentellen Erprobung	67
6.2	Messtellenplan	68
6.2.1	Massenstrombestimmung	69
6.2.2	Temperaturmessung	69
6.2.3	Druckmessung	70
6.2.4	Elektrische Leistungsmessung	70
6.3	Bestimmung der Auswertegrößen	70
6.4	Berücksichtigte Verlustmechanismen im Generator	71
7	Kennfelder und Drehzahlkennlinien der Turbinen BZ1, BZ2 und BZ3	77
7.1	Kennfeld der Turbine BZ1: Auslegungszustand	77
7.2	Drehzahloptimum der Turbine BZ1 und Teilbeaufschlagungsverluste	79
7.3	Kennfelder der Turbinen BZ1 und BZ3: Einfluss der geometrischen Abweichungen	82
7.4	Drehzahlkennlinien der Turbine BZ2 und BZ3	84
7.5	Kennfelder der Turbinen BZ2 und BZ3: Vergleich zwischen Numerik und Experiment	86
8	Numerische Detailuntersuchung der Strömung in der Turbine	89
8.1	Strömung in der Turbine	89
8.2	Statorströmung	90
8.2.1	Massenstromabweichung durch Fertigungsabweichungen im Düsenhals	90
8.2.2	Abweichung des Expansionsverhältnisses durch Fertigungsabweichungen im Düsenhals	92
8.3	Rotorströmung	94
8.3.1	Stoßfronten an der Vorderkante	94
8.3.2	Passagenströmung und saugseitige Ablösung	96

8.3.3 Rotorabströmung	103
9 Erzielbare Kraftstoffeinsparung	107
9.1 Motorkennfeld	107
9.2 Kreislauf und Randbedingungen	107
9.3 Elektrische Zusatzleistung und Treibstoffeinsparung	108
10 Schlussfolgerung und Ausblick	113
10.1 Schlussfolgerung	113
10.2 Ausblick	116
Literaturverzeichnis	117
Abbildungsverzeichnis	125
Tabellenverzeichnis	131
A Anhang: thermodynamische Auslegung des Kreisprozesses	133
B Anhang: geometrische Parameter der Turbinen BZ1, BZ2 und BZ3	137
C Anhang: numerische Strömungssimulation	139
D Anhang: Rotordynamik des Prototyps	141
E Anhang: Konstruktion und experimentelle Versuchsdurchführung	143
F Anhang: Korrosion von Titanlegierungen in alkoholischen Lösungen	145
G Anhang: Ermittlung der Kraftstoffeinsparung	149

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur

Lateinische Symbole

<u>Symbol</u>	<u>Einheit</u>	<u>Bedeutung</u>	<u>Definition</u>
a	m s^{-1}	Schallgeschwindigkeit	
a	-	Konstante in der Steinmetzformel	Gl. 6.2
A	m^2	Fläche	
b	m	Breite	
b	m	axiale Sehnenlänge	
b	-	Konstante in der Steinmetzformel	Gl. 6.2
B	T	magnetische Flussdichte	
c	m	Radialspalt zwischen Turbinenrotor und Gehäuse	
C	-	Konstante	
Cl	$^\circ$	Position beim Clocking von Rotor und Stator	
D	m	Durchmesser	
f	s^{-1}	Frequenz	
f_1	-	Konstante	
f_{leak}	-	Leckagefaktor	
h	m	Schaufelhöhe	
h	m	Höhe	
h	J kg^{-1}	spezifische Enthalpie	
H	J	Enthalpie	
i	-	Laufvariable	
I	A	Stromfluss	
\dot{I}	kg m s^{-1}	Impulsstrom	
k	-	Konstante in der Steinmetzformel	Gl. 6.2
K	-	Geschwindigkeitsverhältnis	w_3/w_2
l	m	Länge	
\dot{m}	kg s^{-1}	Massenstrom	
Ma	-	Mach-Zahl	v/a
n	s^{-1}	Drehzahl	
N	-	Anzahl der geöffneten Sektoren	
N	-	Schaufelanzahl	
p	Pa	Druck	
P	W	Leistung	
\dot{Q}	W s^{-1}	Wärmestrom	
R	m	Radius	
R	-	Reaktionsgrad	Gl. 4.5

Nomenklatur

<u>Symbol</u>	<u>Einheit</u>	<u>Bedeutung</u>	<u>Definition</u>
R	Ω	ohmscher Widerstand	
R_s	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	spezifische Gaskonstante	
s	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	spezifische Entropie	
s	m	Schaufelteilung	
t	s	Zeit	
T	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur	
T_K	K^{-1}	Temperaturkoeffizient der Remanenz	
U	m s^{-1}	Umfangsgeschwindigkeit	
v	m s^{-1}	Geschwindigkeit	
\dot{V}	$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$	Volumenstrom	
w	m s^{-1}	Relativgeschwindigkeit	
Y	$\text{m}^2 \text{s}^{-2}$	spezifische Schaufelarbeit	
Y_+	-	dimensionsloser Wandabstand	

Griechische Symbole

<u>Symbol</u>	<u>Einheit</u>	<u>Bedeutung</u>	<u>Definition</u>
α	$^{\circ}$	Strömungswinkel	
α	$^{\circ}$	Öffnungswinkel des Mach'schen Kegels	$\sin\alpha = \frac{1}{Ma}$
α	$^{\circ}$	Druckwinkel der Wälzlager	Abb. 5.8
α_{T_0}	K^{-1}	Temperaturkoeffizient des ohmschen Widerstands	
β	$^{\circ}$	Umlenkwinkel (über Stoß)	Abb. 3.4
β	$^{\circ}$	Schaufelwinkel	Abb. 3.8
δ	$^{\circ}$	Öffnungswinkel	Abb. 3.8
δ	-	Durchmesserzahl	Gl. 4.1
δ	m	Axialabstand	
Δ	-	Differenz	
Θ_i	$^{\circ}$	Startwinkel	Abb. 4.5
Θ_e	$^{\circ}$	Endwinkel	Abb. 4.5
ϵ	-	Düsenexpansionsverhältnis	Gl. 4.7
ε	-	Teilbeaufschlagung	
η	-	Wirkungsgrad	
κ	-	Isentropenexponent	
σ	$^{\circ}$	Stoßwinkel	Abb. 3.4
σ	-	Laufzahl	Gl. 4.2
μ	Pa s	dynamische Viskosität	
Π	-	Druckverhältnis	
ρ	kg m^{-3}	Dichte	
Φ	-	Durchflusszahl	Gl. 4.3
Ψ_s	-	Enthalpie-Kenngröße	Gl. 4.4

Indizes

<u>Index</u>	<u>Bedeutung</u>
*	kritischer Zustand
⊥	orthogonal
0	Ruhezustand, Umgebungszustand, Eintritt Stator
1	vor dem Stoß/Expansionsfächer, Austritt Stator
2	hinter dem Stoß/Expansionsfächer, Eintritt Rotor
3	Austritt Rotor
a	Düsenaustrittsebene
abs	absolut
AG	Abgas
Al	Aluminium
AM	Ausmischung
aus	Austritt
ax	axial
C	Carnot
D	Düse
DS	Druckseite
ein	Eintritt
Eisen	Eisenverluste
el	elektrisch
exp	Expansion
Fe	Stahl
G	Gehäuse
korr	Korrektur
Kupfer	Kupferverluste
m	mittlerer (Radius)
max	maximal
min	minimal
N	Nabe
noz	Lavaldüse
R	Rotor
Ref.	Referenzzustand
rel	relativ
RG	Rauchgas
s	isentropie Zustandsänderung
S	Stator, Sektorende
SS	Saugseite
stat	statisch
t	total, Düsenhals (throat)
T	Turbine
Ti	Titan
Tr	Treibstoff

Nomenklatur

<u>Index</u>	<u>Bedeutung</u>
u	Umfang
U	Umgebung
V	Ventilation
VB	Verbrennungsmotor

Abkürzungen

<u>Abkürzung</u>	<u>Bedeutung</u>
AGN	Abgasnachbehandlung
Blisk	blade integrated disk
BP	Betriebspunkt
bw	Gegenlauf (engl. backward)
BZ1	Bauzustand 1: Modell des Auslegungszustands
BZ2	Bauzustand 2: gefertigter Zustand
BZ3	Bauzustand 3: Modell, dem gefertigten Zustand BZ2 nachempfunden
CFD	Computational Fluid Dynamics
FFKM	Perfluorkautschuk
FKM	Fluorkautschuk
FST	Freudenberg Sealing Technologies GmbH & Co. KG
fw	Gleichlauf (engl. forward)
G	Generator
GCI	Grid Convergency Index
LKW	Lastkraftwagen
NFZ	Nutzfahrzeug
ORC	Organic Rankine Cycle
PKW	Personenkraftwagen
PTFE	Polytetrafluorethylen
rpm	rounds per minute (Umdrehungen pro Minute)
SCC	Spannungsrissskorrosion
SLM	selektives Laserschmelzen
TFD	Institut für Turbomaschinen und Fluid Dynamik

1 Einleitung

Mobilität stellt eine wichtige Grundlage für den Wohlstand unserer Gesellschaft dar. Dies beinhaltet sowohl den Personen- als auch den Warentransport, der eine Grundlage für den Handel darstellt. Der starke Anstieg des Transportwesens erfordert allerdings, dass neben den ökonomischen Gesichtspunkten auch die ökologischen Aspekte an Bedeutung gewinnen. So trägt die weltweite straßengebundene Mobilität bereits 10% zu den anthropogenen Treibhausgasemissionen bei (VDA 2009).

In den nächsten Jahrzehnten wird weiterhin der Verbrennungsmotor den Schwerpunkt der straßengebundenen Mobilität darstellen. Das kurzfristige Ziel der Automobilindustrie stellt daher die Optimierung der Verbrennungsmotoren zur Kraftstoffeinsparung dar. Mittel- bis langfristig sollen bei diesen die ölbasierten Kraftstoffe durch biogene Kraftstoffe ergänzt werden, um die Abhängigkeit von fossilen Kraftstoffen zu mindern und den CO₂-Ausstoß zu reduzieren. Das langfristige Ziel ist die CO₂-neutrale Mobilität, bei der regenerativ erzeugte Elektrizität und Wasserstoff als Energieträger genutzt werden (VDA 2009).

Bei den kurzfristigen Zielen setzen die Unternehmen beim Ottomotor unter anderem verstärkt auf Downsizing mit Hochaufladung sowie auf Direkteinspritzung. Beim Diesel ist das Einsparpotential geringer. Ansätze sind unter anderem optimierte Aufladungskonzepte sowie eine Anhebung der Abgasrückführrate (VDA 2009, van Basshuysen und Schäfer 2015). Die innermotorischen Maßnahmen stoßen allerdings auf konzeptbedingte Grenzen. Bei einem Blick auf die Energieströme im Motor fällt auf, dass ein großer Anteil der restlichen Energie in Form von thermischer Energie über das Abgas oder die Kühlung an die Umgebung verloren geht (Thiruvengadam et al. 2014, Bourhis und Leduc 2010). Die direkte Nutzung dieser thermischen Energie zur Beheizung des Fahrzeuginnenraums und von einzelnen Komponenten während der Warmlaufphase stellt den Stand der Technik dar (Hepke 2010). Die Wandlung dieser Energie in höherwertige Energieformen, wie mechanische oder elektrische Energie, versprechen ein deutlich höheres Potential zur Kraftstoffeinsparung.

Mögliche Systeme für eine solche Energiewandlung sind auf Basis eines thermoelektrischen Generators, Stirlingmotors, Turbocompounds oder Organic Rankine Cycles (ORC) denkbar. Insbesondere der ORC verspricht kurzfristig das Potential zu einer signifikanten Treibstoffeinsparung, was sich auch in den verstärkten Forschungsbemühungen der Automobilindustrie widerspiegelt (Freymann et al. 2008, Freymann et al. 2012, Span et al. 2011, Rosenberger 2013, Böckenhoff 2013). Die Implementierung eines solchen Systems in ein Fahrzeug birgt allerdings erhebliche Herausforderungen bezüglich des Arbeitsfluids, des Packagings und der Komponentenauslegung. Insbesondere der Wirkungsgrad der Expansionsmaschine hat einen starken Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad und damit auf die Zweckmäßigkeit eines solchen Systems. Die Randbedingungen der Expansions-

1 Einleitung

maschine werden allerdings erheblich von der Wahl des Arbeitsfluids, der Prozessführung und des Kreislaufkonzepts bestimmt. Aktuell hat sich noch kein Expansionsmaschinenkonzept im Markt etablieren können.

Zur Gruppe der volumetrisch arbeitenden Expansionsmaschinen gehören z. B. Kolbenexpander, Scrollexpander oder Schraubenexpander. Die Maschinen dieser Gruppe sind robust und bieten einen guten Wirkungsgrad. Sie sind allerdings auch voluminös und schwer und entsprechen damit nicht dem Wunsch nach einer kompakten Baugröße. Demgegenüber stehen die Strömungsmaschinen, die einen Vorteil hinsichtlich des Packings versprechen. Allerdings sind die hohen Druckverhältnisse kombiniert mit einem niedrigen Massenstrom durchaus herausfordernde Randbedingungen für eine Turbine.

Im Rahmen dieser Dissertation soll eine Turbine für die Abgaswärmenutzung in LKWs entwickelt werden, um die Machbarkeit und das Wirkungsgradpotential dieser Technologie im niedrigen Leistungsbereich bei hohen Druckverhältnissen zu erforschen. Über die Dissertation hinaus soll für diese Turbine eine passende Generatoreinheit entwickelt werden, die zusammen mit der Turbine eine realitätsnahe Expansionsmaschine bildet. Somit wird ein Konzept aufgezeigt, mit dem die Leistung der schnelldrehenden Turbine genutzt sowie die erzielbare Kompaktheit der Expansionsmaschine demonstriert werden kann. Für ein verbessertes Teillastverhalten soll die Turbine mit einer variablen Teilbeaufschlagung ausgestattet sein. Somit lautet die These: Axiale Turbinen eignen sich für den Einsatz in ethanolbetriebenen ORCs geringer Leistung und weisen durch eine variable Teilbeaufschlagung ein verbessertes Teillastverhalten auf. Dieser Forschungsbeitrag soll zur Einführung von Abgaswärmenutzungssystemen im Nutzfahrzeugbereich und damit zur Kraftstoffeinsparung und Emissionssenkung beitragen.

Einleitend werden im Rahmen dieser Arbeit in Kap. 2 die Abgaswärmenutzungskonzepte sowie die möglichen ORC-Expansionsmaschinen behandelt, die in PKWs und LKWs denkbar sind. Die hohen Druckverhältnisse, die in der Turbine abgebaut werden sollen, führen bei einer einstufigen Bauweise zwangsläufig zu supersonischen Strömungsgeschwindigkeiten. Diese hohen Strömungsgeschwindigkeiten erfordern spezielle Schaufelprofile, die zusammen mit der Teilbeaufschlagung in Kap. 3 vorgestellt werden. Darauf aufbauend erläutert das Kap. 4 die thermodynamische und aerodynamische Auslegung der Turbine. Die Turbine ist Bestandteil der Expansionsmaschine, mit deren konstruktiven Merkmalen und der experimentellen Untersuchung sich Kap. 5 und 6 befassen. Die numerisch und experimentell ermittelten Kennfelder der Turbinen werden in Kap. 7 vorgestellt. Die aerodynamischen Phänomene und deren Kennfeldeinfluss werden im Rahmen einer Detailuntersuchung der Turbinenströmung in Kap. 8 gezeigt. Abschließend wird in Kap. 9 auf Basis der ermittelten Turbinenkennfelder das zu erwartende Kraftstoffeinsparpotential bei einer LKW-Anwendung prognostiziert.

2 Abgaswärmenutzung

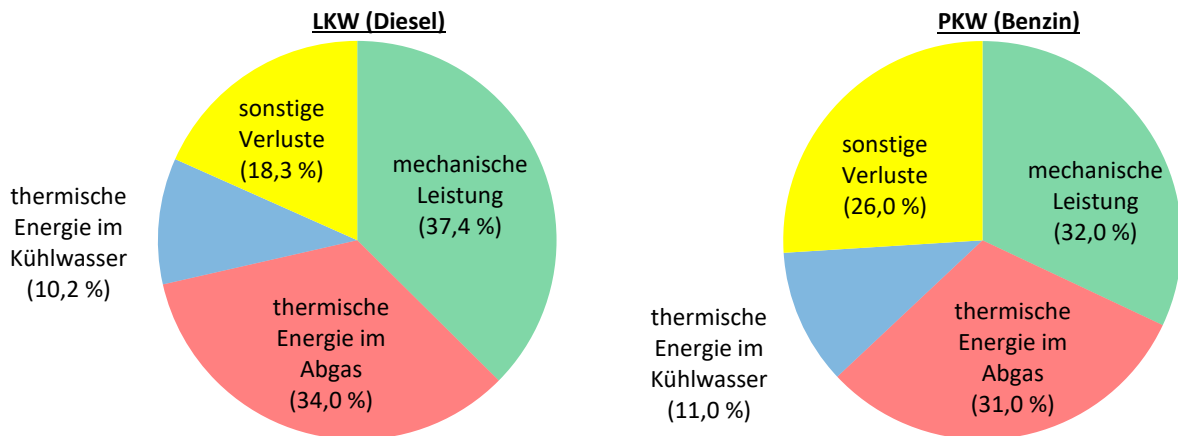


Abbildung 2.1: Energiebilanz von Verbrennungsmotoren, LKW nach Thiruvengadam et al. (2014), PKW nach Bourhis und Leduc (2010)

Abbildung 2.1 zeigt exemplarisch die Energiebilanz des Verbrennungsmotors von LKWs und PKWs. Ungefähr ein Drittel der eingesetzten chemischen Energie wird als mechanische Energie genutzt, während mehr als 40% als thermische Energie im Abgas oder im Kühlwasser verloren gehen. Zur Bewertung der noch nutzbaren thermischen Energie kann der Carnot-Wirkungsgrad η_C herangezogen werden:

$$\eta_C = 1 - \frac{T_U}{T} \quad (2.1)$$

Der Carnot-Wirkungsgrad beschreibt dabei den Anteil der thermischen Energie, der durch einen idealen Carnotkreisprozess gewonnen werden könnte und stellt die Obergrenze des rückgewinnbaren Energieanteils dar. Neben dem Temperaturniveau der verfügbaren Quelle T ist er ebenfalls von der Umgebungstemperatur T_U abhängig. Bei gleichbleibender Umgebungstemperatur steigt der Wirkungsgrad des Carnotprozesses mit einer Steigerung des Temperaturniveaus der Quelle. Somit kann aus Quellen hoher Temperatur, z. B. dem Abgas, ein deutlich größerer Anteil der thermischen Energie zurückgewonnen werden, als aus Quellen niedriger Temperatur, z. B. dem Kühlwasser.

2 Abgaswärmenutzung

Für die Nutzung der thermischen Energie, die während des Betriebs von Verbrennungsmotoren entsteht, sind folgende Systeme denkbar:

- Turbocompounding
- thermoelektrischer Generator
- Stirlingmotor
- Jouleprozess
- Rankineprozess

Das Turbocompounding arbeitet dabei auf Basis der Expansion des Restdrucks des Abgases, während die übrigen Konzepte die thermische Energie des Abgases nutzen. Die Funktionsweise der einzelnen Konzepte wird im Folgenden kurz erläutert.

2.1 Turbocompounding

Wie beim Turbolader, wird beim Turbocompounding das Druckniveau des Abgases durch eine Turbine genutzt, das am Austritt des Verbrennungsmotors deutlich über dem Umgebungsdruck liegt. Die Turbinenleistung wird über ein Getriebe an den Antriebsstrang übertragen und kann bis zu 10% der Gesamtleistung betragen (van Basshuysen und Schäfer 2015). So berichten Heil et al. (2009) von einer Turbocompoundturbine mit einer Leistung von bis zu 35 kW, die in neuen LKW-Dieselmotoren mit 339 bis 418 kW eingesetzt werden soll. Zusammen mit dem Turbolader wird durch das Turbocompounding allerdings der Gegendruck des Abgastrakts erhöht, sodass dieses System einen direkten negativen Einfluss auf den Motorenprozess besitzt (Hack und Langkabel 1999).

2.2 Thermoelektrischer Generator

Die Funktion des thermoelektrischen Generators basiert auf dem Seebeck-Effekt. Dieser beschreibt die Entstehung einer elektrischen Spannung an den Kontaktstellen zweier leitender, unterschiedlicher Materialien, sofern diese einer Temperaturdifferenz ausgesetzt sind (Beitz und Grote 1997). Laut Liebl et al. (2009) ist der Wirkungsgrad des thermoelektrischen Generators dabei stark von den Eigenschaften der eingesetzten Materialien abhängig. Die Materialauswahl wird dabei durch die hohen Einsatztemperaturen mitbestimmt. Derzeit verfügbare Materialien versprechen aufgrund ihrer Eigenschaften nur relativ niedrige Wirkungsgrade und limitieren daher eine kommerzielle Verbreitung. Laut Liebl et al. (2009) konnte allerdings die Leistungsfähigkeit thermoelektrischer Module in den letzten Jahren deutlich gesteigert werden. Auf Basis dieser Erkenntnisse prognostizieren sie eine mögliche Verbrauchsreduktion um bis zu 5% mit derzeit verfügbaren Materialien. Der Hauptvorteil des thermoelektrischen Generators gegenüber anderen Abgaswärmenutzungskonzepten liegt in der Tatsache, dass auf bewegliche Teile verzichtet werden kann. Ein möglicher Serieneinsatz hängt laut Liebl et al. (2009) allerdings stark

davon ab, ob eine kostengünstige Herstellung der notwendigen Materialien erzielt werden kann.

2.3 Stirlingmotor

Bei dem Stirlingprozess handelt es sich um einen abgeschlossenen, thermodynamischen Prozess. Dabei wird das Arbeitsmedium jeweils zwischen einem Raum mit hoher und einem mit niedriger Temperatur hin und her geschoben. Zwischen den Räumen werden Wärmetauscher platziert. Dadurch entstehen Schwankungen des Innendrucks des abgeschlossenen Systems. Diese Druckschwankungen können durch einen Arbeitskolben in mechanische Leistung umgewandelt werden. Laut van Basshuysen und Schäfer (2015) erzielt der Stirlingmotor im Auslegungspunkt sehr gute Wirkungsgrade, weist allerdings auch ein sehr großes Bauvolumen und Gewicht durch die notwendigen Wärmetauscher auf. Diese Aussage wird durch Span et al. (2011) gestützt, die auf Basis einer Marktanalyse ein Leistungsgewicht von 30 bis 50 kg/kW angeben.

2.4 Jouleprozess

Der Jouleprozess ist ein thermodynamischer Kreisprozess und bildet die Grundlage für Gasturbinen und Strahltriebwerke. Das Arbeitsmedium wird mittels eines Verdichters auf ein höheres Druckniveau befördert. Daraufhin erfolgt eine möglichst isobare Wärmezufuhr und eine anschließende Expansion in einer Turbine. Beim idealen Jouleprozess ist der Gesamtwirkungsgrad nur von dem genutzten Druckverhältnis abhängig. Beim realen Jouleprozess hingegen besitzen auch der Verdichter- und Turbinenwirkungsgrad sowie die maximale Prozesstemperatur einen erheblichen Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad des Jouleprozesses. Laut Span et al. (2011) weist der Jouleprozess unter Berücksichtigung realistischer Komponentenwirkungsgrade kein Potential zur Nutzleistungsgenerierung aus der Abgaswärme von LKWs auf.

2.5 Abgaswärmenutzung mittels Clausius-Rankine-Cycle

Der Clausius-Rankine-Cycle ist ein thermodynamischer Kreisprozess, dargestellt in Abb. 2.2. Der Druck wird im flüssigen Zustand durch eine Speisepumpe ($\textcircled{1} \rightarrow \textcircled{2}$) erhöht. Anschließend wird das Arbeitsmedium in einem Wärmetauscher erhitzt, verdampft und überhitzt ($\textcircled{2} \rightarrow \textcircled{3}$). Die Expansion erfolgt unter Abgabe mechanischer Energie in einem Expander ($\textcircled{3} \rightarrow \textcircled{4}$). Abschließend erfolgt eine Kondensation in einem Wärmetauscher ($\textcircled{4} \rightarrow \textcircled{1}$). Das flüssige Arbeitsmedium steht somit wieder der Speisepumpe zur Verfügung.

Im Stromerzeugungssektor durch Großkraftwerke können hohe Prozesstemperaturen und -drücke realisiert werden. Unter diesen Prozessbedingungen liefert Wasser sehr gute Wirkungsgrade und ist das bevorzugte Arbeitsmedium (Strauss 2016). Dies ändert sich

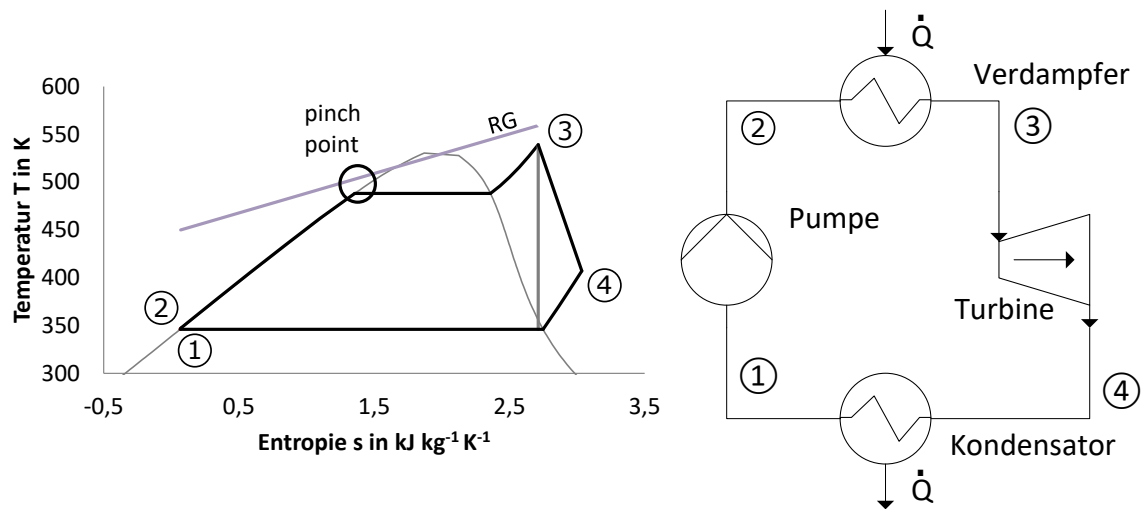


Abbildung 2.2: (l) Rankine Cycle im T-s-Diagramm, (r) Schaltbild eines Rankine Cycle, nach Kunte und Seume (2016)

bei niedrigeren Prozesstemperaturen, bei denen organische Kreislaufmedien einen höheren Leistungsgewinn erzielen (Devotta und Holland 1985). Eine typische Anwendung von ORCs ist die Solar- und Geothermie sowie Kraftwerke zur Restwärmenutzung aus Biomasse oder aus Industrieprozessen.

Drescher (2008) untersuchte das Optimierungspotential für ORCs mit biomassebefeuert und geothermischer Wärmequelle. Insbesondere bei ORCs mit niedriger Prozesstemperatur ist der Wirkungsgrad stark von der verfügbaren Temperatur der Wärmequelle und der Grädigkeit der Wärmetauscher abhängig, die die minimal erzielbare Temperaturdifferenz zwischen Heißgas und Prozessmedium beschreibt. Darüber hinaus wird die Nutzleistung des ORCs von zwei Faktoren beeinflusst. Zum einen ist der Wirkungsgrad des ORCs stark von der Wahl eines geeigneten Arbeitsmediums und des verwendeten Anlagenkonzepts abhängig. Zum Beispiel kann ein Rekuperator bei manchen Fluiden den Prozesswirkungsgrad steigern, indem die thermische Energie des Fluids nach der Expansion zum Aufheizen des Fluids vor dem Verdampfer genutzt wird. Zum anderen müssen die Prozessparameter so gewählt werden, dass ein möglichst hoher Wärmestrom von der Wärmequelle auf den ORC übergehen kann. Bei ungünstiger Wahl der Prozessparameter wird dieser Wärmestrom durch den Pinchpoint begrenzt (siehe Abb. 2.2 (l)). In einer Automobilanwendung stellt oftmals der vorhandene Kühlkreislauf die Wärmequelle dar. In der Literatur wird diese Wärmequelle typischerweise im Bereich zwischen 35 bis 100°C angenommen (Span et al. 2011, Rosset et al. 2015, Seher et al. 2012, Cha et al. 2010, Chammas und Clodic 2005, Patel und Doyle 1976).

Span et al. (2011) untersuchten den einfachen ORC ohne Rekuperation. Sie identifizierten Ethanol und Methanol als Arbeitsmedien mit einem hohen Energierückgewinnungspotential. Rosset et al. (2015) untersuchten verschiedene Anlagenkonzepte, darunter den einfachen ORC mit und ohne Rekuperation. Sie stellten fest, dass sich der

ORC-Wirkungsgrad durch eine Rekuperation in den meisten Fällen erheblich steigern lässt. Die höchste Energierückgewinnung lässt sich dabei mit R1233zd erzielen, gefolgt von Ethanol. Positiv wird dabei die deutlich geringere Größe der zugehörigen Wärmetauscher beim Betrieb mit Ethanol statt R1233zd erwähnt. Jedoch prognostiziert die Studie in diesem Fall auch eine deutlich höhere Turbinendrehzahl.

Patel und Doyle (1976) entwickelten ein ORC-System zur Abgaswärmenutzung in einem LKW. Der LKW wurde mit einem Dieselmotor mit 211 kW angetrieben. Als Arbeitsmedium wurde ein Gemisch aus 50% Trifluorethanol und 50% Wasser verwendet. Zusätzlich verfügte der Kreislauf über einen Rekuperator zur Vorheizung des flüssigen Arbeitsmediums. Das Arbeitsmedium wurde in einer einstufigen, supersonischen Axialturbine mit einer Maximalleistung von 26,5 kW entspannt. Diese Turbine wies einen maximalen Wirkungsgrad von 61,5% auf. Auf Basis von Prüfstandsuntersuchungen wurde durch den Einsatz des ORC-Systems eine Treibstoffeinsparung von 15% prognostiziert. Doyle et al. (1979) beschreiben die konstruktive Umsetzung des ORC-Systems in dem LKW. Das ORC-System wird dabei auf drei Module aufgeteilt, ein Verdampfersystem, ein Kühlsystem und eine Leistungseinheit, die die Pumpe, den Rekuperator und die Turbine umfasst. In einer Untersuchung mit einem Prototypenfahrzeug auf öffentlichen Straßen konnten DiBella et al. (1983) eine Treibstoffeinsparung von 12,5% feststellen.

Seher et al. (2012) simulierten ORCs mit verschiedenen Arbeitsmedien zur Abgaswärmenutzung in LKWs. Dabei werden die höchsten Wirkungsgrade mit dem Arbeitsmedium Toluol erzielt. Aufgrund seiner gesundheitsschädigenden Wirkung schließen sie es allerdings aus. Stattdessen versprechen Wasser und Ethanol das höchste Energierückgewinnungspotential von 2,5 bis 5,3%.

Pei et al. (2011) untersuchten einen kleinen ORC mit dem Arbeitsmedium R123. Die Turbineneintrittstemperatur betrug 100°C bei einer Kondensationstemperatur von 30°C. Unter diesen Bedingungen konnte ein Wirkungsgrad des ORC von 6,8% erzielt werden. Rudenko et al. (2015) simulierten ORCs zur Abwärmenutzung eines großen Verbrennungsmotors, die einen Hochtemperatur- und einen Niedertemperaturkreislauf umfassten. Die Eintrittstemperatur lag bei ca. 240°C. Sie zeigten, dass R245fa einen Wirkungsgrad von 19,53% verspricht, während mit Wasser nur 13,42% erzielt werden.

Darüber hinaus lässt sich zusammenfassen, dass der Prozesswirkungsgrad signifikant von dem Expanderwirkungsgrad abhängig ist. Einen Überblick über einsetzbare ORC-Expander geringer Leistung bietet der folgende Abschnitt.

2.6 Expansionsmaschinen in ORCs geringer Leistung

Der Wirkungsgrad des ORCs und damit das Treibstoffeinsparpotential ist in erheblichem Maße vom Wirkungsgrad der Expansionsmaschine abhängig. Bei der Abgaswärmenutzung in Straßenfahrzeugen müssen diese bei einem hohen Druckverhältnis eine relativ geringe Leistung erbringen. Zusätzliche Anforderungen sind die Verträglichkeit teils aggressiver, dampfförmiger Arbeitsmedien, ein geringer Bauraum, geringe Herstellungskosten und ein nutzbares Drehzahlniveau. Für die Erfüllung dieser Anforderungen sind folgende Expansionsmaschinenkonzepte denkbar:

2 Abgaswärmenutzung

- Scrollexpander
- Schraubenexpander
- Kolbenexpander
- Turbine

Tabelle 2.1 zeigt eine Übersicht experimentell untersuchter Expansionsmaschinen für ORC-Anlagen kleiner Leistung unter Einbeziehung publizierter Prototypen. Die uneinheitlichen Arbeitsmedien, Leistungen und Druckverhältnisse verhindern die sinnvolle Vergleichbarkeit der unterschiedlichen Expansionsmaschinen hinsichtlich des erzielbaren Wirkungsgrades.

Die volumetrisch arbeitenden Expansionsmaschinen zeichnen sich durch ein deutlich niedrigeres Drehzahlniveau aus (2.400 bis 6.000 min^{-1} gegenüber 9.500 bis 150.000 min^{-1} bei den Turbinen) und versprechen damit eine einfachere Nutzung der Leistung. Mit diesen Expansionsmaschinen wurde experimentell in einem Leistungsbereich zwischen 1,7 und 18,2 kW ein Expanderwirkungsgrad von bis zu 70,6% nachgewiesen. Declaye (2009) und Körner (2013) setzten dabei einen Scrollexpander und Oomori und Ogino (1993) einen Schraubenexpander ein. Dementgegen entwickelten Seher et al. (2012) einen doppelt wirkenden Einzylinderexpander, durch den eine geringe Baulänge erzielt wurde. Galindo et al. (2015) entwickelten einen dreizylindrigen Kolbenexpander, bei dem die translatorische Bewegung über eine Taumelscheibe in eine rotierende Bewegung transformiert wurde.

Die Turbinen lassen sich weiter in Radial-, Axial- und Pelton-turbinen unterteilen. Insbesondere die aufgeführten Axialturbinen arbeiten nach dem Gleichdruckprinzip, das eine niedrigere Drehzahl verspricht als bei einer Reaktionsturbine. Freymann et al. (2012) und Seher et al. (2012) nutzen zusätzlich eine Geschwindigkeitsstaffelung bei ihren zweistufigen Turbinen, um das Drehzahlniveau weiter zu senken. Zusätzlich setzen Seher et al. (2012) und Patel und Doyle (1976) eine Teilbeaufschlagung der Turbine ein, die größere Schaufelhöhen und damit eine Reduktion der Radialspaltverluste ermöglicht. Mit dieser Bauweise wurden im Leistungsbereich zwischen 1,8 bis 26,5 kW Wirkungsgrade zwischen 48,4 bis 61,5% erzielt.

Trotz ihrer relativ hohen Leistung von 68 kW bzw. 165 kW werden die beiden Radialturbinen von Bülten et al. (2015) und Harinck et al. (2013) aufgrund ihres fertigungsorientierten Stator-Designs gelistet. So kann bei Harinck et al. (2013) durch die radiale Strömungsrichtung ein geteiltes Stator-Design gewählt werden, um die Fertigungsproblematik im engsten Spalt der Lavaldüse zu vermeiden. In den beiden Gehäusewänden des Stators ist jeweils nur jede zweite Statorschaufel gefertigt, die nach dem Zusammenbau den vollständigen Statorring bilden. Bei Bülten et al. (2015) hingegen bleibt die Kanalbreite im Stator konstant. Die Querschnittserweiterung im divergenten Lavaldüsenteil des Stators wird dagegen durch eine einseitige Steigerung der Kanalhöhe erzielt.

Shao (1991) und Barbarelli et al. (2005) entwickelten jeweils eine Pelton-turbine, die mit Wasserdampf bzw. Luft betrieben wurde. Bei einer Leistung von 1,7 bis 11,0 kW wurde ein Wirkungsgrad von bis zu 44,0% erzielt. Sourell et al. (2012) führten eine analytische

Tabelle 2.1: Experimentell untersuchte Expansionsmaschinen für ORC-Anlagen kleiner Leistung unter Einbeziehung publizierter Prototypen

Quelle	Expandertyp	Arbeitsmedium	Π	P kW	η_{\max} %	n_{\max} min^{-1}
Declaye (2009)	Scrollexpander	R245fa	7,6	2,2	70,6	3.000
Körner (2013)	Scrollexpander	R134a	2,8	0,52	49,0	6.000
Oomori und Ogino (1993)	Schraubenexpander	HCFC123	3,2	0,4	51,2	2.400
Seher et al. (2012)	Kolbenexpander	Wasser	$p_{\text{ein,max}} = 40 \text{ bar}$	3,0 bis 18,2	67,0	-
Galindo et al. (2015)	Kolbenexpander	Ethanol	$p_{\text{ein,max}} = 40 \text{ bar}$	1,7 bis 2,0	58,8	4.500
Freyman et al. (2012)	Axialturb. (2-st.)	-	$p_{\text{ein,max}} = 10 \text{ bar}$	ca. 2,0	-	60.000
Seher et al. (2012)	Axialturb. (2-st.)	Wasser	-	1,8 bis 9,0	48,4	150.000
Patel und Doyle (1976)	Axialturb. (1-st.)	50% Trifluorethanol 50% Wasser	-	26,5	61,5	-
Cummins (2012)	Axialturb. (1-st.)	-	-	-	-	-
DEPRAG (2016)	Axialturb. (1-st.)	variabel	-	-	-	-
Pei et al. (2011)	Radialturb.	R123	7,1	ca. 1,0	65,0	-
Bülten et al. (2015)	Radialturb.	Methylcyclohexan	60	68	79,0	30.000
Harinck et al. (2013)	Radialturb.	Toluol	-	165	-	-
Shao (1991)	Peltonturb.	Wasser	5,5	1,7	31,0	40.000
Barbarelli et al. (2005)	Peltonturb.	Luft	$p_{\text{ein,max}} = 5 \text{ bar}$	11,0	44,0	9.500

2 Abgaswärmenutzung

Verlustbetrachtung von Peltonturbinen durch und schlussfolgerten, dass die erzielbaren Wirkungsgrade stark durch Ventilationsverluste limitiert werden. Dabei nutzten sie einen analytischen Ansatz zur Beschreibung der Ventilationsverluste nach Thake (2000).

3 Supersonische Turbinen für ORCs

Supersonische Turbinen zeichnen sich nach Horlock (1966) dadurch aus, dass sowohl die Statoraustrittsgeschwindigkeit als auch die relative Rotoreintritts- und Rotoraustrittsgeschwindigkeit supersonisch sind ($Ma > 1$). Aus der Euler'schen Turbinengleichung wird ersichtlich, dass durch die hohen Strömungsgeschwindigkeiten eine hohe spezifische Schaufelarbeit Y erzielt wird:

$$Y = U_2 \cdot v_{u2} - U_1 \cdot v_{u1} \tag{3.1}$$

v_{u1} und U_1 sind die Umfangsgeschwindigkeiten der Strömung und der Rotorschaukel am Rotoreintritt, v_{u2} und U_2 am Rotoraustritt. Dadurch ist es möglich, ein sehr hohes Stufendruckverhältnis zu erreichen. Supersonische Turbinen weisen in der Regel einen sehr geringen Reaktionsgrad auf. Dies bedeutet, dass das Druckverhältnis nahezu vollständig im Stator expandiert wird, während der Rotor nur als Umlenkgerüst fungiert. Die Strömung ist im Überschall durch spezielle Phänomene charakterisiert, die im Folgenden beschrieben werden. Zusätzlich erfordern supersonische Turbinen die Verwendung spezieller Schaufelprofile, die auf die supersonischen Strömungsverhältnisse abgestimmt sind. Die notwendigen Profile und die auftretenden Strömungsphänomene werden im Anschluss an die Beschreibung der Überschallströmungen getrennt für den Stator und Rotor behandelt.

3.1 Überschallströmungen

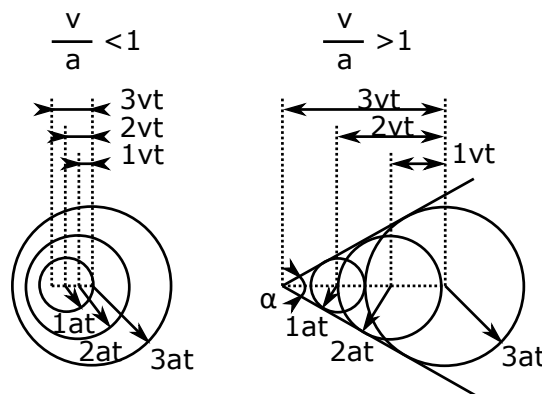


Abbildung 3.1: Wellenausbreitung bei Unter- und Überschallströmung (nach Schröder 2004)

3 Supersonische Turbinen für ORCs

Überschallströmungen zeichnen sich dadurch aus, dass die Strömungsgeschwindigkeit oberhalb der Schallgeschwindigkeit liegt. Damit können sich die Schallwellen nicht mehr stromauf, sondern nur innerhalb eines Kegels ausbreiten (siehe Abb. 3.1), der Mach'scher Kegel genannt wird und einen Öffnungswinkel von $\sin\alpha = \frac{1}{\text{Ma}}$ hat. Falls eine solche Strömung auf einen stumpfen Körper trifft, wird diese durch einen senkrechten Verdichtungsstoß abrupt in den Unterschall befördert (siehe Abb. 3.2). Diese Verdichtungsstöße sind eine Diskontinuität mit geringer, aber endlicher Dicke und starken Druckgradienten. Zusätzlich kommt es in Verdichtungsstößen zu einer Entropieproduktion, sodass die Isentropenbeziehung nicht mehr gültig ist. Bei senkrechten Verdichtungsstößen kann das Verhältnis zwischen Mach-Zahl vor und hinter dem Stoß durch die folgende Gleichung bestimmt werden (Schröder 2004):

$$\text{Ma}_2^2 = \frac{2 + (\kappa - 1) \cdot \text{Ma}_1^2}{2 \cdot \kappa \cdot \text{Ma}_1^2 - (\kappa - 1)} \quad (3.2)$$

Die Herleitung der Gleichung kann bei Schröder (2004) nachvollzogen werden.

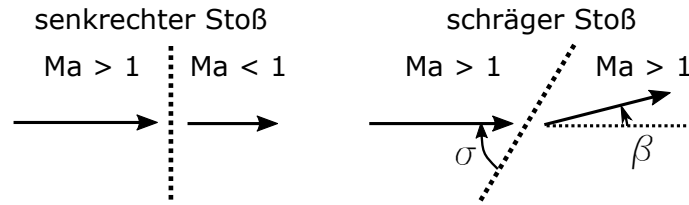


Abbildung 3.2: Exemplarische Darstellung von Verdichtungsstößen

Neben senkrechten Verdichtungsstößen gibt es ebenfalls schräge Verdichtungsstöße (siehe Abb. 3.2), bei denen die Stoßfront gegenüber der Strömungsrichtung geneigt ist. Unter Verwendung des Impulssatzes in tangentialer Richtung zur Stoßfront kann gezeigt werden, dass die tangential zur Stoßfront verlaufende Geschwindigkeitskomponente keine Änderung erfährt. Dem entgegen erfährt die stoßfrontnormale Geschwindigkeitskomponente die Zustandsänderung eines senkrechten Verdichtungsstoßes. Durch eine Überlagerung der Normal- und Tangentialkomponenten kann die Zustandsänderung über den schrägen Verdichtungsstoß von dem senkrechten Verdichtungsstoß abgeleitet werden. Unter Berücksichtigung des Stoßwinkels σ und Umlenkwinkels β lässt sich die Zustandsänderung mit den folgenden Gleichungen berechnen (Schröder 2004):

$$\frac{p_2}{p_1} = 1 + \frac{2 \cdot \kappa}{\kappa + 1} \cdot (\text{Ma}_1^2 \cdot \sin^2\sigma - 1) \quad (3.3)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = 1 + \frac{2 \cdot (\kappa - 1)}{(\kappa + 1)^2} \cdot \frac{\kappa \cdot \text{Ma}_1^2 \cdot \sin^2\sigma + 1}{\text{Ma}_1^2 \cdot \sin^2\sigma} \cdot (\text{Ma}_1^2 \cdot \sin^2\sigma - 1) \quad (3.4)$$

$$\text{Ma}_2^2 \cdot \sin^2(\sigma - \beta) = \frac{(\kappa - 1) \cdot \text{Ma}_1^2 \cdot \sin^2\sigma + 2}{2 \cdot \kappa \cdot \text{Ma}_1^2 \cdot \sin^2\sigma - (\kappa - 1)} \quad (3.5)$$

Für eine gegebene Mach-Zahl kann der Zusammenhang zwischen Stoßwinkel und Umlenkwinkel wie folgt gegeben werden:

$$\tan\beta = 2 \cdot \cot\sigma \cdot \frac{\text{Ma}_1^2 \cdot \sin^2\sigma - 1}{\text{Ma}_1^2 \cdot (\kappa + \cos 2\sigma) + 2} \quad (3.6)$$

Grafisch ist der Zusammenhang zwischen Stoßwinkel, Umlenkwinkel und Anströmmach-Zahl in Abb. 3.3 dargestellt.

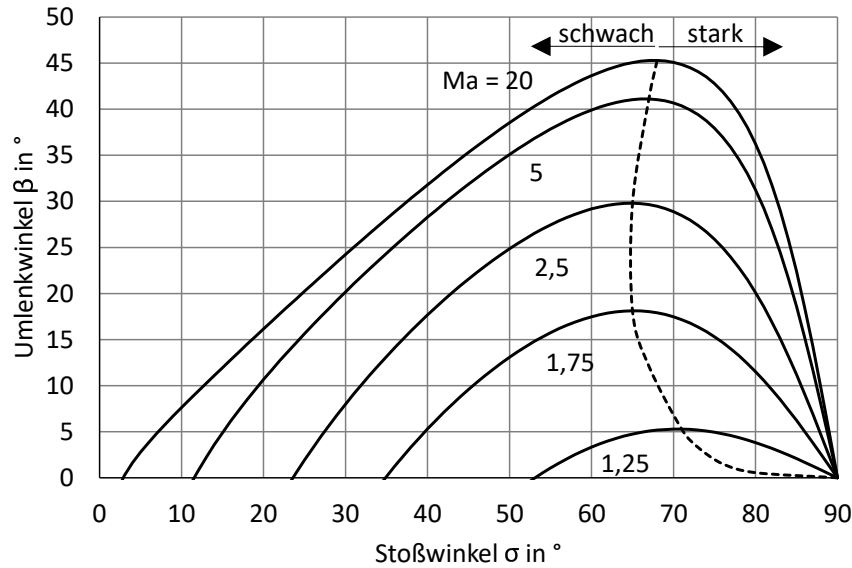


Abbildung 3.3: Zusammenhang zwischen Umlenkwinkel und Stoßwinkel in Abhängigkeit der Mach-Zahl

Für eine gegebene Mach-Zahl ist eine maximale Umlenkung β_{\max} der Strömung möglich. Bei Umlenkungen unterhalb des Maximalwerts ergeben sich bei fester Anströmmach-Zahl zwei Lösungen: ein schwacher Stoß mit einem kleinen Stoßwinkel und ein starker Stoß mit einem großen Stoßwinkel. Bei einem schwachen Stoß verbleibt die Strömung in der Regel im Überschall, während die Strömung hinter einem starken Stoß immer subsonisch ist. Lediglich bei großen Umlenkungen von $\beta \approx \beta_{\max}$ ist auch die Strömung hinter einem schwachen Stoß subsonisch.

Falls der notwendige Umlenkwinkel unterhalb des maximalen Umlenkungswinkels bei gegebener Anströmmach-Zahl liegt, bildet sich in der Regel ein schwacher Stoß aus (z. B. scharfer Keil). Falls die Umlenkung größer als der maximal mögliche Umlenkungswinkel ist, kann kein schräger Verdichtungsstoß mehr anliegen. Stattdessen bildet sich im Nasenbereich des Körpers ein Gebiet mit einer Unterschallströmung aus. Das in dieses Gebiet supersonisch eintretende Fluid wird durch einen abgelösten starken Stoß in den Unterschall transferiert. Dieses Phänomen tritt bei Keilen auf, deren Öffnungswinkel das Zweifache des maximalen Umlenkungswinkels überschreitet oder bei stumpfen Körpern mit endlicher Dicke (z. B. gerundete Schaufelvorderkanten).

3 Supersonische Turbinen für ORCs

Für kleine Umlenkwinkel von $\beta \rightarrow 0$ strebt der Stoßwinkel gegen den Mach'schen Winkel. In diesem Fall kann vereinfachend im Nenner in Gl. 3.6 der Umlenkwinkel σ durch den Mach'schen Winkel ersetzt werden:

$$\tan\beta \approx 2 \cdot \cot\alpha_1 \cdot \frac{\text{Ma}_1^2 \cdot \sin^2\sigma - 1}{\text{Ma}_1^2 \cdot (\kappa + \cos 2\alpha_1) + 2} \quad (3.7)$$

Woraus sich unter Verwendung von $\tan\beta \approx \beta$, $\cot\alpha_1 = \sqrt{\text{Ma}_1^2 - 1}$ und $\cos 2\alpha_1 = 1 - 2 \cdot \sin^2\alpha_1 = 1 - 2/\text{Ma}_1^2$ ergibt:

$$\text{Ma}_1^2 \cdot \sin^2\sigma - 1 \approx \frac{\text{Ma}_1^2 \cdot (\kappa + 1)}{2 \cdot \sqrt{\text{Ma}_1^2 - 1}} \cdot \beta \quad (3.8)$$

Somit folgt aus Gl. 3.3 die relative Druckänderung:

$$\frac{p_2 - p_1}{p_1} \approx \frac{\kappa \cdot \text{Ma}_1^2}{\sqrt{\text{Ma}_1^2 - 1}} \cdot \beta \quad (3.9)$$

Damit ist bei kleinen Umlenkwinkeln die relative Druckänderung direkt proportional zum Umlenkwinkel. Laut Schröder (2004) kann Gl. 3.9 dabei sowohl für schwache Kompressionswellen als auch für schwache Expansionswellen eingesetzt werden (siehe Abb. 3.4). Dies ist möglich, da die Entropieänderung bei kleinen Umlenkwinkeln stärker gegen null strebt als die Druckänderung. Somit können schwache Stöße mit geringem Umlenkwinkel näherungsweise als isentrop und reversibel angenommen werden.

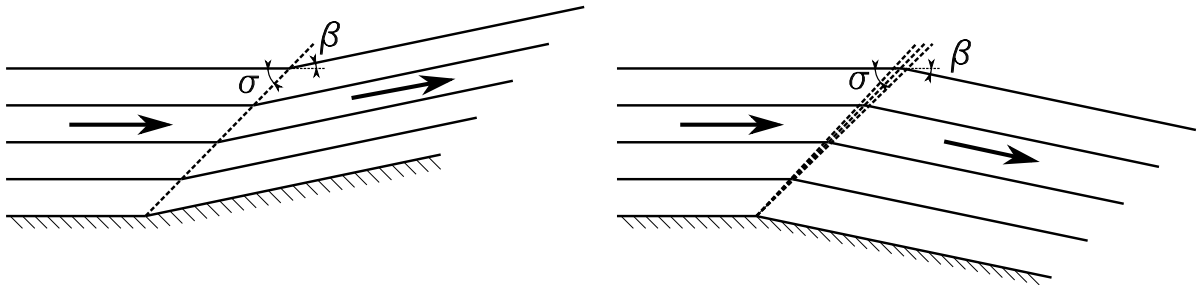


Abbildung 3.4: (l) Kompressionswelle, (r) Expansionswelle

3.2 Statoraerodynamik supersonischer Axialturbinen

In supersonischen Turbinen muss das Arbeitsfluid vom Unterschall in den Überschall beschleunigt werden. Dazu werden Lavaldüsen verwendet, die durch einen konvergenten und einen divergenten Düsenabschnitt charakterisiert sind (siehe Abb. 3.5). Die Notwendigkeit einer Lavaldüse wird bei Betrachtung der Düsgleichung (Gl. 3.10) ersichtlich.

$$\frac{dv}{v} = -\frac{dA}{A} \cdot \frac{1}{1 - \text{Ma}^2} \quad (3.10)$$

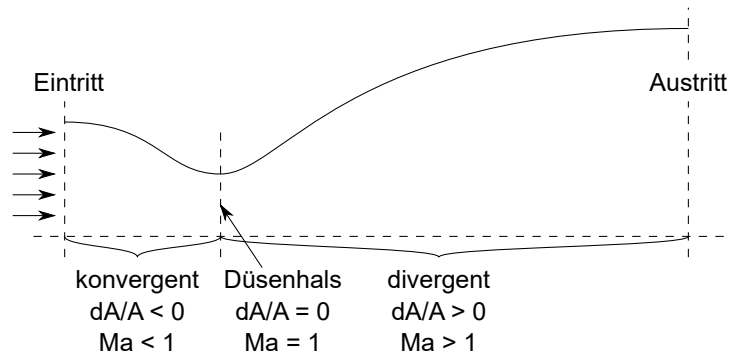


Abbildung 3.5: Schematische Darstellung einer Lavaldüse

Dabei lassen sich folgende Fälle unterscheiden:

Unterschall

$$Ma < 1; \quad \frac{1}{1-Ma^2} > 0; \quad \frac{dA}{A} > 0; \quad \frac{dv}{v} < 0$$

$$Ma < 1; \quad \frac{1}{1-Ma^2} > 0; \quad \frac{dA}{A} < 0; \quad \frac{dv}{v} > 0$$

Überschall

$$Ma > 1; \quad \frac{1}{1-Ma^2} < 0; \quad \frac{dA}{A} > 0; \quad \frac{dv}{v} > 0$$

$$Ma > 1; \quad \frac{1}{1-Ma^2} < 0; \quad \frac{dA}{A} < 0; \quad \frac{dv}{v} < 0$$

Somit ist für die Beschleunigung des Arbeitsmediums im Unterschall eine konvergente und im Überschall eine divergente Düsenkontur notwendig. Im Übergang zwischen konvergenter und divergenter Düse liegt bei ausreichendem Druckverhältnis zwangsläufig die Schallgeschwindigkeit vor ($Ma = 1$). Unter Annahme einer isentropen und adiabaten Expansion lassen sich hier die Zustandsgrößen Druck p^* und Temperatur T^* aus den Größen des Ruhezustands (p_0, T_0) vor der Düse berechnen:

$$\frac{p^*}{p_0} = \left(\frac{T^*}{T_0} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (3.11)$$

Somit ist der massenstrombestimmende Strömungszustand im Düsenhals nur von den Eintrittsbedingungen des Turbinenstators und von der Düsenkontur bis zum Düsenhals abhängig. Betriebsbedingungen stromab des Düsenhalses, z. B. Drehzahl oder Gegen- druck der Turbine, haben keinen Einfluss auf den Massenstrom.

Die fehlende Stromaufwirkung in Überschallströmungen nutzte Prandl (1929) zur Entwicklung einer Methode zur Strömungsberechnung mittels der Methode der Charakteristiken. Dabei wird das Strömungsfeld mit Hilfe von Verdünnungs- und Verdichtungswellen mit äquidistantem Winkelabstand aufgeteilt. Durch die fehlende Stromaufwirkung ist eine stromabwärtige Konstruktion dieses Gitternetzes von einem anfangs bekannten Strömungsprofil aus möglich. Obwohl das Verfahren ursprünglich zur zeichnerischen

3 Supersonische Turbinen für ORCs

Ermittlung von ebenen Strömungen gedacht war, lässt es sich leicht in ein Computerprogramm übertragen. So entwickelten Vanco und Goldman (1968) ein Programm zur Auslegung von divergenten Düsenkanälen. Dabei wird eine Außenkontur der Düse bestimmt, die das Auftreten verlustbehafteter Verdichtungsstöße verhindert. In einer verbesserten Version von Goldman und Vanco (1971) wird zusätzlich das Grenzschichtwachstum bei der Konturerstellung berücksichtigt.

Für eine verlustarme Expansion des Gases im Überschall ist neben einer gut ausgelegten divergenten Düsenkontur auch ein passendes Düsenexpansionsverhältnis notwendig. So führt ein unpassendes Düsenexpansionsverhältnis zu einer Über- oder Unterexpansion in bzw. hinter der Düse. Bei der Überexpansion ist das Düsenexpansionsverhältnis zu hoch für das vorliegende Druckverhältnis. In der Düse entsteht ein verlustbehafteter Verdichtungsstoß (Schröder 2004). Bei der Unterexpansion reicht das Düsenexpansionsverhältnis nicht aus, um das austretende Arbeitsmedium auf den Umgebungsdruck zu entspannen. Das noch bestehende Druckverhältnis wird durch eine freie Expansion hinter der Düse entspannt. Insbesondere bei Lavaldüsen in Turbinen, die einen definierten Abströmwinkel haben, kommt es hier nach Traupel (2001) zu einer Vergrößerung des Abströmwinkels durch Strahlablenkung (siehe Abb. 3.6). Einerseits ist diese Strahlablenkung durch das Auftreten von hinterkanteninduzierten Verdichtungsstößen irreversibel und verlustbehaftet. Andererseits treten Wirbelflächen auf, die stromabwärts des Statoraustritts zu einem Dissipationsverlust führen.

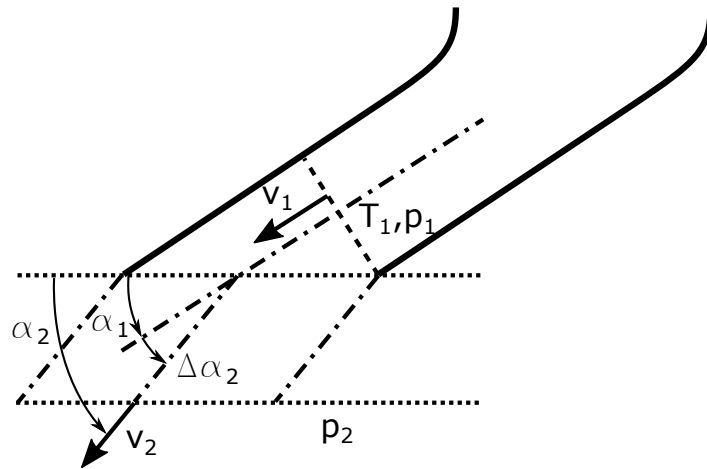


Abbildung 3.6: Strahlablenkung nach Traupel (2001)

Mit den folgenden Gleichungen gibt Traupel (2001) einen analytischen Ansatz zur Beschreibung der Zustandsänderung durch die Strahlablenkung an:

$$\sin \Delta \alpha_2 = \pm \sqrt{\frac{\text{Ma}_2'^2 - \left[\text{Ma}_1 + \frac{1 - (p_2/p_1)}{\kappa \cdot \text{Ma}_1} \right]^2}{\text{Ma}_2'^2}} \quad (3.12)$$

3.3 Rotor aerodynamik supersonischer Axialturbinen

$$\sin \alpha_2 = \left(\frac{p_1}{p_2} \right) \frac{\text{Ma}_1}{\text{Ma}'_2} \left[1 - \frac{\kappa - 1}{2} \left(\text{Ma}'_2{}^2 - \text{Ma}_1^2 \right) \right] \sin \alpha_1 \quad (3.13)$$

$$\Delta \alpha_2 = \alpha_2 - \alpha_1 \quad (3.14)$$

Mit:

$$\text{Ma}_1 = \frac{v_1}{\sqrt{\kappa \cdot R_s \cdot T_1}}, \text{Ma}'_2 = \frac{v_2}{\sqrt{\kappa \cdot R_s \cdot T_1}} \quad (3.15)$$

Prinzipiell ist der Effekt der Strahlableitung nicht auf den Stator beschränkt, sondern tritt auf, wenn eine überkritische Entspannung hinter einem Schaufelkanal vorliegt. So ist sie ebenfalls möglich, falls die supersonische Rotorabströmung einen Drucküberschuss zur Umgebung aufweist (Traupel 2001).

Bei Kaskadentests von supersonischen Statordüsen erkannten Stratford und Sansome (1962) zusätzlich, dass sich das aerodynamische und geometrische Düsenexpansionsverhältnis unterscheiden. Einerseits ist dies auf das Grenzschichtwachstum zurückzuführen, das den aerodynamischen Düsenquerschnitt reduziert. Andererseits kommt es hinter der Düse durch die endliche Schaufeldicke zu einer sprunghaften Erweiterung des Strömungsquerschnitts, von der starke Stoßfronten ausgehen. Zur Minimierung dieser Effekte schlagen Stratford und Sansome (1962) die Nutzung einer möglichst kurzen Düse vor, in der das Grenzschichtwachstum gering ist. Zudem sollte die Schaufelhinterkante des Stators möglichst dünn sein, um die Stärke der induzierten Stoßfronten zu minimieren.

3.3 Rotor aerodynamik supersonischer Axialturbinen

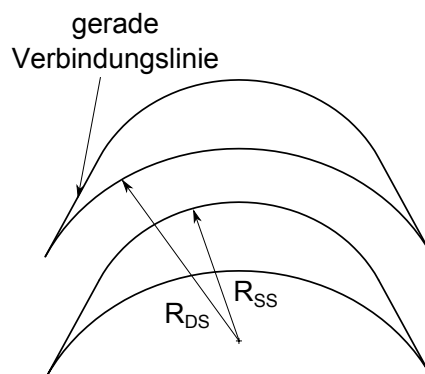


Abbildung 3.7: Typische Schaufelkontur eines konventionell erstellten supersonischen Turbinenrotors

3 Supersonische Turbinen für ORCs

Ein konventionelles Rotorprofil für supersonische Turbinen ist in Abb. 3.7 dargestellt. Da die Strömung nur umgelenkt wird, weist die Schaufelpassage eine konstante Querschnittsfläche auf. In diesem Fall können die Druck- und Saugseite durch die Kreisbögen R_{SS} und R_{DS} konstruiert werden. Der Kreisbogen der Saugseite wird dabei bis zur Vorder- und Hinterkante durch eine gerade Linie verlängert. Dadurch bilden sich unendlich dünne Vorder- und Hinterkanten.

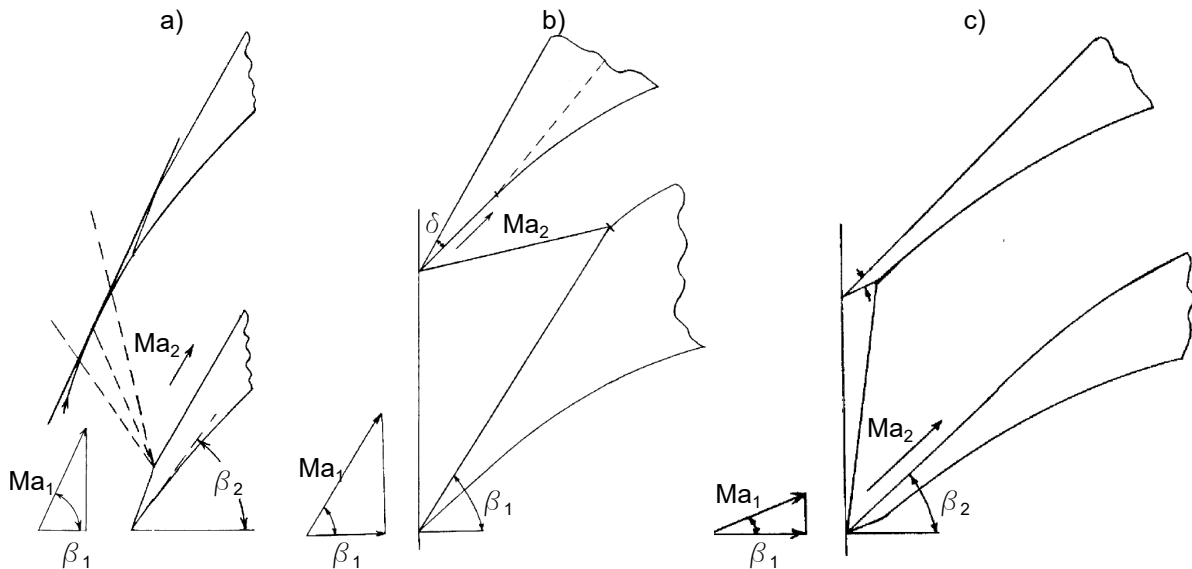


Abbildung 3.8: Keilförmige Aufdickung der Vorderkante von supersonischen Turbinenrotoren nach Boxer et al. (1952), a) saugseitige Ausrichtung, b) druckseitige Ausrichtung mit tangentialen Übergang, c) druckseitige Ausrichtung für eine supersonische axiale Strömungskomponente

Diese dünnen Vorder- und Hinterkanten können aufgrund der fehlenden mechanischen Festigkeit nicht gefertigt werden und wären sehr anfällig gegenüber Erosion. Boxer et al. (1952) beschreiben drei Möglichkeiten zur Aufdickung der Vorder- und Hinterkante, die in Abb. 3.8 dargestellt sind. Am häufigsten ist in der Literatur eine keilförmige Aufdickung mit saugseitiger Ausrichtung zu finden. Von dem Übergang zwischen Keilfläche und Verbindungslinien geht ein Expansionsfächer aus, der sich aufgrund der axialen Unterschallgeschwindigkeit vor der benachbarten Schaufel befindet. Dieser Expansionsfächer sorgt für eine Anpassung des Strömungswinkels an den Schaufeleintrittswinkel und reduziert somit die Fehlanströmung der Nachbarschaufel. Die zweite Variante weist eine keilförmige Aufdickung mit druckseitiger Ausrichtung auf. Die Keilfläche geht dabei tangential in die Druckseite über, ohne eine Kante zu bilden. Die Anströmung erfolgt parallel zur Saugseite. An der Vorderkante wird die Strömung auf der Druckseite um den Keilwinkel δ umgelenkt und bildet einen Verdichtungsstoß, der in der Passage liegt. Die dritte Variante ist für eine Anströmung konzipiert, in der die axiale Geschwindigkeitskomponente supersonisch ist. Infolge der leicht saugseitigen Anströmung bildet sich dort ein Verdichtungsstoß aus. Durch die supersonische, axiale Geschwindigkeitskomponente

3.3 Rotor aerodynamik supersonischer Axialturbinen

befindet sich der Stoß nicht vor der Nachbarschaufel, sondern verbleibt in der Passage. Dort trifft er auf die Kante zwischen Keilfläche und Druckseite und unterstützt dort die Strömungsumlenkung.

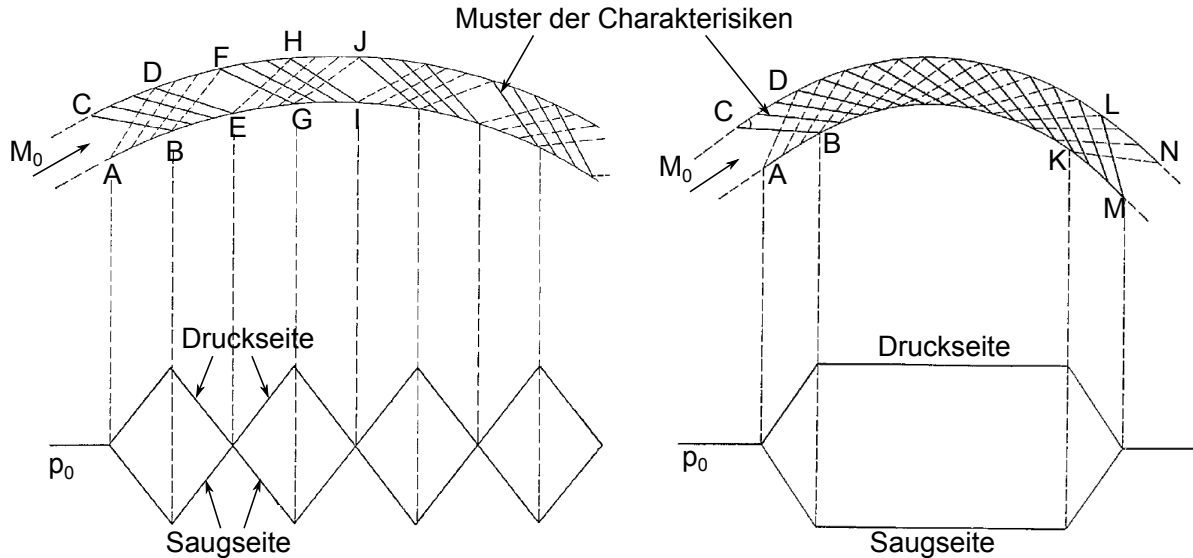


Abbildung 3.9: Druckverteilung in supersonischen Impulsturbinen unter Anwendung der Methode der Charakteristiken, (l) Rotor mit konstanter Krümmung der Oberflächen, (r) Rotor mit Transitionsbögen zwischen (A-B), (C-D), (L-N) und (K-M) mit halber Krümmung (Stratford und Sansome 1960)

Stratford und Sansome (1960) führten umfangreiche Untersuchungen von supersonischen Schaufelprofilen von Turbinenrotoren durch. Die theoretische Druckverteilung in Turbinenrotoren untersuchten sie dabei analytisch mit der Methode der Charakteristiken (siehe Abb. 3.9). Typische Schaufelprofile weisen eine konstante Krümmung über die Sehnenlänge auf. Stratford und Sansome (1960) stellten fest, dass durch das abwechselnde Auftreten von Verdichtungs- und Verdünnungswellen eine zickzackförmige Druckverteilung auf der Druck- und Saugseite entsteht. Bei dieser Druckverteilung sieht er eine erhöhte Gefahr einer Strömungsablösung und einen verminderten Wirkungsgrad. Eine deutlich einheitlichere Druckverteilung auf der Schaufel kann durch die Einführung von Übergangsbögen am Ein- und Austritt in die Schaufelpassage erzielt werden (Abb. 3.9 (r), Bereiche A-B, C-D, L-N, K-M), die die halbe Krümmung des Hauptkanals aufweisen. Die Verdünnungswellen aus dem Bereich A-B treffen erst stromab von D auf die Druckseite des Hauptkanals. Da die Verdünnungswellen nur halb so stark umlenken, wie es auf der Druckseite notwendig wäre, bildet sich gleichzeitig jeweils eine Verdichtungswelle, die die Druckänderung der Verdünnungswelle kompensiert. Das paarweise Auftreten von Verdünnungs- und Verdichtungswellen sorgt für eine homogene Druckverteilung im Bereich des Hauptkanals (B-K und D-L).

Aufgrund der geringeren Krümmung der Transitionsbögen, gehen Stratford und Sansome (1962) davon aus, dass ABCD annähernd ein Rechteck bilden. In diesem Fall kann

3 Supersonische Turbinen für ORCs

die Länge der Transitionsbögen unter Berücksichtigung des Stoßwinkels α_1 und der Kanalbreite b berechnet werden:

$$l_{AB} = l_{CD} = b \cdot \cot\alpha_1 \quad (3.16)$$

Zusätzlich folgern Stratford und Sansome (1960), dass die von der Druckseite ausgehende Verdichtungswelle auch auf die Saugseite treffen muss. Dies stellt er durch eine Einschränkung des Krümmungsradius der Saugseite im Verhältnis zum Krümmungsradius der Druckseite sicher:

$$\frac{R_{SS}}{R_{DS}} \geq \cos\alpha_1 \quad (3.17)$$

Von Stratford und Sansome (1960) wird empfohlen, dass die Krümmung des Kanals um 20 bis 30% niedriger gewählt wird, als mit Gl. 3.17 berechnet. Zusätzlich sollte die unkompenzierte Expansion auf der Saugseite nicht übermäßig stark sein (Umlenkwinkel im Bereich A-B $< 10^\circ$ bis 15°), da dies eine Strömungsablösung hervorrufen könnte. Unabhängig von Stratford und Sansome (1960) entwickelten Goldman und Scullin (1971) ein Computerprogramm zur Profilerstellung von Rotorschaukeln auf Basis der Methode der Charakteristiken. Diese Schaufelprofile sind ebenfalls durch Übergangsbögen am Ein- und Austritt gekennzeichnet.

Neben der Einführung von Übergangsbögen stellten Stratford und Sansome (1960) eine Wirkungsgradverbesserung durch eine Kanalkontraktion fest. Diese Kanalkontraktion bewirkt eine Querschnittsverminderung bis zur axialen Symmetrieachse der Schaufel und eine anschließende Querschnittserweiterung bis zum Rotorauslass. Stratford und Sansome (1960) begründen die Wirkungsgradsteigerung mit einer Reduktion der Strömungsgeschwindigkeit und einer daraus folgenden niedrigeren Reibung. Die mögliche Kontraktion ist dabei durch die Eintrittsmach-Zahl begrenzt. Eine zu hohe Kontraktion würde ein Sperren der Passage durch einen senkrechten Verdichtungsstoß hervorrufen.

In Kaskadentests konnten Stratford und Sansome (1960) durch die Nutzung von Übergangsbögen und einer 8%-tigen Kanalkontraktion eine Steigerung des Geschwindigkeitskoeffizienten ($v_{\text{aus,Rotorpassage}}/v_{\text{in,Rotorpassage}}$) von 0,929 auf 0,952 erzielen. Dabei wurde durch die Geometrieänderungen eine deutliche Reduktion einer saugseitigen Strömungsablösung erzielt. Trotz dieser Steigerung des Geschwindigkeitskoeffizienten konnte durch das verbesserte Schaufelprofil in einer realen Turbinenanwendung keine Wirkungsgradsteigerung erzielt werden. Stratford und Sansome (1960) vermuten, dass in der realen Turbine dreidimensionale Strömungsablösungen dominant sind.

3.4 Verlustmechanismen durch Teilbeaufschlagung

Bei teilbeaufschlagten Turbinen ist nur ein Teil des Umfangs mit aktiven Statorpassagen bestückt, die den Rotor anströmen. Damit wird nur ein Teil des Rotors ordnungsgemäß durchströmt und die Rotorschaukeln im restlichen Umfang ventilieren dissipativ und reduzieren den Gesamtwirkungsgrad der Turbine. Eine sinnvolle Einsatzmöglichkeit stellen

Turbinen mit sehr kleinen Massenströmen dar, die aufgrund eines geringen Durchflussquerschnitts sehr kleine Schaufelhöhen aufweisen würden. Durch die Reduktion des aktiven Umfangs können die Schaufelhöhen unter Beibehaltung des Durchflussquerschnitts erhöht werden. In diesem Fall können die zusätzlichen Verluste durch Teilbeaufschlagung geringer sein als die zusätzlichen Radialspalt- und Schaufelverluste bei Vollbeaufschlagung, wodurch sogar eine Wirkungsgradsteigerung möglich ist. Eine weitere Anwendung findet Teilbeaufschlagung in Dampfturbinen, in denen die erste Stufe als Regelstufe ausgeführt ist. Diese Regelstufen besitzen mehrere Beaufschlagungssegmente, die durch Ventile zu- und abgeschaltet werden können (Glassman 1973, Traupel 2001).

3.4.1 Verlustmodell nach Suter und Traupel (1959)

Ventilationsverluste

Die Verluste durch Teilbeaufschlagung werden von Suter und Traupel (1959) in Ventilationsverluste und Sektorendverluste aufgeteilt. Die Ventilationsverluste entstehen in den unbeaufschlagten Bereichen der Turbine, in denen die Rotorpassagen nicht vom Stator angeströmt werden. Stattdessen bewirkt die Fliehkraft des mitgerissenen Fluids eine radiale Strömungsrichtung des Fluids im Rotor, die eine dissipative Strömungszirkulation am Rotoraustritt hervorruft. Bezogen auf den Vollrotor kann laut Horlock (1966) durch eine Dimensionsanalyse festgestellt werden, dass der Ventilationsverlust P_V eine Funktion der Schaufelgeschwindigkeit U_m , der Schaufelhöhe h , des mittleren Raddurchmessers D_m , der Dichte ρ und der Viskosität μ des Fluids ist.

$$P_V = f(U_m, h, D_m, \rho, \mu) \quad (3.18)$$

Suter und Traupel (1959) untersuchten die Ventilationsverluste in Turbinen experimentell. Unter Berücksichtigung der Teilbeaufschlagung ε stellten sie folgenden Ansatz zur Bestimmung der Ventilationsverluste auf:

$$P_V = C_1 \cdot (1 - \varepsilon) \cdot \pi \cdot D_m \cdot h \cdot \frac{\rho}{2} \cdot U_m^3 \quad (3.19)$$

Der Faktor C_1 ist dabei vom Mechanismus der Strömung und der geometrischen Gestalt der Turbine abhängig. In der Literatur sind folgende Werte für C_1 angegeben:

- Suter und Traupel (1959); $C_1 = 0,04$ bis $0,076$
- Aungier (2006); $C_1 = 0,1$
- Traupel (2001); $C_1 = [0,045 + 0,58 h/D_m] \sin \beta_2$ ($= 0,685$ für die in Kap. 4 ausgelegte Turbine)

Darüber hinaus erkannten Suter und Traupel (1959) eine Abhängigkeit des Faktors C_1 von der Reynolds-Zahl und der Mach-Zahl. Beide Einflüsse benennen Suter und Traupel (1959) als so gering, dass sie im Rahmen der geforderten Genauigkeit vernachlässigbar sind. Dabei beziehen sich Suter und Traupel (1959) allerdings nur auf Mach-Zahlen kleiner 0,5.

Sektorendverluste

Die Sektorendverluste entstehen im Bereich zwischen beaufschlagten und unbeaufschlagten Bereichen durch die Ingangsetzung und das Wiederaufhalten der Rotorströmung. Suter und Traupel (1959) übernehmen den theoretischen Ansatz nach Ohlsson (1956) zur Berechnung der Sektorendverluste. Dieser ist von dem Massenstrom \dot{m} , der Anzahl der beaufschlagten Sektoren N , der Schaufelgeschwindigkeit U_m , dem Verhältnis zwischen axialer Sehnenlänge des Rotors und mittlerem Raddurchmesser $\frac{b_{R,ax}}{D_m}$ und dem isentropen Enthalpiegefälle Δh_s der Turbine abhängig:

$$P_S = \dot{m} \cdot \frac{C_2}{\sqrt{2}} \cdot \frac{N \cdot U_m}{\varepsilon} \cdot \frac{b_{R,ax}}{D_m} \cdot \sqrt{\Delta h_s} \quad (3.20)$$

Doyle (1962) ergänzte den Ansatz von Suter und Traupel (1959) um den Einfluss des totalen Turbinenwirkungsgrads $\eta_{T,t}$:

$$P_S = \dot{m} \cdot \frac{C_2}{\sqrt{2}} \cdot \frac{N \cdot U_m}{\varepsilon} \cdot \frac{b_{R,ax}}{D_m} \cdot \sqrt{\Delta h_s} \cdot \eta_{T,t} \quad (3.21)$$

Der Wert des Faktors C_2 variiert dabei je nach Quelle und verwendeter Gleichung zwischen 0,21 bis 0,3:

- Suter und Traupel (1959); $C_2 = 0,27$; Gl. 3.20
- Doyle (1962); $C_2 = 0,3$; Gl. 3.21
- Aungier (2006); $C_2 = 0,3$; Gl. 3.21; allerdings mit η_{noz} statt $\eta_{T,t}$
- Traupel (2001); $C_2 = 0,21$; Gl. 3.20

3.4.2 Impulsverlust nach Stenning (1953)

Verluste durch verringerten Impulsstrom

Einen alternativen Ansatz zur Berechnung der Teilbeaufschlagungsverluste entwickelte Stenning (1953). Er betrachtet dabei analytisch eine reine Impulsturbine ($R = 0$, $w_2 = w_3$, $\beta_2 = \beta_3$), bei der der beaufschlagte Bogen $\varepsilon \cdot \pi \cdot D_m$ ein Vielfaches der Rotor-schaufelteilung s ist (Abb. 3.10).

Zum Zeitpunkt $t = 0$ liegt der Übergangsbereich exakt an der Rotorschaufelvorderkante. Zum Zeitpunkt t hat sich der Rotor um die Strecke $U_m \cdot t$ weitergedreht. In diesem Fall strömt das Arbeitsfluid in Kanal A durch eine Querschnittserweiterung von $s/(s - U_m \cdot t)$ und in Kanal B von $s/(U_m \cdot t)$. Der den Rotor in diesem Zeitpunkt verlassende relative Impulsstrom \dot{I}_3 ist dann:

$$\dot{I}_3 = \dot{m} \cdot w_3 \cdot \left[(\varepsilon \cdot \pi \cdot D_m - s) + \frac{(U_m \cdot t)^2}{s} + \frac{(s - U_m \cdot t)^2}{s} \right] / (\varepsilon \cdot \pi \cdot D_m) \quad (3.22)$$

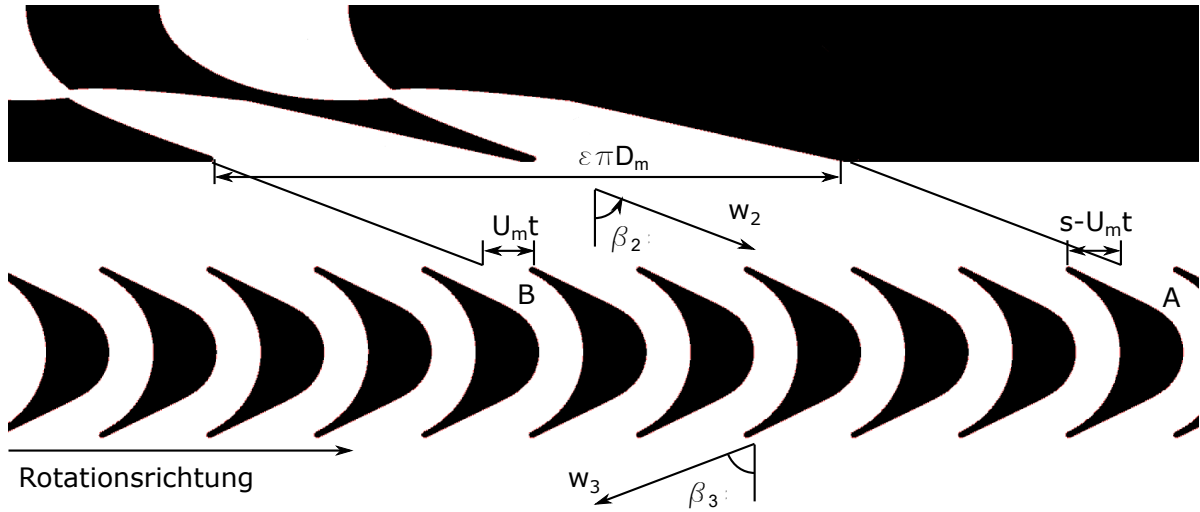


Abbildung 3.10: Expansionsverluste in teilbeaufschlagten Turbinen nach dem Ansatz von Stenning (1953)

Die Integration über das Zeitintervall $t_0 = s/U_m$ ergibt, bezogen auf die verlustfreie Schaufelstellung $\dot{I}_{3,t=0}$, einen Impulsstromverlust von:

$$\frac{\dot{I}_3}{\dot{I}_{3,t=0}} = \left(1 - \frac{s}{3 \cdot \varepsilon \cdot \pi \cdot D_m}\right) \quad (3.23)$$

Unter Berücksichtigung des Geschwindigkeitsverhältnisses zwischen Rotoraus- und -eintritt, $K = \frac{w_3}{w_2}$, kann nach Stenning (1953) der Verlust, bezogen auf den Totalwirkungsgrad der unbeaufschlagten Turbine, wie folgt ausgedrückt werden:

$$P_{\text{exp}} = \frac{K}{K+1} \cdot \frac{s}{3 \cdot \varepsilon \cdot \pi \cdot D_m} \cdot \eta_{T,t} \cdot \Delta h_s \cdot \dot{m} \quad (3.24)$$

Pump- und Ausmischungsverluste

Als weiteren Verlustmechanismus nennt Stenning (1953) Pump- und Ausmischungsverluste P_{AM} . Diese entstehen, wenn die nicht beaufschlagte Schaufelpassage in die Düsenströmung eintritt und das bis dahin stehende Fluid beschleunigt werden muss.

$$P_{AM} = \frac{f \cdot f_{leak} \cdot \eta_{noz} \cdot (U_m/v)^3 \cdot b}{\varepsilon \cdot \pi \cdot D_m \cdot \sin \beta_1} \cdot \Delta h_s \cdot \dot{m} \quad (3.25)$$

Damit beschränkt sich das Modell von Stenning (1953) auf die Verluste, die im Übergangsbereich zwischen beaufschlagten und unbeaufschlagten Bereichen entstehen und es vernachlässigt Ventilationsverluste in den nicht beaufschlagten Bereichen. Dennoch zeigte Doyle (1962) eine gute Übereinstimmung der beiden Modelle nach Suter und Traupel (1959) und Stenning (1953). Ein weiteres Verlustmodell wurde von Stodola (1945) ent-

wickelt. Der Ansatz von Stodola (1945) ist allerdings nicht dimensionslos und entspricht daher nicht den Ähnlichkeitsgesetzen, die eine Verallgemeinerung rechtfertigen.

3.4.3 Relative Bedeutung der Verlustmechanismen

Insbesondere der Ventilationsverlust (Suter und Traupel 1959) bzw. der Pump- und Ausmischungsverlust (Stenning 1953), weisen eine starke Abhängigkeit von der Schaufelgeschwindigkeit auf und steigen zu hohen Drehzahlen stark an. Aus diesem Grund reduziert sich die Drehzahl des Wirkungsgradoptimums mit steigender Teilbeaufschlagung. Darüber hinaus konnten He (1997) und Fridh (2012) bestätigen, dass bei einstufigen Turbinen der Sektorendverlust mit höherer Anzahl von separaten Düsengruppen N steigt, weil sich auch die Anzahl der Füllungs- und Entleerungsvorgänge der Rotorpassagen erhöht. Damit ist in einstufigen, teilbeaufschlagten Turbinen eine möglichst geringe Anzahl von separaten Düsengruppen anzustreben. Sie zeigten allerdings auch, dass diese Schlussfolgerung nicht auf alle mehrstufigen Turbinen übertragbar ist. In mehrstufigen Turbinen profitieren die hinteren Stufen von einer homogeneren Anströmung, falls mehrere separate Düsengruppen eingesetzt werden. Der steigende Wirkungsgrad der hinteren Stufen wirkt dabei den Sektorendverlusten der ersten Stufen entgegen und kann bei der Bildung des Gesamtwirkungsgrades der Turbine sogar dominieren.

3.5 Regelungsmöglichkeiten durch Teilbeaufschlagung

Im realen Straßeneinsatz arbeitet der Verbrennungsmotor eines LKWs unter stark fluktuierenden Betriebsbedingungen, aus denen ebenfalls eine stark fluktuierende thermische Leistung des Abgases resultiert. Eine Forderung ist daher eine große Kennfeldbreite der Expansionsmaschine, um in jedem Betriebsbereich einen hohen Leistungsrückgewinn zu erreichen. Der Maximaldruck des Systems wurde dabei im Hinblick auf eine technische Umsetzung auf 40 bar beschränkt.

Abbildung 3.11 zeigt drei mögliche Regelungskonzepte, in denen eine supersonische Impulsturbinen betrieben werden kann. Regelungskonzept 1 steht für eine supersonische Impulsturbinen mit einem festen Teilbeaufschlagungsgrad (in diesem Fall $\varepsilon = 0,8$). Der Massenstrom stellt sich auf Basis der Strömung im engsten Querschnitt des Turbinenstators ein, in dem eine Mach-Zahl von eins erreicht wird. Betriebsbedingungen stromab des engsten Querschnitts wirken sich aufgrund der supersonischen Strömung im divergenten Düsenteil nicht auf den Massendurchsatz aus. Eine Einflussnahme durch den Gegendruck am Turbinenaustritt sowie die Rotordrehzahl entfällt. Somit steigt der Turbineneintrittsdruck mit steigendem Turbinenmassenstrom an. Insbesondere im niedrigen Massenstrombereich ergibt sich dadurch ein geringer Turbineneintrittsdruck.

Aus Dampfturbinen ist daher bekannt, dass Regelstufen eingesetzt werden, um durch eine variable Teilbeaufschlagung einen zusätzlichen Einflussparameter zur Regulierung des Turbineneintrittsdrucks zu erhalten (Couchman et al. 1991). Dabei wird die erste

3.5 Regelungsmöglichkeiten durch Teilbeaufschlagung

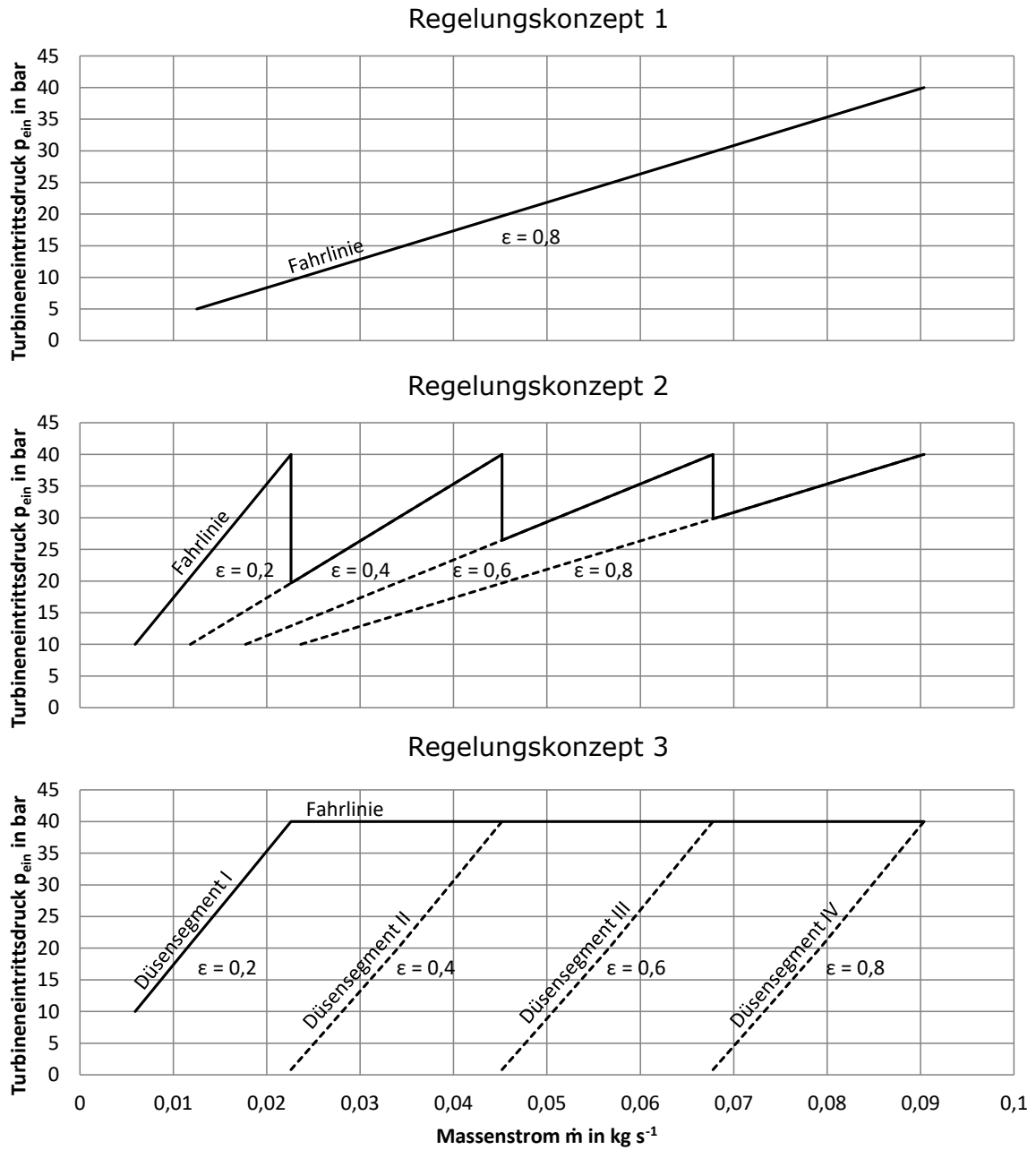


Abbildung 3.11: Regelungskonzepte durch variable Teilbeaufschlagung

Stufe der mehrstufigen Dampfturbine in Düsengruppen unterteilt, die bedarfsgerecht zugeschaltet werden können (in der Regel 4 bis 8 Düsengruppen).

Regelungskonzept 2 in Abb. 3.11 sieht dabei vor, dass die zusätzlichen Düsengruppen nur vollständig zugeschaltet werden können und damit ein einheitlicher Eintrittsdruck vor den zugeschalteten Düsengruppen herrscht. Im niedrigen Massenstrombereich ist nur eine Düsengruppe geöffnet. Sobald der Maximaldruck von 40 bar bei einer Massen-

3 *Supersonische Turbinen für ORCs*

stromsteigerung erreicht wurde, wird eine zusätzliche Düsengruppe voll geöffnet. Dadurch sinkt der Turbineneintrittsdruck sprunghaft ab und ermöglicht eine weitere Massenstromsteigerung. Durch diese Regelung entsteht ein sägezahnförmiger Kurvenverlauf des Eintrittsdrucks über dem Massenstrom.

Dem gegenüber wird in Regelungskonzept 3 der Druck in einer zusätzlichen Düsengruppe durch ein vorgeschaltetes Ventil kontrolliert gesteigert. Der Turbineneintrittsdruck der bereits voll geöffneten Düsengruppen verbleibt dabei auf dem Sollwert. Abgesehen von den Betriebsgrenzen ermöglicht diese Regelung eine Entkoppelung von Massenstrom und Turbineneintrittsdruck und wird bei Dampfturbinen mit Kontrollstufe eingesetzt (Couchman et al. 1991).

4 Auslegung der Turbine BZ1

4.1 Thermodynamische Randbedingungen

4.1.1 Abgasbedingungen des LKW-Motors

Als Anwendungsfall dient ein Dieselmotor eines Nutzfahrzeugs mit 12,8 Litern Hubraum und einer Maximalleistung von 375 kW, der aus der Studie von Span et al. (2011) übernommen wurde. Die ausgewählten Betriebspunkte sind in Tab. 4.1 aufgelistet. Dabei wurde die Abgastemperatur nach der Abgasmachbehandlung (AGN) verwendet. Hintergrund ist, dass der ORC als additive Maßnahme wirkungsgradsteigernd berücksichtigt werden sollte, ohne bereits bestehende Systeme zu beeinflussen oder sogar zu verdrängen. Auf die Nutzung thermischer Verluste im Kühlsystem wurde im Rahmen dieser Untersuchung verzichtet, da diese thermische Energie aufgrund des niedrigeren Temperaturniveaus schlechter nutzbar ist (siehe Carnotwirkungsgrad in Kap. 2).

Tabelle 4.1: Abgasmassenströme und -temperaturen des LKW-Dieselmotors nach der AGN

	Betriebspunkt	mechanische Motorleistung	\dot{m}_{Abgas}	T_{Abgas}	thermische Energie im Abgas ($T_{\text{Ref.}} = 90^\circ\text{C}$)
		kW	kg s^{-1}	$^\circ\text{C}$	kW
Auslegung	1	228,5	0,249	342	70,0
Teillast	2	81,4	0,126	296	28,8
Überlast	3	326,1	0,338	357	101,1

Als Auslegungspunkt wurde ein Betriebspunkt mit einer Motorleistung von 228,5 kW gewählt. In diesem Betriebspunkt steht für den nachgeschalteten ORC eine nutzbare thermische Leistung von 70 kW bereit. Im realen Straßenverkehr ist allerdings das Betriebsverhalten eines Verbrennungsmotors durch die äußeren Gegebenheiten fluktuierend. Aus diesem Grund wurden zwei weitere Betriebspunkte aufgenommen: ein Teillast- und ein Überlast-Betriebspunkt. Im Teillastpunkt leistet der Verbrennungsmotor eine mechanische Leistung von 81,4 kW, die im Überlastpunkt auf 326,1 kW steigt. Dabei ist im Abgas eine nutzbare thermische Leistung von 28,8 kW bzw. 101,1 kW enthalten.

4.1.2 Thermodynamische Randbedingungen der Expansionsmaschine

Als System zur Abgaswärmenutzung wurde ein einfacher Organic Rankine Cycle untersucht. Auf Zusatzkomponenten wie einen Rekuperator, der die Komplexität und damit die Systemkosten steigern würde, wurde verzichtet. Die Zielgröße im thermodynamischen Auslegungsprozess war die mechanische Leistung der Expansionsmaschine. Für den Medienvergleich wurde ein konstanter Wirkungsgrad der Expansionsmaschine von 70% angenommen. Zusätzlich wurden die Randbedingungen des Kreislaufs eingeschränkt (siehe Tab. 4.2). Die Limitierung des Maximal- und Minimaldrucks erfolgte im Hinblick auf eine praktikable Serienumsetzung in einem LKW. Der Pinchpoint in den Verdampfern wurde auf ≥ 20 K begrenzt, um den Einsatz kompakter Wärmetauscher zu ermöglichen. Zusätzlich wurde die minimale Kondensationstemperatur auf $\geq 70^\circ\text{C}$ begrenzt, um das vorhandene Kühlsystem eines LKWs zur Medienkühlung im Kondensator verwenden zu können. Für die Pumpe wurde ein Wirkungsgrad von 80% angenommen. Die thermodynamischen Zustandsgrößen des Arbeitsmediums wurden mit REFPROP 9.1 (NIST Standard Reference Database 23) bestimmt.

Tabelle 4.2: Limitierende Randbedingungen des Organic Rankine Cycles bei der Prozessauslegung

Parameter	Wert	Einheit
Maximaldruck	40	bar
Minimaldruck	0,5	bar
Pinch point	20	K
Kondensationstemperatur	70	$^\circ\text{C}$
Turbinenwirkungsgrad	70	%
Pumpenwirkungsgrad	80	%

Die mögliche Leistungsabgabe des ORCs ist für mehrere Kreislaufmedien in Abhängigkeit von der maximalen Prozesstemperatur in Abb. 4.1 dargestellt. Der optimale Maximaldruck wurde im Vorfeld ermittelt (siehe Anh. Abb. A.1 und A.2). Die höchste Leistung von 11,1 kW verspricht das Kreislaufmedium Aceton, gefolgt von Ethanol mit 10,6 kW und Methanol mit 9,23 kW. Isopentan, Wasser und R245fa versprechen deutlich geringere Leistungen von unter 7,41 kW. Ethanol und Methanol weisen zu niedrigeren Prozesstemperaturen hin einen Leistungszuwachs auf. Einen ähnlichen Leistungszuwachs zeigt Aceton ebenfalls. Bei einer niedrigeren Prozesstemperatur als 252°C sinkt die Leistung allerdings wieder ab. Der Grund wird anhand Abb. 4.2 deutlich. Bei hoher Überhitzung des Prozessgases begrenzt der Pinchpoint die mögliche Abkühlung (ΔT_{RG}) des Abgases des Verbrennungsmotors und der ORC kann eine geringere thermische Leistung nutzen. Mit sinkender Überhitzung erhöht sich die Steigung der Rauchgaskurve und es wird mehr thermische Leistung genutzt. Die maximale Leistung wird bei einer Überhitzung von unter 28 K erzielt. Unterhalb dieser Grenze sinkt die Leistung des ORCs

4.1 Thermodynamische Randbedingungen

wieder aufgrund eines geringeren Wirkungsgrads des Kreisprozesses bei niedrigeren Maximaltemperaturen. Dieser Effekt tritt über den gesamten Temperaturbereich auf. Bei höherer Überhitzung $> 28 \text{ K}$ dominiert allerdings der Zuwachs der thermisch nutzbaren Leistung.

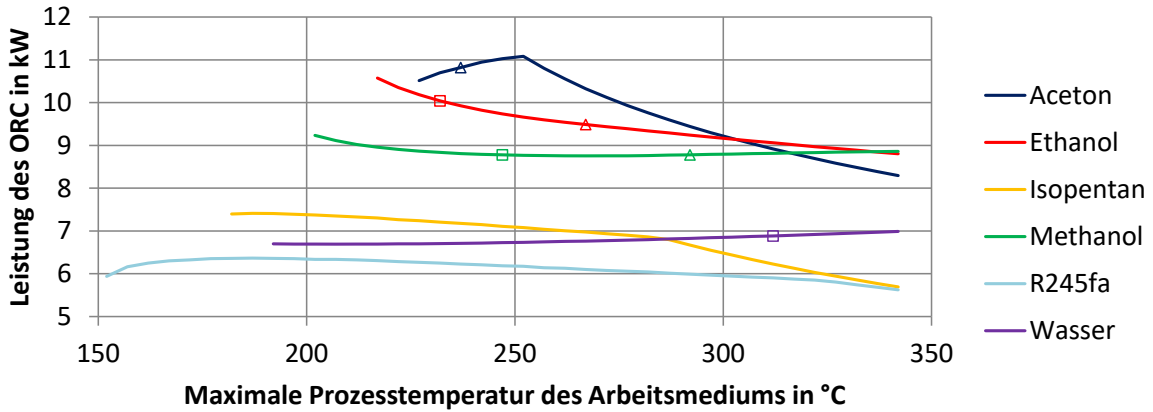


Abbildung 4.1: Erzielbare Leistung eines ORCs im Auslegungspunkt mit unterschiedlichen Arbeitsmedien ($\eta_T = 70\%$, Δ : Grenze zur Kondensation nach isentroper Expansion, \square : Grenze zur Kondensation nach einer Expansion mit $\eta_T = 70\%$)

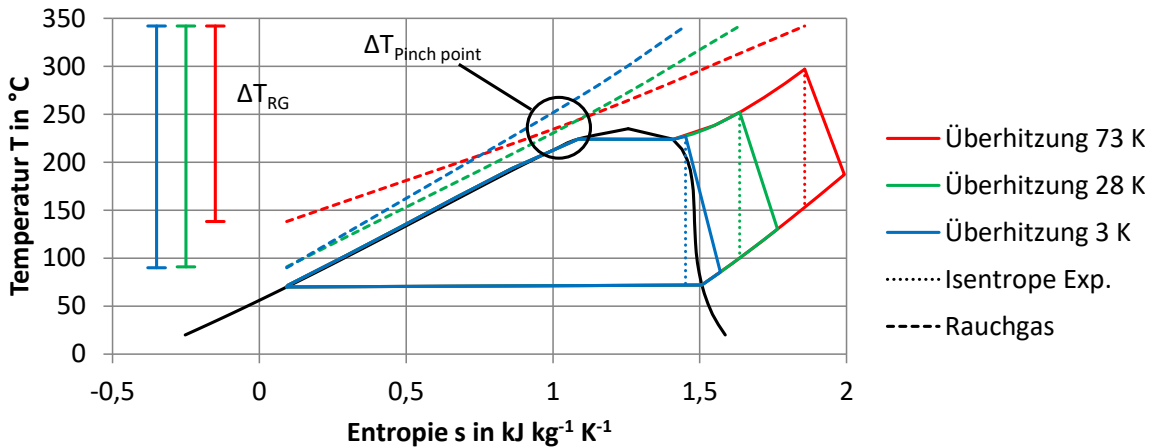


Abbildung 4.2: Dampfkreislauf im T-s-Diagramm für Aceton bei unterschiedlicher Überhitzung des Dampfes

Zusätzlich kann bei einer unzureichenden Überhitzung des Arbeitsmediums eine Kondensation in der Turbine auftreten. Zur Veranschaulichung ist in Abb. 4.3 der Temperaturverlauf von drei Kreisläufen mit unterschiedlicher Überhitzung für das Kreislaufmedium Ethanol dargestellt. Dabei herrscht ab einer Überhitzung von über 42 K keine

4 Auslegung der Turbine BZ1

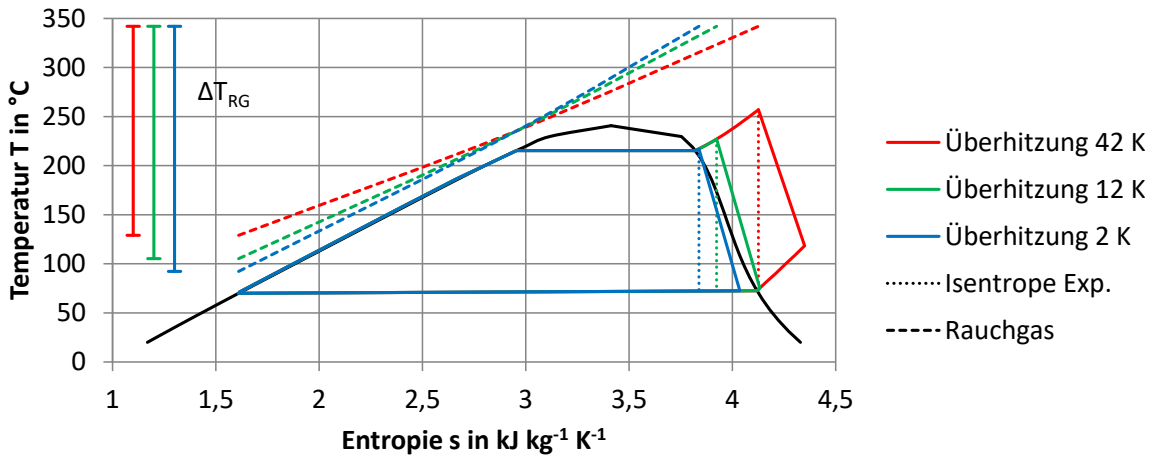


Abbildung 4.3: Dampfkreislauf im T-s-Diagramm für Ethanol bei unterschiedlicher Überhitzung des Dampfes

Kondensationsgefahr. Unterhalb einer Überhitzung von 42 K würde bei einer isentropen Expansion Kondensation auftreten. In Impulsturbinen kann in diesem Punkt zumindest lokal eine Kondensation hinter dem Stator auftreten, weil prinzipbedingt das komplette Druckverhältnis im Turbinenstator expandiert wird. Unabhängig vom Gesamtwirkungsgrad der Turbine, kann diese Expansion verlustarm und nahezu isentrop ablaufen. Ab einer Überhitzung von weniger als 12 K liegt auch die Turbinenaustrittstemperatur unter der Kondensationstemperatur. In diesem Fall kann ebenfalls eine Kondensation hinter der Turbine auftreten. Beide Grenzen sind in Abb. 4.1 dargestellt: die Kondensation nach isentroper Expansion als Dreieck, die Kondensation nach der Turbine mit $\eta_T=70\%$ als Quadrat. Während Ethanol beide Grenzen aufweist, kann bei Aceton aufgrund des steilen Kondensationslinienverlaufs nur eine Kondensation bei isentroper Expansion auftreten. Bei Arbeitsmedien mit positiver Steigung der Kondensationslinie (R245fa, Isopentan) besteht keine Gefahr einer Kondensation.

In Tab. 4.3 werden die optimalen Betriebspunkte des ORCs im Auslegungspunkt für die untersuchten Arbeitsmedien vergleichend gegenübergestellt. Bei der Ermittlung wurden Betriebspunkte ausgeschlossen, in denen eine Kondensation hinter dem Stator auftreten kann (vergl. Abb. 4.1). Die Maximalleistung des Acetons bleibt bei 11,1 kW. Die Leistung des Ethanols sinkt auf 9,49 kW, da die maximale Prozesstemperatur auf 267°C angehoben werden musste. Beim Methanol muss zur Kondensationsvermeidung die Prozesstemperatur auf mindestens 292°C angehoben werden. Da die Leistungskurve in diesem Bereich steigend ist, wird das Leistungsmaximum bei der maximalen Prozesstemperatur von 342°C erzielt. Die trockenen Fluide (R245fa, Isopentan) erleiden zwar keine Einschränkung ihrer Prozesstemperatur, sie weisen aber weiterhin eine niedrigere erzielbare Leistung von unter 7,41 kW auf. Wasser hingegen weist eine sehr flache Kondensationslinie und damit eine Kondensationsgefahr über den gesamten Temperaturbereich auf.

Aceton wurde erst nach Abschluss des thermodynamischen Auslegungsprozesses mit in die Untersuchung einbezogen und daher im Rahmen des Auswahlprozesses nicht berücksichtigt. Von den übrigen Arbeitsfluiden verspricht Ethanol mit 9,49 kW die höchste Leistungsausbeute und wurde als Arbeitsmedium ausgewählt. Unabhängig von der thermodynamischen Leistung wirkt sich die Auswahl des Arbeitsmediums signifikant auf die Turbinenauslegung und -parameter aus. Aus diesem Grund wird im folgenden Abschnitt eine Medienbeurteilung mit Blick auf die Turbinenauslegung durchgeführt.

Tabelle 4.3: Randbedingungen zur Erzielung der maximalen Prozessleistung

Variable	Einheit	Aceton	Ethanol	Isopentan	Methanol	R245fa	Wasser
\dot{m}	kg s ⁻¹	0,100	0,0492	0,147	0,0313	0,271	0,0165
T_{\max}	°C	252	267	187	342	187	312
p_{\max}	bar	40	40	30	40	35	12,5
p_{\min}	bar	1,70	0,81	3,71	1,35	6,31	0,55

4.1.3 Medienbeurteilung hinsichtlich der Turbinenauslegung

Zur Erfüllung der in Abb. 4.1 dargestellten Prozessleistungen ist der Einsatz effizienter Teilkomponenten notwendig. Dabei hat die Expansionsmaschine einen maßgeblichen Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad des ORCs. Insbesondere bei Dampfkreisläufen geringer Leistung, wie in diesem Fall, wirken sich der geringe Volumenstrom und die hohen Strömungsgeschwindigkeiten negativ auf den Turbinenwirkungsgrad aus. Einerseits führt dies zu geringen Turbinendurchmessern und hohen Turbinendrehzahlen, die besondere Anforderungen an die Lagerung und Rotordynamik stellen. Andererseits führen geringe Schaufelhöhen zu signifikanten Randzonen- und Spaltverlusten, die sich negativ auf den Turbinenwirkungsgrad auswirken.

Daher erfolgt eine erste Abschätzung des Turbinendurchmessers und der Drehzahl auf Basis des Cordier-Diagramms nach Beitz und Grote (1997). Als Durchmesserzahl wurde $\delta = 0,15$ und als Laufzahl $\sigma = 4$ angenommen (Position im Cordier-Diagramm: siehe Anh. Abb. A.3). Diese Werte stehen für klassisch ausgelegte Axialturbinen mit möglichst niedriger Drehzahl. Durch die Festlegung der beiden dimensionslosen Kenngrößen lassen sich der Durchmesser D und die Drehzahl n der Turbine mit der spezifischen Schaufelarbeit Y , dem Druckverhältnis Π und dem Volumenstrom \dot{V} wie folgt berechnen:

$$D = \frac{\delta \cdot 2 / \sqrt{\Pi}}{\sqrt[4]{\frac{2 \cdot Y}{\dot{V}^2}}} \quad (4.1)$$

$$n = \frac{\sigma \cdot (2 \cdot Y)^{3/4}}{\sqrt{\dot{V}} \cdot 2 \cdot \sqrt{\Pi}} \quad (4.2)$$

Die Ergebnisse dieser Betrachtung sind in Tab. 4.4 dargestellt. Für alle Prozessmedien ergibt sich ein geringer Turbinendurchmesser von 17,3 bis 24,3 mm. In Kombination

4 Auslegung der Turbine BZ1

mit hohen Strömungsgeschwindigkeiten, die aus einer hohen spezifischen Schaufelarbeit resultieren, ergeben sich hohe Drehzahlen zwischen 115.000 bis 426.000 min^{-1} . Dabei weisen Prozessmedien mit hoher molarer Masse tendenziell niedrigere Drehzahlen auf, z. B. R245fa und Isopentan. Für das ausgewählte Prozessmedium Ethanol ergibt sich eine Drehzahl von 252.000 min^{-1} bei einem Turbinendurchmesser von 24,3 mm. Diese Drehzahl erschwert eine generatorische Nutzung der Turbinenleistung, da die technisch umsetzbare Generatorleistung mit der Drehzahl abnimmt (vgl. Arkkio et al. 2005). Die Turbinenauslegung in den folgenden Kapiteln erfolgt daher immer vor dem Hintergrund einer Begrenzung der Maximaldrehzahl, die sich aufgrund des Generators ergibt.

Tabelle 4.4: Turbinenparameter nach dem Cordier-Diagramm für unterschiedliche Prozessmedien

Variable	Einheit	Aceton	Ethanol	Isopentan	Methanol	R245fa	Wasser
P	kW	11,1	9,49	7,41	8,86	6,37	6,89
D_T	mm	24,1	24,3	20,9	17,3	19,4	21,4
n_T	min^{-1}	194.000	252.000	156.000	426.000	115.000	415.000

4.2 Aerodynamische Auslegung der Turbine

4.2.1 1D-Vorauslegung der Turbine

In der Vorauslegung der Turbine wurden die Strömungswinkel und der Durchmesser der Turbine bestimmt. Dabei wurde das 1D-Auslegungsprogramm von Rittinghaus (2012) verwendet. Das Auslegungsprogramm erstellt die Strömungswinkel unter Vorgabe dimensionsloser Turbinenkennzahlen. Zusätzlich führte das 1D-Auslegungsprogramm eine Wirkungsgradberechnung der Turbine auf Grundlage empirischer Verlustansätze nach Aungier (2006) durch. Typische Werte der Kennzahlen für eine Impulsturbine werden von Moustapha et al. (2003) angegeben:

Tabelle 4.5: Dimensionslose Turbinenkennzahlen zur Turbinenauslegung

Bezeichnung	Variable	Wert
Durchflusszahl	Φ	0,5
Enthalpie-Kenngröße	Ψ_s	2
Reaktionsgrad	R	0

Mit:

$$\Phi = \frac{v_{ax}}{U} \quad (4.3)$$

$$\Psi_s = \frac{\Delta h_s}{U^2} \quad (4.4)$$

4.2 Aerodynamische Auslegung der Turbine

$$R = \frac{\Delta h_{s,\text{Rotor}}}{\Delta h_{s,\text{Stufe}}} \quad (4.5)$$

Abschnitt 4.1.3 hat gezeigt, dass die Auslegungsrandbedingungen zu einer hohen Drehzahl führen können. Aus diesem Grund wurde in Absprache mit dem Generatorhersteller die Maximaldrehzahl auf 110.000 min^{-1} limitiert. Als Folge würde sich der Turbinendurchmesser vergrößern und die Schaufelhöhen reduzieren. Durch diese Reduktion der Schaufelhöhe steigen die Radialspaltverluste in der Turbine stark an. Dem kann entgegengewirkt werden, indem die Turbine teilbeaufschlagt wird. Die Reduktion der Radialspaltverluste steht dabei zusätzlichen Teilbeaufschlagungsverlusten entgegen.

Um das gemeinsame Minimum dieser Verluste und damit das Wirkungsgradmaximum der Turbine zu finden, wurde eine Parameterstudie durchgeführt (Abb. 4.4). Dabei wurde der Teilbeaufschlagungsgrad für vier unterschiedliche Turbinendurchmesser variiert. Der Radialspalt wurde konstant bei 0,1 mm belassen.

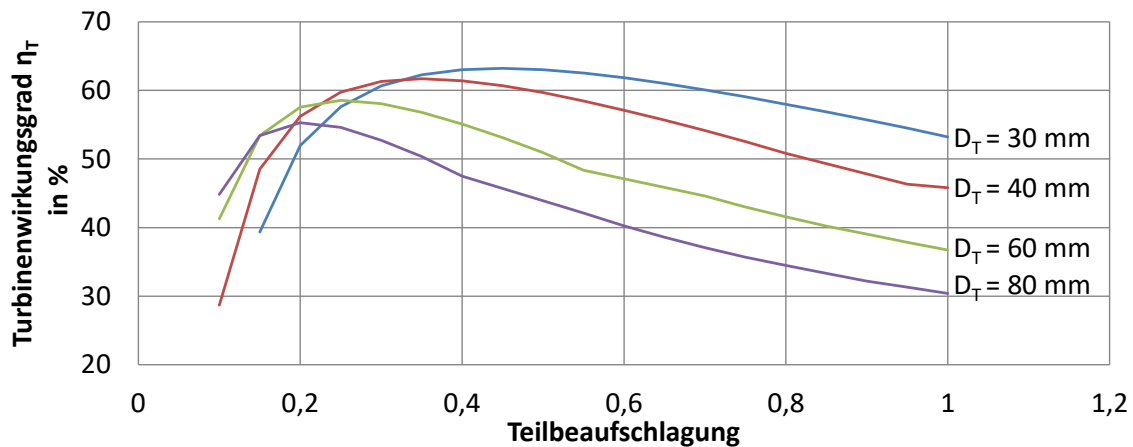


Abbildung 4.4: Turbinenwirkungsgrad bei variablem Teilbeaufschlagungsgrad für vier Turbinendurchmesser auf Basis des Vorauslegungsprogramms

Der höchste Wirkungsgrad der Turbine von 63,3% wird bei einem kleinen Turbinendurchmesser von 30 mm prognostiziert und sinkt mit steigendem Turbinendurchmesser. Das Wirkungsgradmaximum wird dabei in allen Fällen mit teilbeaufschlagten Turbinen mit einem Teilbeaufschlagungsgrad zwischen 0,2 bis 0,4 erzielt. Mit steigendem Turbinendurchmesser verschiebt sich dabei das Maximum zu niedrigeren Werten. Insbesondere die Turbinen mit größerem Durchmesser weisen kleine Schaufelhöhen und hohe Radialspaltverluste auf und profitieren von der Teilbeaufschlagung.

Die Turbinen mit den Durchmessern von 30 mm und 40 mm haben eine Drehzahl von 200.000 min^{-1} und 149.600 min^{-1} und liegen damit über der Drehzahllimitierung von 110.000 min^{-1} . Erst ab einem Turbinendurchmesser von 60 mm wird diese Drehzahllimitierung mit 99.200 min^{-1} eingehalten. Dieser Turbinendurchmesser wurde als Grundlage für eine detaillierte Turbinenauslegung mittels CFD gewählt.

4.2.2 Schaufelprofil des Stators

Aus der Forderung nach einer einstufigen Turbine folgt ein sehr hohes Stufendruckverhältnis von $\Pi = 49$. Turbinen mit einem solch hohen Druckverhältnis sind meist als Impulsturbinen umgesetzt. Der Hauptteil des Arbeitsfluids wird daher im Stator expandiert. Das hohe Druckverhältnis führt allerdings zwangsläufig zu einer Überschallströmung am Statoraustritt. Dies wird am kritischen Druckverhältnis Π^* ersichtlich, das das nötige Druckverhältnis in einer Düse bis zum Erreichen der Schallgeschwindigkeit wiedergibt:

$$\Pi^* = \frac{2}{\kappa + 1} \frac{\kappa}{\kappa - 1} \quad (4.6)$$

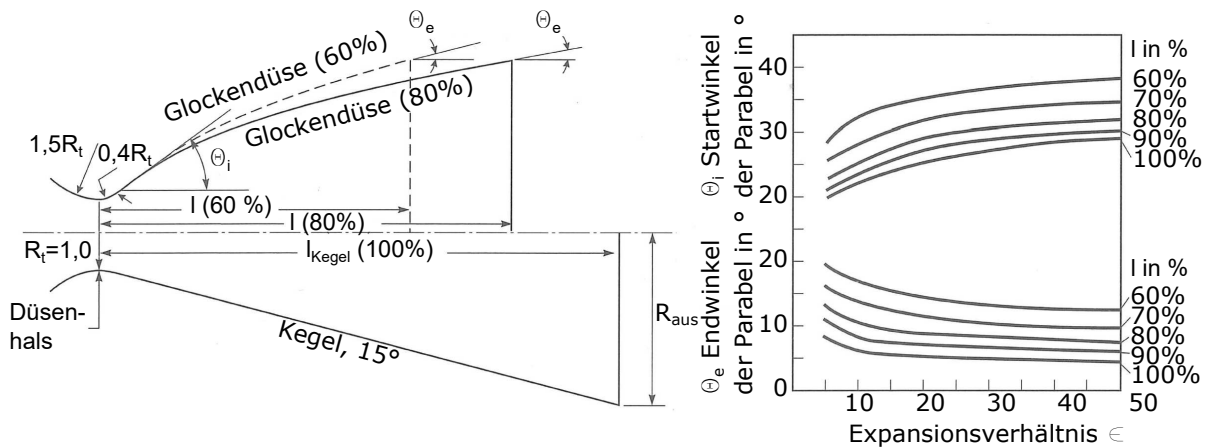


Abbildung 4.5: Geometrische Beschreibung der Lavaldüse abgeleitet von Sutton und Biblarz (2001)

Um das Arbeitsfluid über das kritische Druckverhältnis hinaus zu beschleunigen, ist der Einsatz einer Lavaldüsenkontur notwendig. Die Erstellung der Düsenkontur erfolgte nach den Vorgaben von Sutton und Biblarz (2001) (siehe Abb. 4.5). Durch die Verbindung zweier 2D-Schauflerschnitte wurde eine viereckige Düse mit konstanter Schaufelhöhe gebildet. Der Düsenhals wird dabei durch zwei Kreisbögen erzeugt, deren Radien vom Spalt im engsten Querschnitt abhängen (R_t). Der anschließende divergente Düsenteil kann als Kegel oder parabolische Glocke erstellt werden. Aufgrund des höher erwarteten Wirkungsgrades wurde die Glockenkurve gewählt (abgeleitet aus niedrigeren Düsenverlusten der Glockendüse, verglichen mit konischen Düsen; Sutton und Biblarz 2001). Die Start- und Endwinkel der parabolischen Glocke wurden dabei nach Abb. 4.5 bestimmt. Auf eine Auslegung der Glockenkurve nach der Methode der Charakteristiken wurde daher verzichtet. Ein Grund lag auch in der Krümmung des Statorkanals, der aufgrund von dreidimensionalen Effekten eine 2D-Betrachtung nach Prandl (1929) nicht zuließ. Das Expansionsverhältnis ϵ der erstellten Glockendüse kann aus dem Flächenverhältnis von Düsenaustritt zu Düsenhals gebildet werden (N: Nabe, G: Gehäuse):

$$\epsilon = \frac{A_{\text{aus}}}{A_t} = \frac{R_{\text{aus,G}} + R_{\text{aus,N}}}{R_{t,G} + R_{t,N}} \quad (4.7)$$

Die Lavaldüse wurde um einen Einlauf ergänzt, der die Strömung von der axialen in die Düsenrichtung umlenkt (siehe Abb. 4.6). Zusätzlich konnte die Breite des engsten Querschnitts an der Nabe und am Gehäuse unabhängig voneinander gewählt werden, wodurch sich ein trapezförmiger Düsenhals ergibt. Dies erlaubt die Einflussnahme auf das radiale Geschwindigkeitsprofil unter Berücksichtigung des radialen Gleichgewichts. Die geometrischen Parameter der Turbine sind in Abschn. 4.3 aufgelistet.

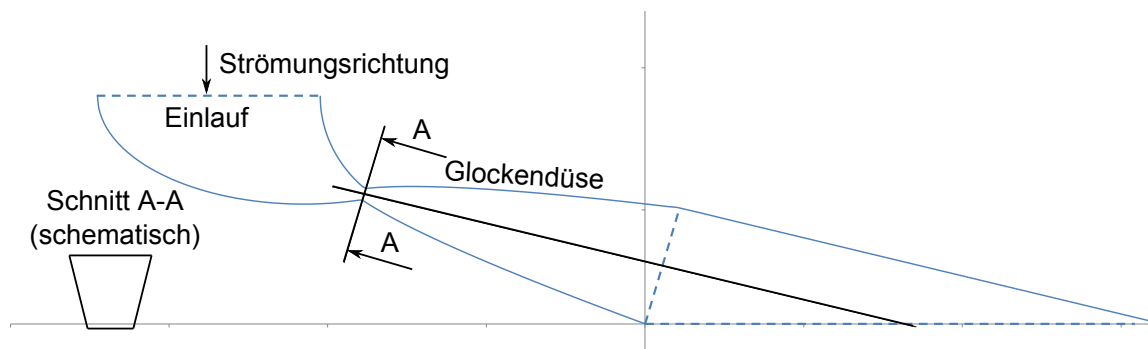


Abbildung 4.6: 2D-Schaufelprofil des Turbinenstators an der Nabe; schematische Schnittansicht des engsten Querschnitts

4.2.3 Schaufelprofil des Rotors

Die Rotorschaufeln der Turbine wurden mit dem Programm Axcnt (Version 8.0.3.0) erstellt. Der Profilaufbau ist in Abb. 4.7 anhand eines 2D-Schnitts dargestellt. Da der Reaktionsgrad der Turbine null ist, arbeitet die Beschauflung als reines Umlenkgerüst. Daher weisen die Passagen eine konstante Querschnittsfläche entlang des Strömungsweges auf. Die Schaufelflanken wurden dabei durch Kreisbögen gebildet. Der Kreisbogen der Saugseite wurde dabei mit einem geraden Segment bis zur Vorder- und Hinterkante verlängert. Eine Variation dieser Grundgeometrie ist ein Design nach Boxer et al. (1952), die die Bögen durch zusätzliche Übergangsbögen ergänzten. Diese Übergangsbögen sollen zu einer günstigeren Verteilung der Verdichtungsstöße in der Passage führen. Im vorliegenden Anwendungsfall konnte allerdings durch solche Übergangsbögen keine Wirkungsgradsteigerung der Turbine erzielt werden. Aus diesem Grund wurde auf die Implementierung der Übergangsbögen verzichtet.

Die Druck- und Saugseite treffen an den Vorder- und Hinterkanten tangential aufeinander. Die daraus folgende infinitesimal dünne Schaufeldicke würde zu Festigkeitsproblemen führen. Aus diesem Grund wurden die Vorder- und Hinterkanten aufgedickt und

4 Auslegung der Turbine BZ1

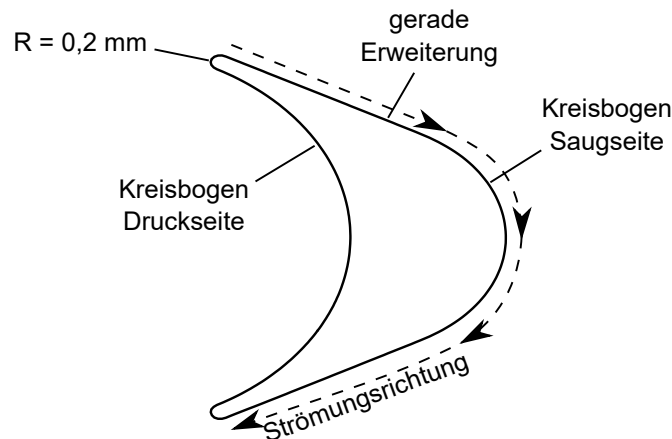


Abbildung 4.7: 2D-Schaufelprofil des Turbinenrotors an der Nabe

abgerundet. Der Rundungsradius von 0,2 mm wurde unter Berücksichtigung der Festigkeit möglichst gering gewählt. Trotzdem führen die Rundungen an den Vorder- und Hinterkanten zu verstärkten Stoßverlusten. Boxer et al. (1952) schlagen zur Lösung eine keilförmige Vorder- und Hinterkante mit geringer Lauflänge vor. Für den vorliegenden Anwendungsfall wurde diese Variante verworfen, da sie die Problematik dünner Schaufelkanten abschwächt, aber nicht löst. Die geometrischen Parameter des Turbinenrotors sind in Abschn. 4.3 aufgelistet.

4.2.4 Numerisches Modell der CFD-Simulationen

Im Rahmen dieser Arbeit wurden drei numerische Untersuchungen durchgeführt:

- Parameterstudie
- Kennfeldberechnung der Turbine im Bauzustand 1 (im Folgenden Turbine BZ1)
- Kennfeldberechnung der Turbine im Bauzustand 3 (im Folgenden Turbine BZ3)

Zuerst wurde im Rahmen einer Parameterstudie die Sensitivität des Turbinenwirkungsgrads gegenüber der Änderung von Geometrieparametern untersucht. Ziel war die Wahl günstiger Parameter zur Erlangung eines möglichst hohen Turbinenwirkungsgrads. Das Ergebnis war die Turbine BZ1, die auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse entwickelt wurde. Im Rahmen der Fertigung wurden Geometrieabweichungen zwischen der Turbine BZ1 und der gefertigten Turbine im Bauzustand 2 (im Folgenden Turbine BZ2) gemessen (siehe Abschn. 5.4). Für einen Vergleich zwischen Numerik und Experiment wurde daher die Turbine BZ3 erstellt, die der experimentell untersuchten Turbine nachempfunden wurde. Die geometrischen Spezifikationen der drei Turbinen sind im Anh. in Tab. B.1 aufgelistet.

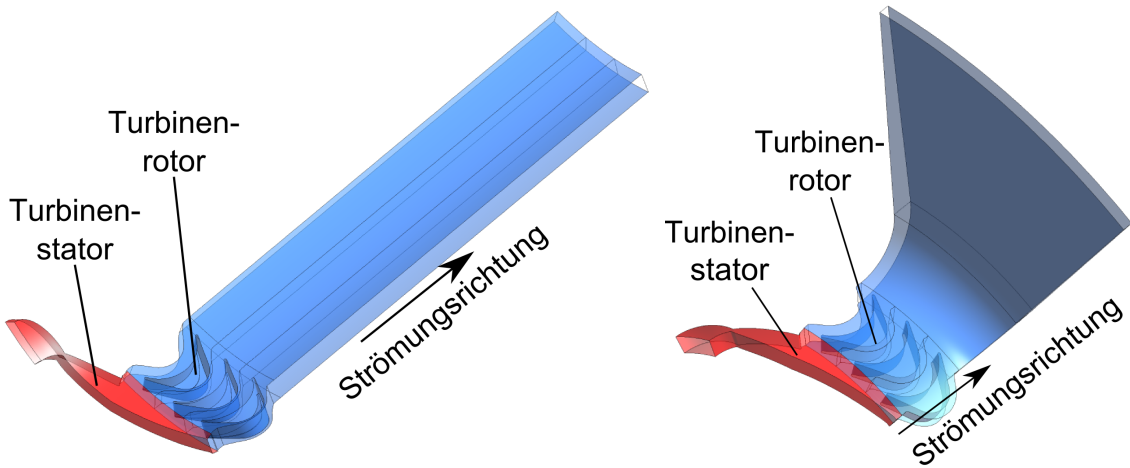


Abbildung 4.8: Rechengebiete für die numerischen Simulationen (Kunte et al. 2017), (l) Domain für die Parameterstudie, (r) Domain für die Kennfeldberechnung

Die numerischen Simulationen der Parameterstudie wurden mit ANSYS CFX 14.5, die der Kennfeldberechnung mit ANSYS CFX 16.2 durchgeführt. Die verwendeten Rechengebiete sind exemplarisch in Abb. 4.8 dargestellt. Berechnet wurde jeweils eine Statorpassage mit drei Rotorpassagen. Die Rotorpassagen wurden dabei geometrisch skaliert, damit diese den gleichen Umfangswinkel der Statorpassage von 36° aufweisen (CFD: insgesamt 30 Schaufeln im Rotor; Realität: insgesamt 33 Schaufeln im Rotor). Nur bei der Turbine BZ3 wurden zwei Stator- mit sechs Rotorpassagen berechnet. Hintergrund ist, dass die Statorpassagen durch das Verdrehen jeder zweiten Statorschaufel nur noch paarweise rotationssymmetrisch sind. Zudem weisen die acht Statorpassagen durch die geometrische Nachbildung der Turbine BZ2 jeweils unterschiedliche Flächen im engsten Querschnitt auf und setzen somit einen individuellen Massenstrom durch. Für die numerische Untersuchung wurden die Passagen 3 und 4 verwendet, die in der Realität bei einer Teilbeaufschlagung von 0,2 als einzige geöffnet sind. Für die Teilbeaufschlagungsgrade von 0,4, 0,6 und 0,8 wurde die Turbinenleistung unter Berücksichtigung der Massenströme der übrigen Statorsegmente ($i = 1$ bis 8) mit dem Enthalpiegefälle der Ergebnisse für $\varepsilon = 0,2$ berechnet:

$$P(\varepsilon, p_{\text{ein}}, n) = \sum_{i=1}^8 \dot{m}_i(\varepsilon, p_{\text{ein}}) \cdot \Delta h_T(\varepsilon = 0, 2, p_{\text{ein}}, n) \quad (4.8)$$

Stromab des Rotors wurde der Auslass in der Parameterstudie axial verlängert, um durch die Turbine induzierte Wirbelgebiete ausreichend zu berücksichtigen und eine Interaktion mit dem Austritt zu verhindern. In der Realität erfordert die direkte Anbindung der Turbine an den Generator eine Strömungsumlenkung in die radiale Richtung. Diese 90° -Strömungsumlenkung wurde beim Netz der Kennfeldberechnungen berücksichtigt. Aufgrund der Betrachtung von nur 36° bzw. 72° des Umfangs, konnte der folgende Sammelraum nicht realitätsgetreu nachgebildet werden. Stattdessen wurde die Umlen-

4 Auslegung der Turbine BZ1

kung radial erweitert. Diese Erweiterung weist eine konstante Querschnittsfläche auf, um Diffusoreffekte zu minimieren. Dennoch konnte eine betriebspunktabhängige Druckänderung in der radialen Verlängerung nicht ausgeschlossen werden. Aus diesem Grund wurde als Position der Solldruckrandbedingung und Bilanzierungsebene der Übergang zwischen Umlenkung und radialer Erweiterung gewählt.

Die stationären Simulationen wurden mit dem SST-Turbulenzmodell nach Menter (1994) durchgeführt. Dabei wurden die statischen und rotierenden Domains mit einem Frozenrotorinterface verbunden. Die thermodynamischen Stoffgrößen wurden mit dem ANSYS Realgasmodell nach Redlich Kwong berechnet (ANSYS 2013). Die Verluste durch Teilbeaufschlagung wurden nachträglich nach dem analytischen Ansatz von Aungier (2006) berechnet (siehe Abschn. 4.2.5).

Durch das Frozenrotorinterface ist es möglich, dass die Clockingposition von Rotor und Stator einen Einfluss auf den Turbinenwirkungsgrad hat. Eine Studie zum Clocking ergab, dass der maximale Wirkungsgradfehler bei der Auswertung von nur einer Rotor-Stator-Position bei bis zu 0,43%-Punkten liegt (siehe Anh. Abb. C.1). Bei der Auswertung von vier Clockingpositionen sinkt dieser maximale Wirkungsgradfehler auf 0,01%-Punkte. Aus diesem Grund wurden die Kennfeldberechnungen unter Auswertung von vier Clockingpositionen durchgeführt. Die Parameterstudie wurde hingegen mit einer Clockingposition durchgeführt. Dort lag der Fokus auf dem relativen Wirkungsgradeinfluss von Geometrievariationen. Aufgrund der Wahl einer gleichen Clockingposition ist nur von einem schwachen Einfluss durch Clocking auf die relative Wirkungsgraddifferenz zweier Turbinengeometrien auszugehen.

Für die Parameterstudie wurden die Rechenetze des Stators mit ICEM CFD 14.5 erstellt. Die Lavaldüsen bilden jeweils einen Strömungskanal, dessen Topologie von klassischen Schaufelprofilen abweicht und die somit nicht kompatibel mit dem automatischen Schaufelvernetzer Turbogrid sind. Die Turbinenrotorschaukeln hingegen wurden mit dem automatischen Vernetzer Turbogrid 14.5 diskretisiert. In beiden Fällen wurden strukturierte Netze verwendet, deren erzielte Netzparameter in Tab. 4.6 dargestellt sind. Im Rahmen dieser Parameterstudie wurde ein Y^+ -Wert von maximal 34,1 gewählt, da eine höhere Grenzschichtauflösung ($Y^+ = 1$) bei den mit Turbogrid erstellten Netzen unzulässig niedrige Winkel ($< 20^\circ$) und hohe Volumenänderungsraten (> 20) aufwiesen (ANSYS 2013). Aus diesem Grund wurde in der Kennfeldberechnung sowohl der Turbinenstator als auch -rotor mit ICEM CFD 14.5 vernetzt. In diesem Fall wurde ein Y^+ -Wert von durchschnittlich 1,2 erzielt (siehe Tab. 4.6), wobei die maximalen Y^+ -Werte unterhalb von 6 lagen. Eine Netzstudie nach Roache (1994) ergab einen zu erwartenden Fehler von 0,12% für die Leistung und 0,09%-Punkte für den Wirkungsgrad ($GCI = 0,15\%$, siehe Anh. Tab. C.1).

Auf die Modellierung von Fillets zwischen Schaufel und Turbinenradscheibe wurde im CFD-Modell verzichtet. Die Untersuchung unterschiedlicher Fillet-Radien zeigte nur einen geringen Einfluss auf den Turbinenwirkungsgrad von unter 0,11%-Punkten (siehe Anh. Abb. C.2). Dieser Fehler wirkt den Diskretisierungsfehlern entgegen und kompensiert diese nahezu. Somit ist von keiner signifikanten, systematischen Abweichung vom Nominalwert auszugehen und im Rahmen dieser Arbeit wird auf eine Darstellung in Form von Fehlerbalken verzichtet.

Tabelle 4.6: Netzparameter und -qualität für die Parameterstudie und die Kennfeldrechnung, jeweils eine Rotor- bzw. Statorpassage

Bezeichnung	Parameterstudie		Kennfeldrechnung	
	Stator	Rotor	Stator	Rotor
Knotenzahl	620.000	660.000	1.257.000	1.196.000
Y^+ (max.)	21,9	34,1	5,7 (\varnothing : 1,2)	5,5 (\varnothing : 1,2)
Volumenänderung (max.)	5,13	15	14,0	9
Winkel (min.)	35,01	20,4	28,2	32,1

4.2.5 Berücksichtigung der Teilbeaufschlagungsverluste in der CFD

In der Parameterstudie und der Kennfeldberechnung wird nur ein rotationssymmetrisches Umfangsstück der Turbine berechnet. Durch die eingesetzte Symmetriebedingung wird damit eine vollbeaufschlagte Turbine simuliert. Zur Berücksichtigung der Teilbeaufschlagungsverluste wurden die CFD-Ergebnisse mit den in Abschn. 3.4 vorgestellten Korrelationen der Ventilationsverluste (Gl. 3.19) und der Sektorgrenzverluste (Gl. 3.21) korrigiert. Dabei wurden die Konstanten $C_1 = 0,1$ und $C_2 = 0,3$ nach Aungier (2006) verwendet.

4.2.6 Detailauslegung der Turbine mit CFD-Simulationen

Die Detailauslegung erfolgte auf Basis einer Parameterstudie und hatte zum Ziel, einen möglichst hohen Turbinenwirkungsgrad zu erreichen. Als Startpunkt wurden die Ergebnisse der 1D-Vorauslegung verwendet. Die Randbedingungen der Untersuchung wurden von dem Ergebnis der thermodynamischen Medienauswahl übernommen (siehe Tab. 4.3, Ethanol). Da die Drehzahlprognose der 1D-Vorauslegung von der CFD bestätigt wurde, wurde der Turbinendurchmesser aufgrund der Drehzahllimitierung mit 60 mm beibehalten. Im Folgenden wird die Sensitivität des Turbinenwirkungsgrads gegenüber Geometrieänderungen anhand ausgewählter Geometrieparameter vorgestellt:

- Teilbeaufschlagungsverhältnis
- Düsenexpansionsverhältnis
- radiale Kanalerweiterung zwischen Stator und Rotor
- Radius der Vorder- und Hinterkanten des Rotors
- Radialspalt

Die Ergebnisse der Untersuchung sind für die ausgewählten Parameter in Abb. 4.9 dargestellt. Der in der Turbine BZ1 gewählte Wert ist in den Diagrammen gekennzeichnet.

4 Auslegung der Turbine BZ1

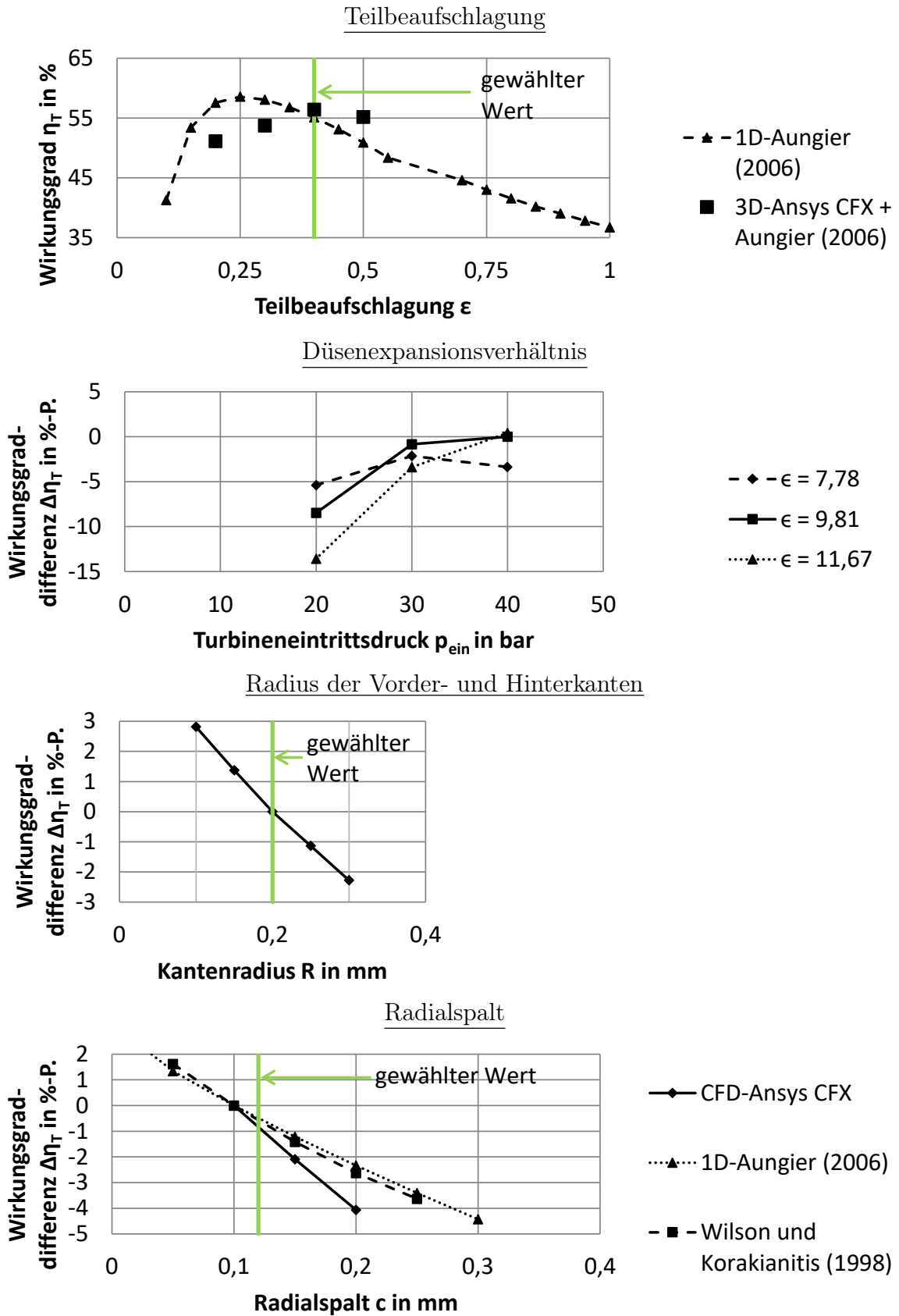


Abbildung 4.9: Ergebnisse der Parametervariation im Auslegungsprozess

Teilbeaufschlagungsverhältnis

Für den vorgegebenen Auslegungsmassenstrom der Turbine ergab die 1D-Vorauslegung ein optimales Teilbeaufschlagungsverhältnis von 0,25. Abseits dieses Optimums wird der Wirkungsgrad durch steigende Teilbeaufschlagungsverluste (geringere Teilbeaufschlagung) oder steigende Radialspaltverluste (höhere Teilbeaufschlagung) gemindert. Aus diesem Grund wurde das optimale Teilbeaufschlagungsverhältnis mit CFD-Simulationen nachvollzogen (Abb. 4.9). Dazu wurde das Teilbeaufschlagungsverhältnis zwischen 0,2 bis 0,5 variiert. Dabei ergab sich eine Verschiebung des optimalen Teilbeaufschlagungsverhältnisses von 0,25 zu 0,4. Dieses Teilbeaufschlagungsverhältnis wurde für die weiterführenden Untersuchungen gewählt.

Düsenexpansionsverhältnis

Das optimale Düsenexpansionsverhältnis des divergenten Lavaldüsentails wurde analytisch für den Auslegungspunkt mit 9,81 ermittelt. Durch Grenzschichteffekte kann es allerdings zu einer Reduktion des effektiv durchströmten Düsenquerschnitts kommen, wodurch das effektive Expansionsverhältnis beeinflusst wird (Goldman und Vanco 1971). Aus diesem Grund wurden zwei weitere Düsenexpansionsverhältnisse untersucht. Um ebenfalls das Verhalten bei Teillastbetrieb abschätzen zu können, wurden zusätzlich Turbineneintrittsdrücke von 20 bar und 30 bar untersucht. Als Referenzpunkt wurde in Abb. 4.9 der Wirkungsgrad bei 40 bar und einem Düsenexpansionsverhältnis von 9,81 gewählt. Es zeigt sich, dass sich das Wirkungsgradoptimum durch die Wahl eines hohen Düsenexpansionsverhältnisses hin zu höheren Turbineneintrittsdrücken verschiebt. Dabei kann beim maximalen Eintrittsdruck von 40 bar durch ein erhöhtes Düsenexpansionsverhältnis von 11,67 eine Wirkungsgradsteigerung von 0,4% erzielt werden. Diese geht allerdings mit erhöhten Wirkungsgradverlusten im niedrigeren Druckbereich von 20 bis 30 bar einher. Das Düsenexpansionsverhältnis i. H. v. 9,81 wurde gewählt, da es die höchste Durchschnittsleistung im Druckbereich zwischen 20 bis 40 bar verspricht.

Radiale Kanalerweiterung zwischen Stator und Rotor

Johnston und Dransfield (1962) zeigten im Rahmen einer experimentellen Untersuchung, dass eine stufenförmige Kanalerweiterung zwischen Stator und Rotor wirkungsgradsteigernd sein kann. Sie begründen den Effekt damit, dass durch die Kanalerweiterung die Ausbildung einer stabilen Überschallströmung unterstützt wird.

Anhand von drei Turbinenkonfigurationen wurde dieser Effekt für die ausgelegte Turbine überprüft. Die Ergebnisse sind in Tab. 4.7 dargestellt. Die Ausgangsturbine hat sowohl im Stator als auch im Rotor eine konstante Kanalhöhe von 3,43 mm. Im zweiten Fall wurde die Kanalhöhe im Stator auf 2,75 mm reduziert, im dritten Fall wurde die Kanalhöhe im Rotor auf 4,11 mm erhöht. Sowohl im zweiten als auch im dritten Fall konnte durch die Einführung der Kanalerweiterung eine Wirkungsgradsteigerung erzielt werden. Diese fällt im Fall zwei mit +2,6%-Punkten gegenüber Fall drei mit +2,0%-Punkten größer aus. Für die finale Turbine wurde daher die Konfiguration zwei gewählt.

4 Auslegung der Turbine BZ1

Tabelle 4.7: Wirkungsgradsteigerung durch eine radiale Kanalerweiterung zwischen Stator und Rotor

Fall	Statorhöhe h_S in mm	Rotorhöhe h_R in mm	Wirkungsgraddifferenz $\Delta\eta_T$ in %-Punkten
1	3,43	3,43	± 0
2	2,75	3,43	+2,6
3	3,43	4,11	+2,0

Radius der Vorder- und Hinterkanten

Zur Vermeidung verlustreicher Verdichtungsstöße weisen die Rotorscheaufeln in superschnellen Impulsturbinen idealerweise möglichst dünne Vorder- und Hinterkanten auf. In Abschn. 4.2.3 wurde bereits erläutert, dass zur Wahrung der Festigkeit eine Aufdickung durch die Einführung eines Radius von 0,2 mm erfolgte. In Abb. 4.9 ist trotzdem die Variation der Rundungsradien dargestellt. Es zeigt sich ein deutliches Wirkungsgradpotential von +2,8%-Punkten, das sich durch eine Reduktion der Rundungsradien von 0,2 mm auf 0,1 mm erzielen ließe.

Radialspalteinfluss

Der Gesamtwirkungsgrad kleiner Turbinen kann signifikant durch Radialspaltverluste reduziert werden, die sich aus dem ungünstigen Verhältnis von Radialspalt zu Schaufelhöhe ergeben. Dies begründet sich in der Tatsache, dass sich die Fertigungstoleranzen und damit der erzielbare Radialspalt nicht mit der Turbinengröße skalieren lassen. Aus diesem Grund wurde für die vorliegende Turbine eine Variation des Radialspalts durchgeführt.

Abbildung 4.9 zeigt die Änderung des Turbinenwirkungsgrads in Abhängigkeit des Radialspalts (mit ANSYS CFX) im Vergleich mit der 1D-Prognose von Aungier (2006) und Literaturwerten von Wilson und Korakianitis (1998). Als Referenz dienen die Radialspaltverluste bei einem Spalt von 0,1 mm. Die numerischen Simulationen prognostizieren bei einer Steigerung des Radialspalts von 0,1 mm auf 0,2 mm eine Wirkungsgradreduktion von 4,1%. Damit liegt die numerisch prognostizierte Wirkungsgradreduktion 55 bis 75% höher als die empirisch ermittelten Werte nach Aungier (2006) und Wilson und Korakianitis (1998). Aufgrund der Toleranzen wurde in der finalen Turbine im Kaltzustand ein Radialspalt von 0,15 mm gewählt. Durch Fliehkräfte sinkt dieser Radialspalt im Betrieb auf bis zu 0,12 mm.

4.3 Geometrische Parameter der Turbine BZ1

In Tab. 4.8 sind die geometrischen Parameter der Turbine BZ1 aufgelistet. Die Winkelkonvention ist in Abb. 4.10 dargestellt.

4.3 Geometrische Parameter der Turbine BZ1

Tabelle 4.8: Geometrische Parameter der ausgelegten Turbine BZ1

Stator		
	Nabe	Gehäuse
D_S	57,14 mm	62,64 mm
$\beta_{S,\text{ein}}$	90°	90°
$\beta_{S,\text{aus}}$	15°	13,6°
Spalt am Düsenhals	0,46 mm	0,64 mm
Düsenexpansionsverh.	7,8 (9,7 mit Kanalerweiterung)	7,8 (9,7 mit Kanalerweiterung)
$b_{S,\text{ax}}$	8 mm	
N_S	10 (360°); 8 Passagen gefertigt auf 288°	
Rotor		
	Nabe	Gehäuse
D_R	56,42 mm	62,98 mm
$\beta_{R,\text{ein}}$	27°	25°
$\beta_{R,\text{aus}}$	27°	25°
$b_{R,\text{ax}}$	10,1 mm	
N_R	33	
Radialspalt c	0,15 mm (im Stillstand, kalt)	
$\delta_{S,R}$	1,2 mm	

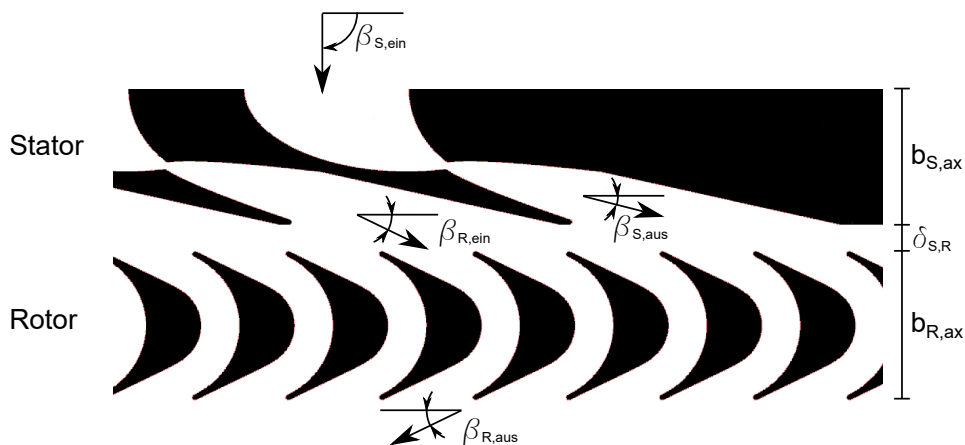


Abbildung 4.10: 2D-Schnitt der Turbine und Winkelkonvention (Kunte et al. 2017)

4 Auslegung der Turbine BZ1

5 Mechanischer Aufbau der Expansionsmaschine

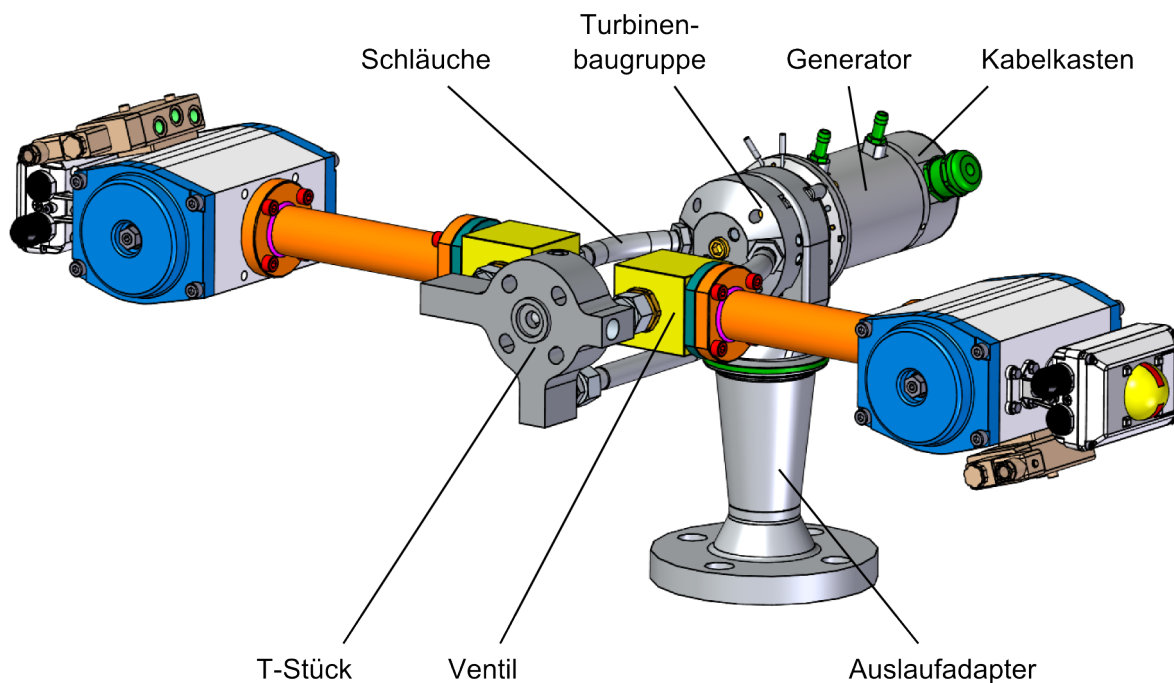


Abbildung 5.1: Übersicht über die Gesamtmaschine (Kunte et al. 2017)

Zur experimentellen Validierung der ausgelegten Turbine wurde am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik ein Prototyp entwickelt und gefertigt (siehe Abb. 5.1). Dieser Prototyp besteht aus einer Turbinenbaugruppe und einem direkt verbundenen Generator. Als Verbindungspunkte zum Dampfkreislauf des Prüfstands dienen das T-Stück und der Auslaufadapter, die direkt mit prüfstandsseitigen Messrohren verbunden sind.

Das gasförmige Ethanol tritt vom Prüfstand kommend in das T-Stück ein und wird dort in drei Teilstränge aufgeteilt. Zwei dieser Teilstränge können durch Kugelventile verschlossen werden, um damit den Teilbeaufschlagungsgrad zu variieren. Die Verbindung zwischen T-Stück bzw. den Ventilen und der Turbinenbaugruppe bilden drei Metallschläuche. Das Fluid verlässt den Prototypen über einen senkrecht zur Maschinenachse, abwärts gerichteten Auslaufadapter. Durch die Ausrichtung wird potentiell auftretendes Kondensat abgeführt, ohne dass sich lokal Flüssigkeitsansammlungen bilden können. Eine detaillierte Beschreibung der Komponenten erfolgt in den folgenden Abschnitten.

5.1 Turbinenbaugruppe und Generator

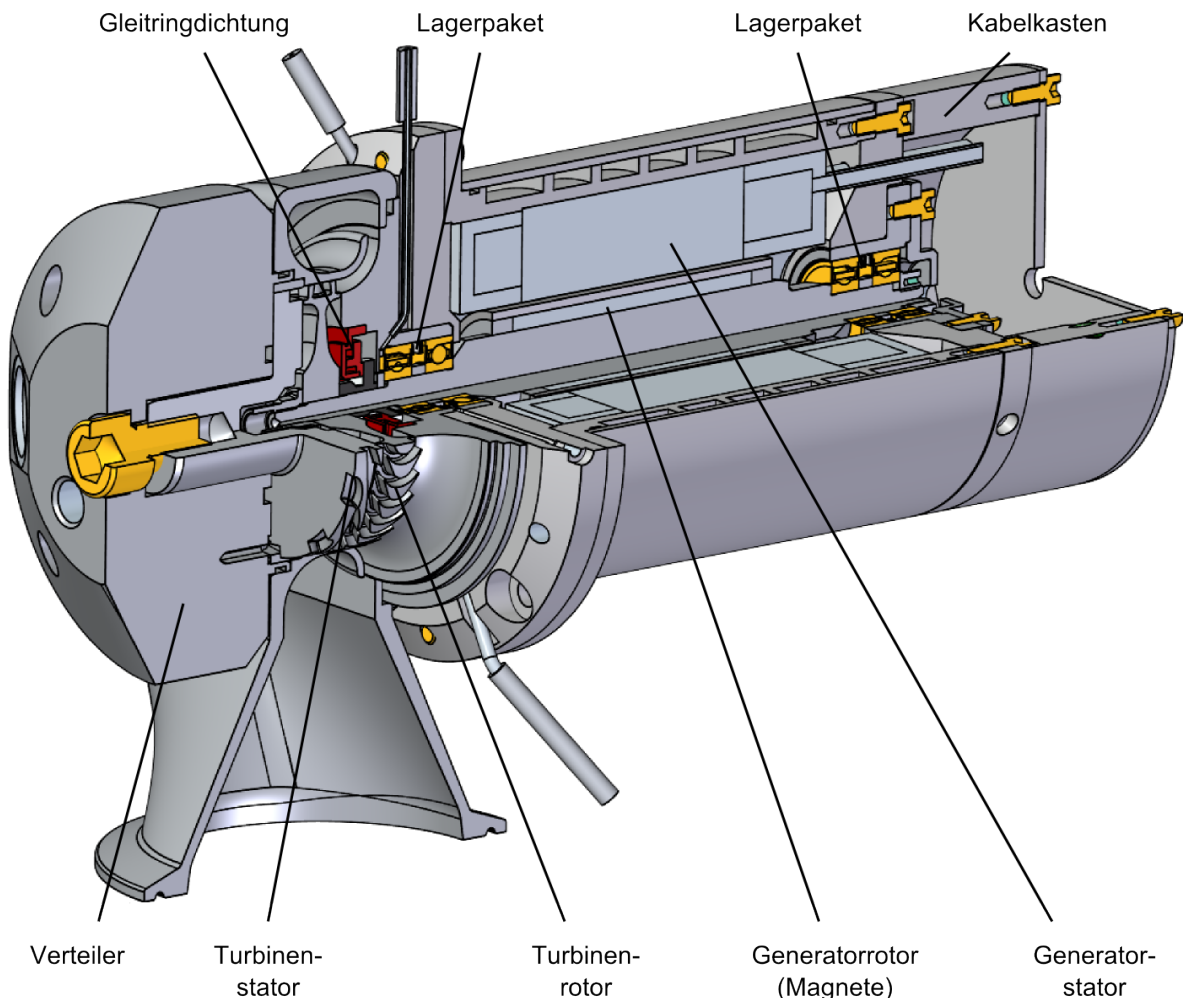


Abbildung 5.2: Schnittansicht der Turbinenbaugruppe und des Generators (Kunte et al. 2017)

Eine Schnittansicht der Turbinenbaugruppe und des Generators ist in Abb. 5.2 dargestellt. Das Arbeitsmedium tritt in die Verteilereinheit ein, in die drei strömungsführende Kanäle eingearbeitet sind. Diese Kanäle verzweigen sich und teilen das Arbeitsfluid auf die acht Passagen des Turbinenstators auf. Der Turbinenstator ist mittels eines zentralen Zugankers direkt mit der Verteilereinheit verschraubt. Die Umfangsfixierung erfolgt durch eine Versteifung. Der axial folgende Turbinenrotor ist direkt auf einer Welle mit dem Generatorrotor befestigt. Eine Abtrennung des Arbeitsfluids und des Generatorraums erfolgt durch eine gasgeschmierte Gleitringdichtung. Diese Dichtung besitzt eine radial auswärts orientierte Förderrichtung und transportiert einen geringen Massenstrom des Arbeitsmediums in einen Raum zwischen Dichtung und Lager. Dadurch wird eine Kontamination des Arbeitsmediums mit Umgebungsluft verhindert. Allerdings muss das

Arbeitsmedium im Zwischenraum abgeführt werden, um einen Kontakt der Lager und des Generators mit dem Arbeitsmedium zu vermeiden. Die Lagerung der Welle erfolgt durch vier paarweise angeordnete Spindelkugellager. Zwischen den Lagern ist auf Höhe des Generatorrotors der Generatorstator angebracht. Dieser ist direkt in einen Aluminiumkühlmantel verklebt, der ebenfalls das Gehäuse des Generators bildet. Aufgrund der hohen Leistungsdichte des Generators wird dieser mit Wasser gekühlt, das durch einen spiralförmigen Kanal der Kühlhülse geleitet wird. Der Generator wird durch einen Kabelkasten abgeschlossen, in dem die Generatorlitzen berührungssicher mit dem Generatorkabel verbunden sind.

5.2 Aufbau des Turbinenstators

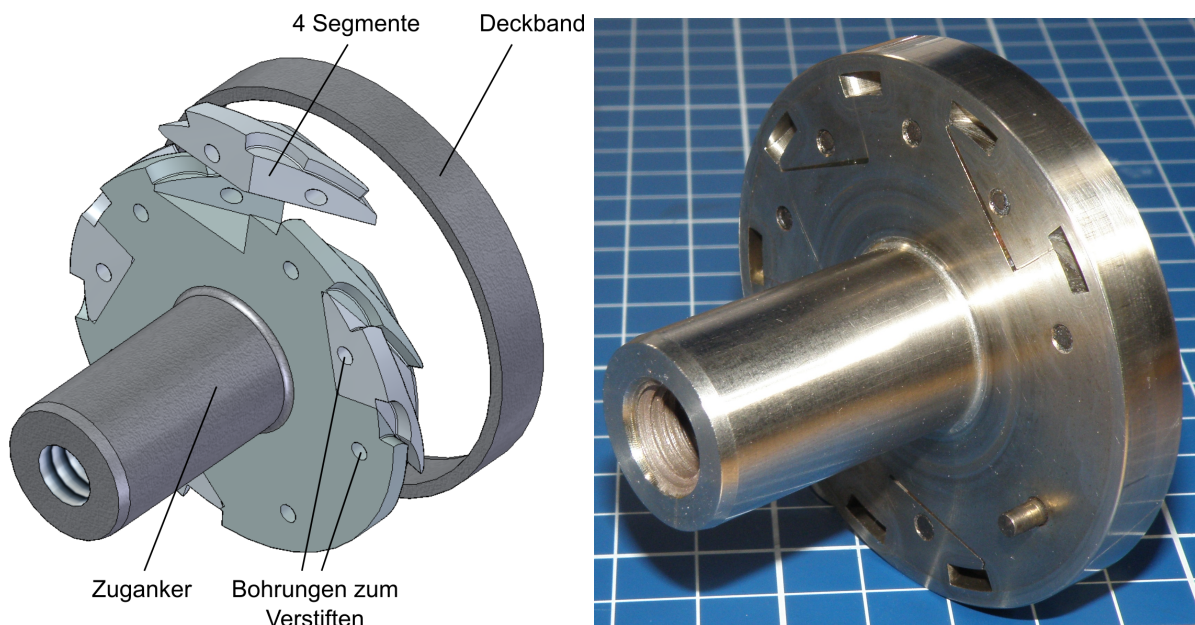


Abbildung 5.3: (l) Aufbau des Turbinenstators (Kunte et al. 2017), (r) Foto des montierten Turbinenstators (Kunte und Seume 2016)

Bereits in Abschn. 4.2.2 wurde erläutert, dass das hohe Druckverhältnis und der geringe Massenstrom zu geringen Abmaßen der Turbine führen. Durch die Lavaldüsenkontur ergeben sich insbesondere im Düsenhals Spalte von 0,46 mm an der Nabe und 0,64 mm am Gehäuse. Damit würde eine einteilige Fertigung des Turbinenstators die Nutzung sehr kleiner Fräser erfordern. Dies würde zu langen Fertigungsdauern durch geringe Vorschübe führen und die Gefahr erhöhen, dass die sehr dünnen Fräser abbrechen. Stattdessen wurde aus Fertigungsgründen ein segmentierter Aufbau des Turbinenstators gewählt, um das Auftreten derart geringer Spalte zu vermeiden (siehe Abb. 5.3 (l)). Dazu wurde jede zweite Schaufel der Blisk durch eine Nut ersetzt, in die jeweils ein Segment mit einer Statorschaufel eingesetzt wurde. Die Befestigung der Segmente erfolgt durch jeweils zwei Zylinderstifte. Zusätzlich wurden die vier Segmente mit einem temperatur-

und ethanolbeständigen Kleber verklebt. Dies diente primär der Abdichtung der Spalte, da ansonsten ein Leakagestrom befürchtet wurde, der zu einer Wirkungsgradreduktion der Turbine geführt hätte. Abschließend wurde ein Deckband aufgeschrumpft, um eine Schaufelüberströmung zu vermeiden. Der montierte Turbinenstator ist in Abb. 5.3 (r) dargestellt.

5.3 Aufbau des Turbinenrotors



Abbildung 5.4: Foto des Turbinenrotors (Kunte und Seume 2016)

Der in Abb. 5.4 dargestellte Turbinenrotor wurde in Blisk-Bauweise gefertigt. Die 33 Schaufeln weisen einen Minimalabstand größer 2 mm zueinander auf, wodurch ausreichend große Fräser zur Schaufelfertigung verwendet werden können. Als Radien der Vorder- und Hinterkanten wurden jeweils 0,2 mm gewählt. Überschallprofile erfordern zwar möglichst geringe Vorder- und Hinterkantenradien, um die aus Verdichtungsstößen und Nachläufen resultierenden Verluste zu minimieren, der Radius wurde allerdings zur Wahrung der mechanischen Festigkeit gewählt. Durch einen Fillet-Radius von 0,5 mm treten akzeptable Spannungen am Schaufelfuß auf.

Zusätzlich sind die beiden Stirnseiten der Blisk zur Reduktion der Gesamtmasse ausgeschnitten. Diese Masseneinsparung bewirkte eine Erhöhung der ersten kritischen Rotoreigenfrequenz um ca. 14% und war eine Maßnahme, die eine Verschiebung der kritischen Eigenfrequenzen aus dem Betriebsbereich ermöglichte. Zusätzlich wurden stirnseitig zwei Wuchtmöglichkeiten vorgesehen. Erstens ein stirnseitiger Absatz, an dem eine Masse von bis zu 0,6 g pro Umfangsviertel entnommen werden kann. Zweitens vier M2-

5.4 Fertigungsbedingte Geometrieabweichungen der Turbine BZ1 und Turbine BZ2

Gewindebohrungen, in die Madenschrauben mit einer Masse von bis zu 0,1 g temporär als Kalibriergewicht oder dauerhaft als Wuchtgewicht eingeschraubt werden können.

Die Materialwahl erfolgte unter dem Ziel einer Minimierung der Gesamtmasse und einer ausreichenden Korrosionsbeständigkeit gegenüber Ethanol. Die Leichtmetalle Aluminium ($\rho_{\text{Al}} = 2700 \text{ kg/m}^3$) und Titan ($\rho_{\text{Ti}} = 4500 \text{ kg/m}^3$) versprachen aufgrund ihrer geringeren Dichte gegenüber Stahl ($\rho_{\text{Fe}} = 7874 \text{ kg/m}^3$) einen Vorteil bezüglich der Gesamtmasse. Aluminium ist allerdings wenig beständig gegenüber Ethanol und wurde daher für diese Anwendung ausgeschlossen. Titan gilt generell als beständig gegenüber Ethanol, allerdings kann eine Spannungsrissskorrosion auftreten (vgl. Abschn. 5.10). Aus diesem Grund wurde die Titanlegierung vom Grad 24 verwendet (Titan mit 6% Aluminium, 4% Vanadium und 0,04 bis 0,08% Palladium). Einerseits zeichnet sich diese Legierung durch ausgezeichnete mechanische Eigenschaften aus (identisch mit Titan Grad 5), andererseits wird die Korrosionsbeständigkeit der Legierung durch den Palladiumanteil erhöht. Als zusätzliche Maßnahme zur Erhöhung der Korrosionsbeständigkeit wurde dem Ethanol ein Anteil von 5 Gew.-% Wasser beigemischt (siehe Abschn. 5.10).

5.4 Fertigungsbedingte Geometrieabweichungen der Turbine BZ1 und Turbine BZ2

Die Fertigungsgenauigkeit des Stators und Rotors der Turbine BZ2 wurde mit Hilfe eines GOM ATOS Core 80 Digitalisierungssystems überprüft. Dazu wurde im Programm GOM Inspect die optisch ermittelte Realgeometrie mit der CAD-Sollgeometrie der Turbine BZ1 überlagert. Die Ergebnisse dieser Überlagerung sind in Abb. 5.5 dargestellt. Die optische Vermessung wurde dabei ohne Deckband durchgeführt, um die optische Zugänglichkeit zu den Statorpassagen zu ermöglichen. Des Weiteren wurde die Stirnseite des Stators erst nach dem Aufschrupfen des Deckbandes plangedreht. Die positive Abweichung im Bereich der Statorsegmente und der Klebstellen trat nach der Endbearbeitung nicht mehr auf.

Eine signifikante Geometrieabweichung von bis zu 0,2 mm ist auf den Saug- und Druckseiten der Statorschaufeln erkennbar, die mit den Segmenten in die Blik eingesetzt wurden. Eine Detailansicht des ersten Statorsegments ist in Abb. 5.6 (1) dargestellt. Während die Druckseite eine negative Geometrieabweichung aufweist, hat die Saugseite eine positive Abweichung gleicher Größenordnung. Dieser Effekt ist im Hinterkantenbereich besonders stark und nimmt zum Eintritt der Lavaldüse hin ab. Diese Geometrieabweichungen sind auf eine Verdrehung der Statorschaufeln zurückzuführen, die als Segmente eingesetzt wurden.

Einen besonders starken Einfluss auf die Strömung haben diese Geometrieabweichungen im engsten Querschnitt der Lavaldüse. Der engste Spalt ist im Nabenbereich um 0,155 mm (34%) und im Gehäusebereich um 0,16 mm (29%) zu groß. Damit steigt die Querschnittsfläche im engsten Spalt von $1,51 \text{ mm}^2$ auf $1,95 \text{ mm}^2$, was einer Steigerung um 29% entspricht. Für die einzelnen Statorpassagen sind die gemessenen Querschnittsflächen in Tab. 5.1 angegeben.

Da der Massenstrom der Turbine maßgeblich vom engsten Querschnitt in der La-

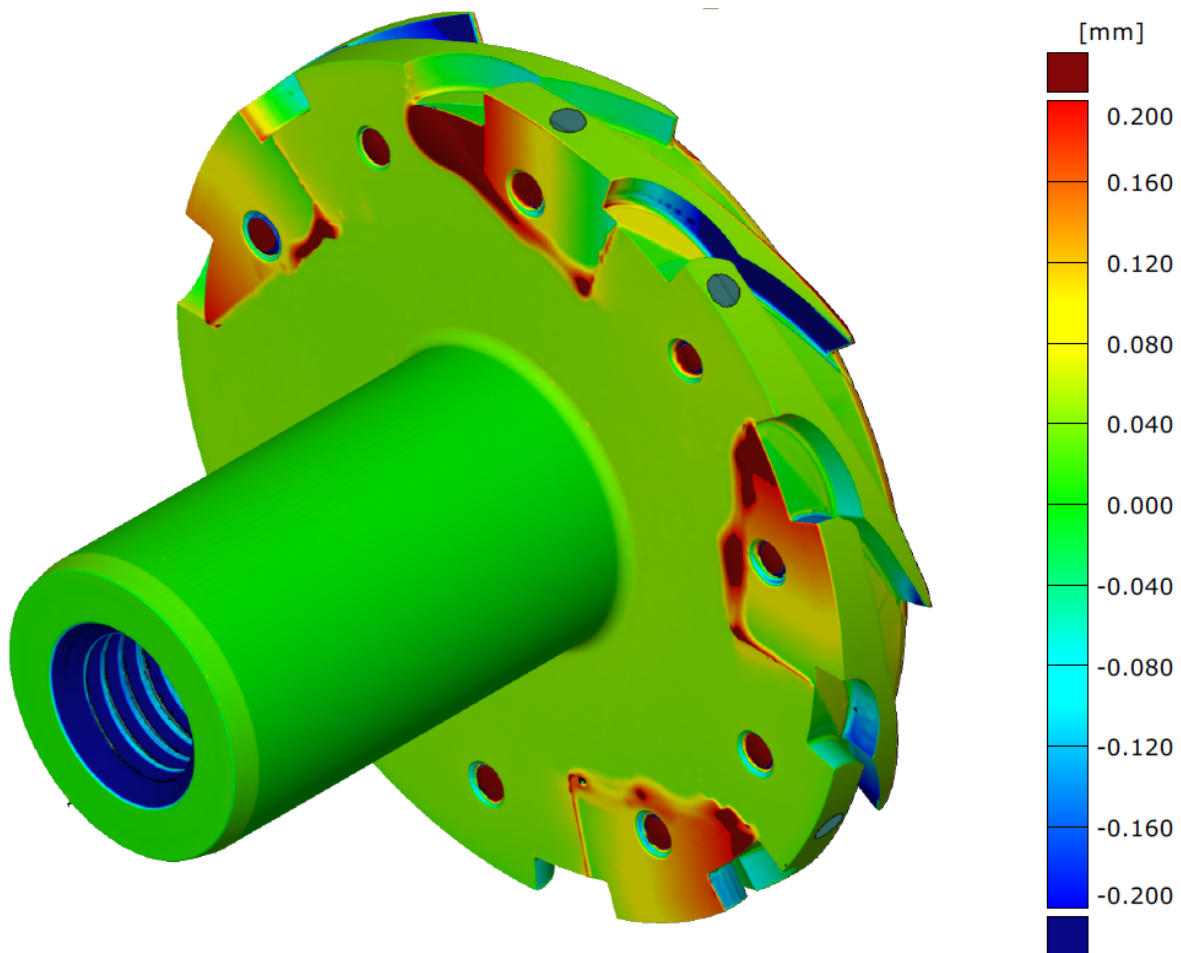


Abbildung 5.5: Ergebnisse der optischen Vermessung des Turbinenstators, Abweichungen der Turbine BZ2 zur Sollgeometrie der Turbine BZ1 (Kunte et al. 2017)

valdüse bestimmt wird, entsteht durch die Abweichungen eine Kennfeldverschiebung zu höheren Massenströmen (siehe Abschn. 7.3). Um dennoch den Vergleich zwischen experimentellen und numerischen Ergebnissen zu ermöglichen, wurde mittels CAD ein angepasster Turbinenstator für die Turbine BZ3 erstellt, bei dem die Querschnittsflächen an die der Realgeometrie angepasst wurden. Dazu wurde die detektierte Segmentverdrehung im CAD-Modell nachgebildet (Abb. 5.6 (r)). In Tab. 5.1 ist ersichtlich, dass die Querschnittsabweichung der Einzelpassagen auf -5,3 bis 4,9% reduziert werden konnten. Da die Passagen immer paarweise betrieben werden, ist für den Kennfeldabgleich die Summation der Querschnittsflächen der Statorpaare entscheidend. Bei diesen beträgt die Abweichung zwischen 0,03 bis 1,07%. Die Gesamtabweichung der Querschnittsflächen konnte durch diese Anpassung von 24,0% auf -0,26% gesenkt werden.

5.4 Fertigungsbedingte Geometrieabweichungen der Turbine BZ1 und Turbine BZ2

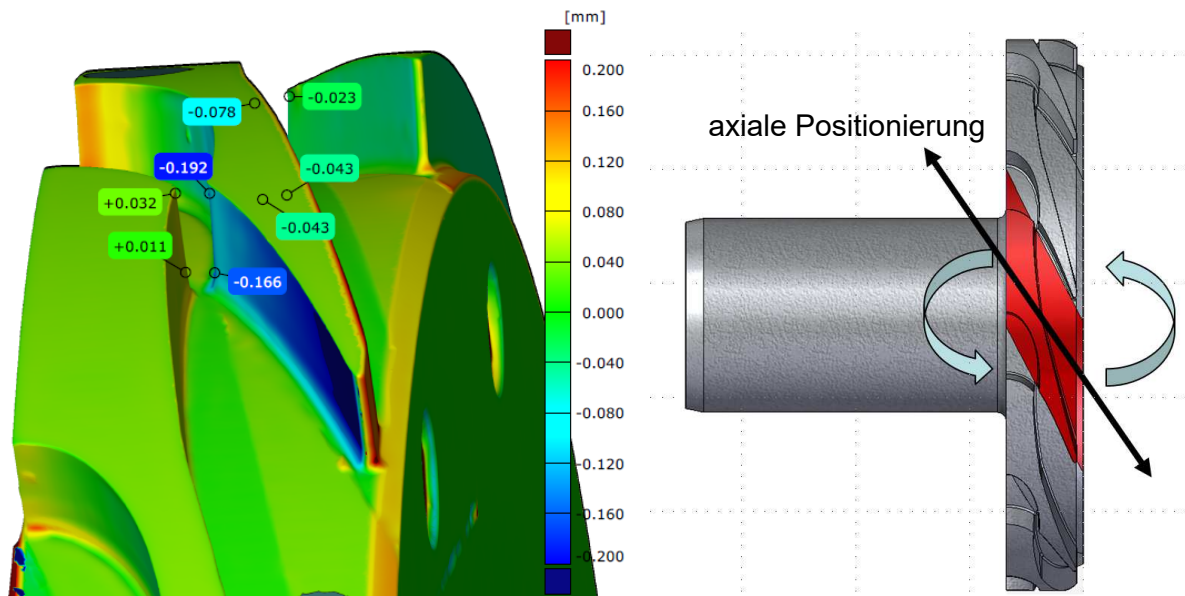


Abbildung 5.6: (l) Statorpassage 2 in vergrößerter Ansicht, (r) Segmentverdrehung zur Anpassung des Turbinenstators (Kunte et al. 2017)

Tabelle 5.1: Vergleich der Querschnittsflächen im Düsenhals zwischen Auslegungsgeometrie (Turbine BZ1), gemessener Geometrie (Turbine BZ2) und angepasster Geometrie (Turbine BZ3) (Kunte et al. 2017)

Passage	$A_{\text{Ausl.}}$ in mm ²	$A_{\text{gem.}}$ in mm ²	$\Delta A_{\text{gem.}-\text{Ausl.}}$ in %	$A_{\text{angep.}}$ in mm ²	$\Delta A_{\text{angep.}-\text{gem.}}$ in %
1	1,5125	1,770	+17,0	1,856	+4,90
2	1,5125	1,946	+28,6	1,843	-5,30
3	1,5125	1,999	+32,2	2,076	+3,85
4	1,5125	2,108	+39,4	2,035	-3,46
5	1,5125	1,840	+21,6	1,801	-2,09
6	1,5125	1,750	+15,7	1,788	+2,12
7	1,5125	1,867	+23,5	1,788	-4,27
8	1,5125	1,719	+13,6	1,774	+3,20
Durchschnitt	1,5125	1,875	+24,0	1,870	-0,257

$A_{\text{Ausl.}}$ Fläche der ausgelegten Turbine BZ1

$A_{\text{gem.}}$ Fläche der gefertigten und vermessenen Turbine BZ2

$A_{\text{angep.}}$ Fläche der geometrisch angepassten Turbine BZ3

5 Mechanischer Aufbau der Expansionsmaschine

Die gemessenen Fertigungsabweichungen zwischen realer (Turbine BZ2) und Soll-Geometrie (Turbine BZ1) des Turbinenrotors sind in Abb. 5.7 dargestellt. An den Turbinenschaufeln wurde eine hohe Fertigungsgüte mit einer maximalen Abweichung $< 0,03$ mm erzielt. Eine höhere Abweichung von bis zu $+0,043$ mm tritt im Fillet-Radius auf. Eine Variation des Fillet-Radius von Kunte et al. (2017) ergab für die untersuchte Turbine jedoch, dass die Sensitivität des Wirkungsgrades vom Fillet-Radius vernachlässigbar ist (siehe Anh. Abb. C.2). Damit sind die strömungstechnisch relevanten Oberflächen des Turbinenrotors mit einer guten Maßtreue gefertigt worden.

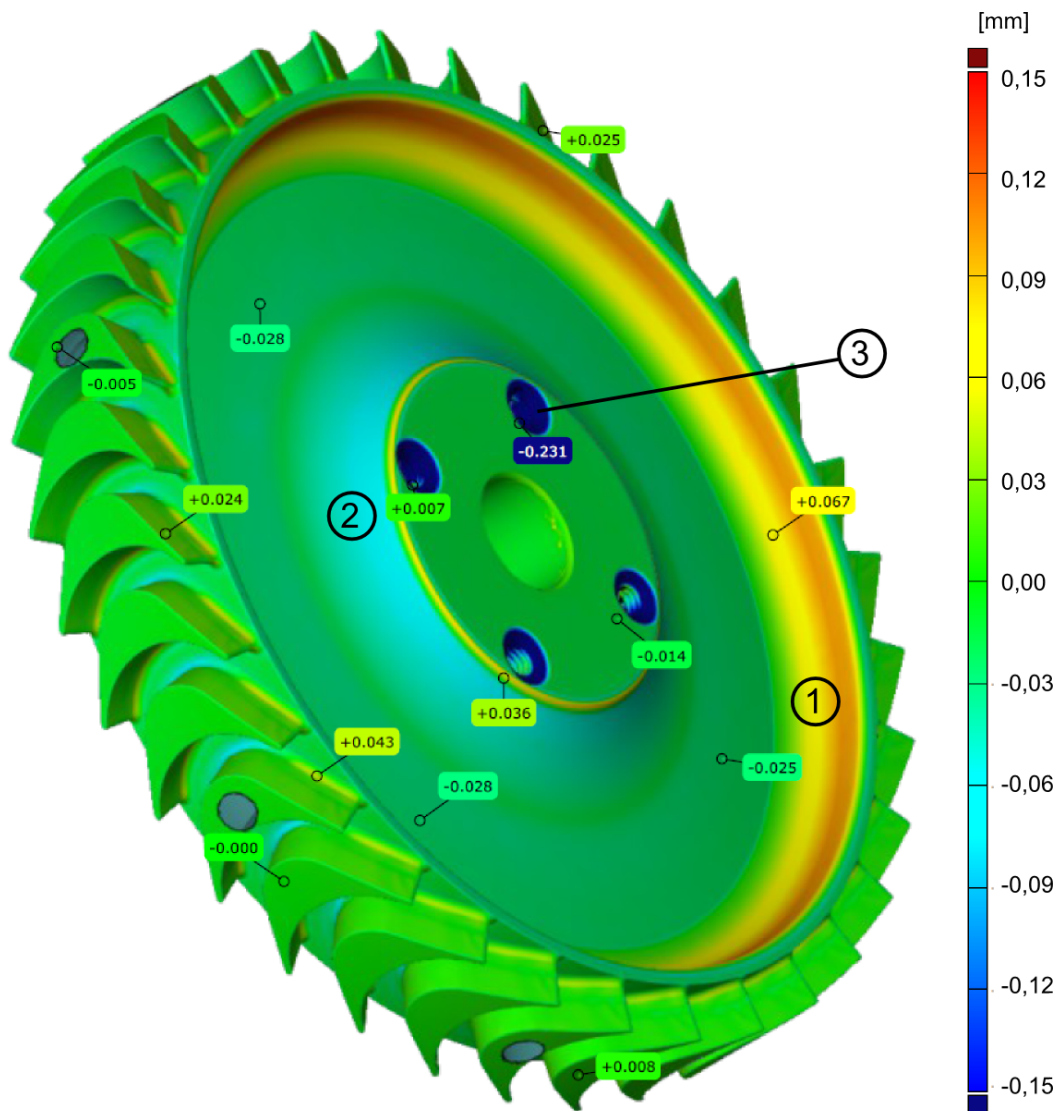


Abbildung 5.7: Ergebnisse der optischen Vermessung des Turbinenrotors, Abweichungen der Turbine BZ2 zur Sollgeometrie der Turbine BZ1 (Kunte et al. 2017)

Zusätzlich treten Geometrieabweichungen an der Stirnseite der Turbinenblisk auf. Diese befinden sich unterhalb der Turbinenbeschaufelung ① ($+0,10$ mm) und an den Seiten-

flächen der Turbinenblisk ② (-0,08 mm). Diese Geometrieabweichungen sind tolerabel, da es sich weder um mechanische noch um aerodynamische Funktionsflächen handelt. Darüber hinaus weisen die Gewindebohrungen zur Aufnahme der Wuchtgewichte ③ aufgrund einer Anfasung eine Abweichung auf (-0,23 mm), die keine Funktionseinschränkung darstellt und ebenfalls tolerabel ist.

5.5 Lagerung der Welle

Die Lager wurden in Zusammenarbeit mit der Schaeffler Technologies AG & Co. KG ausgelegt. Eine zentrale Anforderung war dabei der sichere Betrieb mit günstigen rotordynamischen Eigenschaften bis zu einer Drehzahl von 110.000 min^{-1} . Außerdem sollte eine Verschmutzung des Generatorraums und eine Kontamination des Kreislaufmediums ausgeschlossen werden, indem die Lagerung ölfrei oder zumindest selbst abgedichtet sein sollte. Zusätzlich wurde wegen der Nähe zum Arbeitsmedium mit einer erhöhten Temperaturbelastung des Lagers gerechnet. Aus diesem Grund wurde eine maximale Einsatztemperatur des Lagers von 120°C gefordert.

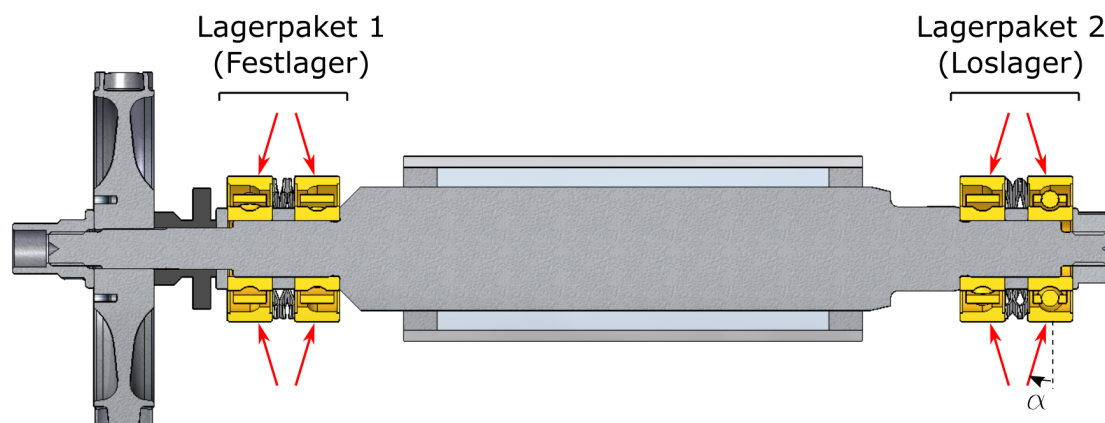


Abbildung 5.8: Lagerung der Welle (Kunte et al. 2017)

Es wurde eine Wälzlagerung mit dem Spindelkugellager HCB-7000-C-T-P4S-2RSD gewählt (Schaeffler 2008). Dabei handelt es sich um Schrägkugellager mit einem Druckwinkel α von 15° und Keramikugeln, die eine höhere Maximaldrehzahl als Stahlkugeln zulassen. Der Druckwinkel α beschreibt dabei den Winkel zwischen Radialebene und Drucklinie (siehe Abb. 5.8). Eingesetzt wurden insgesamt vier Lager, die jeweils paarweise angeordnet wurden. Innerhalb jedes Lagerpaars sind die Lager in O-Anordnung angebracht. Ein Distanzring zwischen den Innenringen der beiden Lager sorgt für einen festen Lagerabstand. Dadurch erfährt eine am Außenring angreifende Feder eine definierte Stauchung und bewirkt eine konstante Vorspannung der Lager mit 110 N. Durch diese Anordnung wird eine höhere Steifigkeit des Lagers gegen eine Verbiegung der Welle erzielt, wodurch eine Steigerung der Rotoreigenfrequenzen erreicht werden konnte. Das Lagerpaket 1 wurde an den Außenringen axial fixiert und fungierte als Festlager.

Temperaturdehnungen der Welle im Betrieb können durch eine axiale Verschiebung des Loslagers kompensiert werden.

Die Lager wurden für die gesamte Lebensdauer mit dem Fett Klueber Asonic GHY 72 geschmiert. Damit erfüllen die Lager die Forderung nach Ölfreiheit. Zusätzlich wird die Konstruktion durch das Entfallen von Ölzu- und -ableitungen vereinfacht. Mit der Materialwahl des Lagerkäfigs wurde die geforderte maximale Einsatztemperatur von 120°C erreicht.

5.6 Rotierende Wellenabdichtung

Bei der entwickelten Maschine sollte eine Abdichtung des Arbeitsmediums zwischen Turbine und Generator erfolgen. Damit wurde von einer gekapselten Ausführung des Generators und einer Füllung mit dem Arbeitsmedium abgesehen. Einerseits konnte dadurch auf eine umfangreiche Prüfung der chemischen Beständigkeit der Generatorkomponenten gegenüber dem Arbeitsmedium verzichtet werden. Andererseits wäre es aufgrund der hohen Kondensationstemperatur des Arbeitsmediums (ca. 73°C bei 0,81 bar) zumindest lokal zu Kondensationserscheinungen im Generator gekommen. Stattdessen wurde eine gasgeschmierte Gleitringdichtung der Freudenberg Sealing Technologies GmbH & Co. KG (im Folgenden FST) verwendet, die ursprünglich für den Einsatz in Turboladern entwickelt wurde (Simon et al. 2010). Diese Dichtung ist im zusammengebauten Zustand in Abb. 5.9 (l) dargestellt.

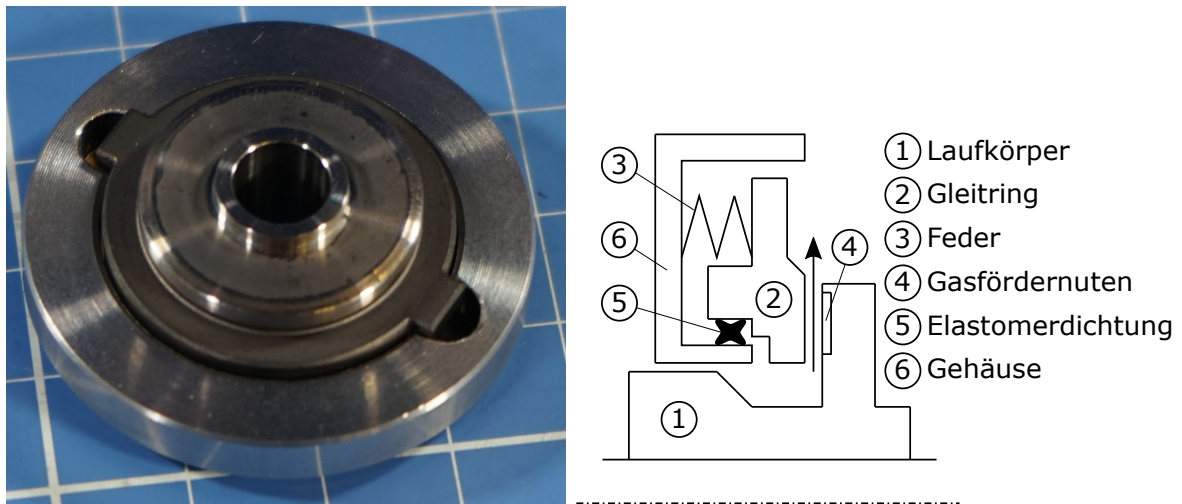


Abbildung 5.9: (l) Montierte Gleitringdichtung (Kunte et al. 2017), (r) skizziertes Schnittbild der Gleitringdichtung

Im Stillstand wird der Gleitring ② mittels einer Feder ③ gegen den Laufkörper ① gedrückt (Abb. 5.9 (r)). Die Dichtung ist in diesem Zustand technisch dicht. Im Betriebsfall sorgen Gasfördernuten ④ ab einer bestimmten Abhebedrehzahl (ca. 5000 min⁻¹ in Turboladern, Braun 2018) für den Aufbau eines Gasfilms zwischen Gleit- und Laufkörper.

5.7 Konstruktion der Regelungseinheit zur variablen Teilbeaufschlagung

Ab dieser Drehzahl arbeitet die Dichtung berührungslos und verschleißfrei. Diese Abbedrehzahl liegt deutlich unter der Minimaldrehzahl des Generators (20.000 min^{-1}) und wird nur beim An- und Abfahren unterschritten. Durch die Gestaltung der Gasfördernuten weist die Dichtung eine radial auswärts orientierte Förderrichtung auf, die auch gegen das Druckgefälle eingehalten wird. Damit ist die Dichtung in der Lage, den Unterdruck des Arbeitsmediums gegen die Umgebung abzudichten und damit eine Kontamination des Arbeitsmediums zu verhindern. Die Gasfördernuten sorgen allerdings auch für einen stetigen, geringen Verlust von Arbeitsmedium, das in einem Zwischenraum aufgefangen wird (Abb. 5.10). Dort wird es mittels eines Sperrgasstroms abgeführt, um einen Kontakt mit den Lagern zu vermeiden. Aufgrund der Brennbarkeit des Ethanols wurde aus Sicherheitsgründen Stickstoff als Sperrgas gewählt.

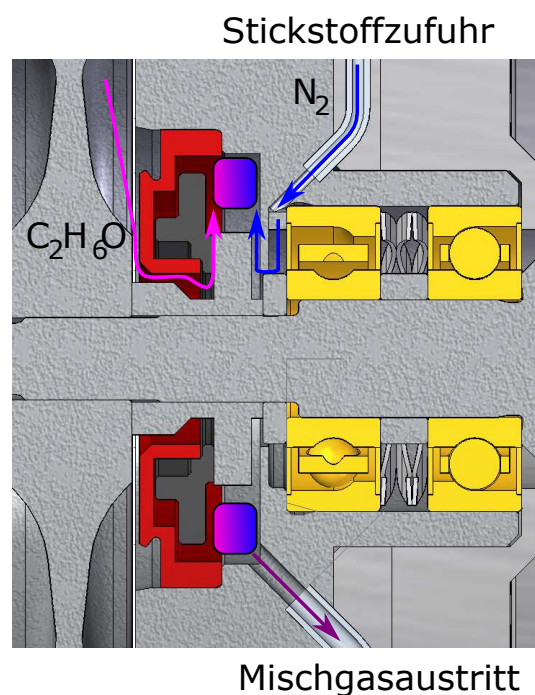


Abbildung 5.10: Einbausituation der Dichtung und Sperrgasströmung im Sammelraum; Dichtung schematisch dargestellt (Kunte et al. 2017)

5.7 Konstruktion der Regelungseinheit zur variablen Teilbeaufschlagung

Das Turbinenkonzept sieht zur Kennfelderweiterung eine variable Teilbeaufschlagung der Turbine vor. Die Änderung des Teilbeaufschlagungsgrades sollte während des Betriebs möglich sein, um auch Lastwechsel mit einer Änderung der Teilbeaufschlagung untersuchen zu können. Das gewählte Konzept ist schematisch in Abb. 5.11 dargestellt. Abbildung 5.12 zeigt die konstruktive Umsetzung anhand des CAD-Modells. Das eintre-

tende Arbeitsmedium wird in einem T-Stück auf drei Teilstränge aufgeteilt. Strang 2 ist dauerhaft geöffnet und versorgt zwei Lavaldüsen. Dies stellt den minimal einstellbaren Teilbeaufschlagungsgrad von 0,2 dar. Durch die Öffnung von Strang 1 und Strang 3 können zusätzliche Lavaldüsen zugeschaltet werden. Strang 2 und Strang 3 teilen sich auf zwei Lavaldüsen auf, während sich Strang 1 auf vier aufteilt. Dadurch kann der Teilbeaufschlagungsgrad mit zwei Ventilen schrittweise zwischen 0,2, 0,4, 0,6 und 0,8 variiert werden. Die Zu- und Abschaltung von Strang 1 und Strang 3 erfolgt mittels Kugelventilen. Kugelventile wurden gewählt, da sie im geöffneten Zustand durch die große Öffnung einen geringen Strömungswiderstand darstellen. Der Verteiler ist mittels Edelstahlwellschläuchen mit den Ventilen und dem T-Stück verbunden. Durch ihre Flexibilität sind die Edelstahlwellschläuche in der Lage, Temperaturdehnung in der Regelungseinheit zu kompensieren.

Im Verteiler werden die Stränge in Kanälen auf die einzelnen Lavaldüsen aufgeteilt. Allerdings weisen die in Abb. 5.13 rot dargestellten Kanäle Hinterschneidungen auf, die eine spanende Herstellung mittels Fräsverfahren nicht ermöglichen. Eine fräsbare, zweiteilige Konstruktion wurde ins Auge gefasst, allerdings aufgrund einer zusätzlich notwendigen Dichtfläche verworfen. Zudem ist das Bauteil aufgrund des innenliegenden Kanals mit der geringen Kanalhöhe von 2,75 mm auch für die Herstellung mittels Feinguss ungeeignet. Aus diesem Grund wurde der Verteiler schichtweise per selektivem Laserschmelzen (SLM) hergestellt. Gegenüber Sinterverfahren bietet SLM den Vorteil, dass durch das komplette Aufschmelzen des Materials ein gasdichtes Materialgefüge entsteht. Als Material wurde aus Gründen der thermischen und chemischen Beständigkeit die Edelstahllegierung 1.4542 verwendet. In Abb. 5.13 sind zusätzlich in gelb die Anschlüsse für die integrierten Druck- und Temperatursensoren dargestellt. Diese sind möglichst nah am Turbineneintritt platziert, um den Einfluss von Temperatur- und Druckverlusten in der Regelungseinheit auf die thermodynamische Bilanzierung zu minimieren.

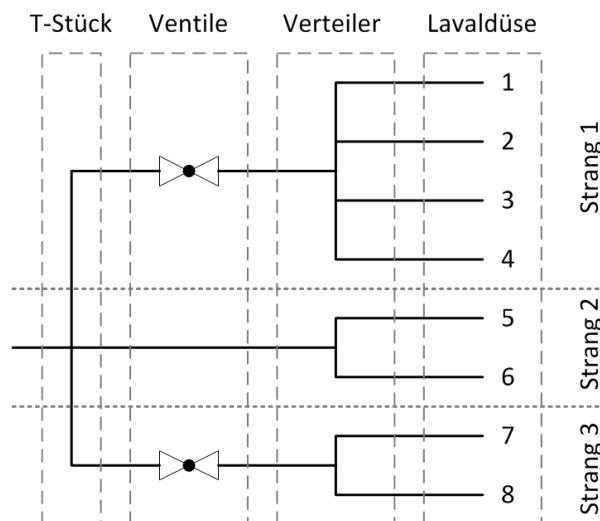


Abbildung 5.11: Schematische Darstellung der Regelungseinheit zur variablen Teilbeaufschlagung (Kunte et al. 2017)

5.7 Konstruktion der Regelungseinheit zur variablen Teilbeaufschlagung

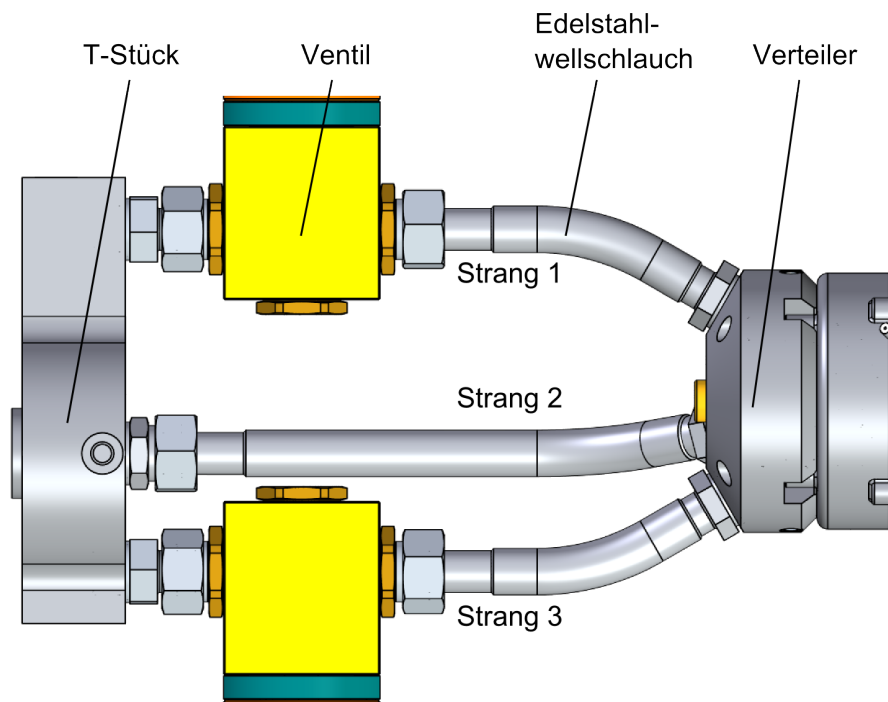


Abbildung 5.12: CAD-Modell der Regelungseinheit (Kunte et al. 2017)

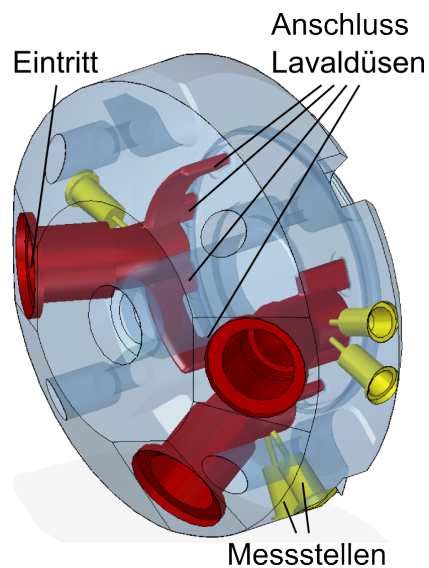
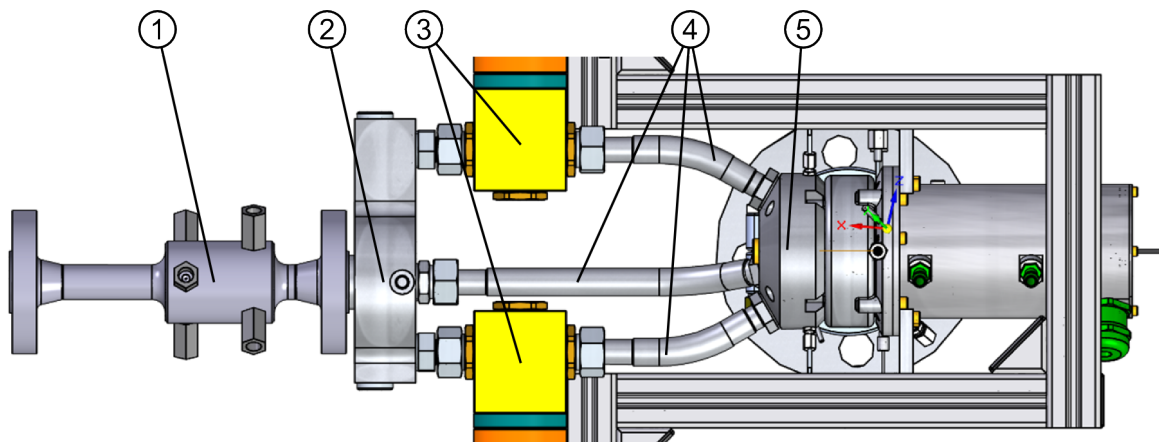


Abbildung 5.13: Kanalführung und Messstellenpositionierung innerhalb des Verteilers (Kunte et al. 2017)

5.8 Beheizung der Regelungseinheit



Position	Beschreibung	Heizelement	Anzahl	Heizleistung
1	Messrohr	Heizschnur	1	100 W
2	T-Stück	Heizpatrone	2	2 x 150 W
3	Ventile	Heizschnur	2	2 x 75 W
4	Schläuche	Heizschnur	3	1 x 100 W; 2 x 75 W
5	Verteiler	Heizpatrone	2	2 x 150 W

Abbildung 5.14: Prüflingsseitige Isolation und Beheizung der Regelungseinheit und des Messrohrs (Kunte et al. 2017)

Turbinen können im Betrieb durch Tropfenschlagerosion beschädigt werden. Solche Tropfen könnten durch Kondensation in der Regelungseinheit an kalten Wänden entstehen. Insbesondere während des Anfahrens ist die Verrohrung noch nicht vom Arbeitsfluid erwärmt, woraus eine signifikante Kondensationsgefahr resultiert. Zur Vermeidung wurde eine elektrische Beheizung der Zulaufverrohrung implementiert, die in Abb. 5.14 dargestellt ist. Diese Heizelemente lassen sich in zwei Kategorien unterteilen: Heizschnüre und Heizpatronen.

Heizschnüre sind einadrige und flexible Heizleitungen. Aufgrund ihrer geringen zulässigen Biegeradien wurden sie zur Umwicklung der Schläuche und Ventilblöcke verwendet. In diesem Fall wurden MIL-HC-GS-Heizelemente verwendet (ISOHEAT 2011). Durch ihre Glasseideisolierung sind diese Leitungen bis zu Temperaturen von 450°C einsetzbar. Zusätzlich ist die Isolierung mit einem kupfervernickelten Außengeflecht vor mechanischer Beschädigung geschützt, das ebenfalls als Schutzleiter dient. In jedem Heizkreis wurde zur Temperaturüberwachung je ein Thermoelement integriert.

Aufgrund ihres hohen Masse- zu Oberflächen-Verhältnisses wurden das T-Stück und der Verteiler mit je zwei Heizpatronen beheizt. Diese zylindrischen Heizpatronen werden in Bohrungen des zu beheizenden Bauteils geschoben. Durch die Wahl einer geeigneten

Passung wird ein guter Wärmeübergang erzielt. In diesem Fall wurden Heizpatronen der Firma Watlow GmbH verwendet, die bis zu einer Temperatur von 800°C eingesetzt werden können. Da Heizpatronen eine hohe Leistungsdichte haben, muss eine geeignete Regelung der Heizelemente erfolgen. Daher wurden Heizpatronen mit einem integrierten Thermoelement verwendet, auf die im Zuge der Regelung zurückgegriffen wurde. Zur Steigerung der Leistung wurden jeweils zwei Heizelemente für das T-Stück und den Verteiler verwendet.

Zusätzlich wurde die in Abb. 5.14 dargestellte Regelungseinheit zur Minimierung der thermischen Verluste mit Glasseidgewebe isoliert. Durch diese Maßnahmen konnte die verlustbedingte Temperaturdifferenz zwischen Messrohr und Verteiler auf 5,3 bis 9,4°C reduziert werden. Ein Einfluss dieser Temperaturverluste auf die thermodynamische Bilanzierung konnte vermieden werden, indem für diese die im Verteiler vorhandenen Thermolemente genutzt wurden (siehe auch Abschn. 6.2.2).

5.9 Rotordynamik

Die rotordynamische Auslegung der Welle und der Lagerung wurde in Zusammenarbeit mit der Schaeffler Technologies AG & Co. KG durchgeführt (im Folgenden Schaeffler). Dabei erfolgte die Lagerauswahl und -optimierung von Schaeffler mit dem Programm Bearinx. Die Geometrieangepassung wurde vom TFD mit dem Programm Madyn 2000 (Version 3.6.3) und ANSYS Mechanical (Version 15.0) durchgeführt. Die Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften der Lagerung wurden dabei von Bearinx übernommen, da diese Daten weder von Madyn 2000 noch von ANSYS Mechanical selbstständig erstellt werden konnten. Ziel der Auslegung war die Vermeidung schädlicher Rotoreigenfrequenzen im Betriebsbereich zwischen 60.000 bis 110.000 min^{-1} . Das rotordynamische Verhalten wird im Folgenden auf Basis der mit ANSYS Mechanical erstellten Ergebnisse vorgestellt.

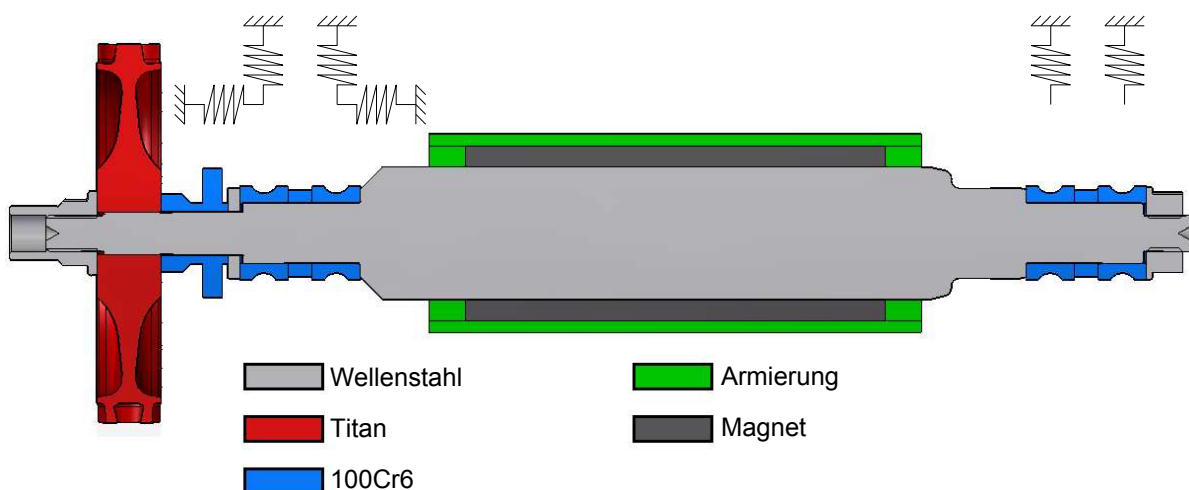


Abbildung 5.15: Modell des Rotorsystems

Das betrachtete Wellensystem sowie die verwendeten Materialien sind in Abb. 5.15

5 Mechanischer Aufbau der Expansionsmaschine

dargestellt. Das turbinenseitige Festlager weist dabei aufgrund der axialen Fixierung sowohl eine radiale als auch axiale Steifigkeitskomponente auf, während das generatorseitige Loslager nur radiale Kräfte aufnehmen kann. Vereinfacht wurde angenommen, dass die Lagerhalterung ideal steif ist. Ebenfalls wurde von einem ungedämpften System ausgegangen, da die Dämpfung in Wälzlagern äußerst gering ist.

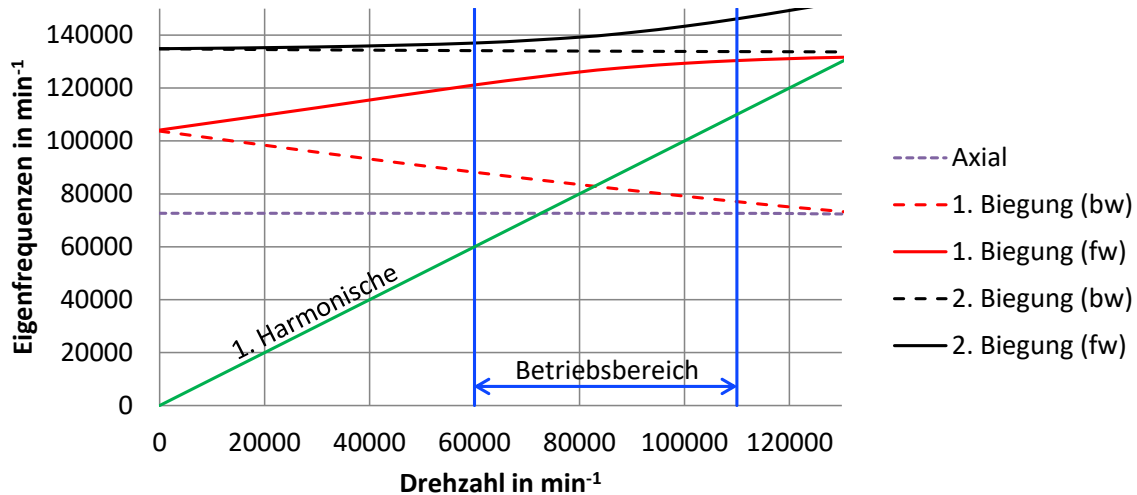


Abbildung 5.16: Campbell-Diagramm der Expansionsmaschine

Das Campbell-Diagramm des betrachteten Wellensystems ist in Abb. 5.16 dargestellt. Es stellt die Drehzahlabhängigkeit der Eigenfrequenzen dar und zeigt möglicherweise kritische Anregungsfrequenzen des Systems. Die 1. Harmonische repräsentiert die Anregung mit der Maschinendrehzahl. Darüber hinaus wurden keine weiteren Anregungsfrequenzen identifiziert, die zu einer Anregung der betrachteten Eigenfrequenzen im Betriebsbereich führen können. Die Anregungsfrequenzen der Eigenmoden sind zusätzlich in Tab. 5.2 aufgelistet. Die erste Eigenfrequenz ist eine Axialmode und tritt bei einer praktisch drehzahlunabhängigen Frequenz von 72.659 min^{-1} auf. Die Frequenz der Axialmode wird primär durch die axiale Steifigkeit der Lager und die Gesamtmasse des Wellensystems bestimmt. Aufgrund der fehlenden axialen Anregung wird diese Mode als unkritisch angesehen.

Die zweite und dritte Eigenfrequenz ist die 1. Biegung der Welle (Verformung siehe Anh. Abb. D.1). Im Stillstand tritt diese Mode bei einer Frequenz von 104.000 min^{-1} auf. Bei steigender Drehzahl werden diese Eigenfrequenzen durch den Einfluss gyroskopischer Momente drehzahlabhängig und teilen sich in eine Eigenfrequenz des Gleichlaufs (1. Biegung (fw) für engl.: forward) und eine Eigenfrequenz des Gegenlaufs (1. Biegung (bw) für engl.: backward) auf. Die Anregungsfrequenz der durch Gleichlauf angeregten 1. Biegung (fw) steigt dabei mit der Drehzahl an, während die durch Gegenlauf angeregte 1. Biegung (bw) abfällt. Eine Anregung mit der Drehzahl erfolgt bei der durch Gegenlauf angeregten 1. Biegung (bw) bei einer Drehzahl von 82.877 min^{-1} , bei der durch Gleichlauf angeregten 1. Biegung (fw) bei einer Drehzahl von 131.690 min^{-1} . Allerdings

erfolgt laut Gasch et al. (2006) und Swanson et al. (2005) eine Anregung der 1. Biegung durch Unwuchten nur im Gleichlauf. Nur im Störfall, in dem möglicherweise zusätzliche harmonische Störkräfte in feststehender Richtung auftreten können (z. B. durch ein Anstreifen des Rotors), kann es ebenfalls zu einer Gegenläuferregung kommen (Gasch et al. 2006). Da dies im Normalbetrieb nicht der Fall ist, ist nur die durch Gleichlauf angeregte 1. Biegung als kritisch anzusehen. Diese konnte allerdings durch die Lagerauslegung auf 131.690 min^{-1} und damit aus dem Betriebsbereich verschoben werden und ist damit ebenfalls unkritisch.

Als vierte und fünfte Eigenfrequenz tritt die 2. Biegung der Welle auf (Verformung siehe Anh. Abb. D.2). Im Stillstand hat diese Mode eine einheitliche Anregungsfrequenz von 134.800 min^{-1} . Wie die 1. Biegung, teilt sich die 2. Biegung aufgrund drehzahlabhängiger gyroskopischer Momente in eine durch Gleichlauf und durch Gegenlauf angeregte Eigenfrequenz auf. Die durch Gegenlauf angeregte 2. Biegung (bw) zeigt nur eine geringe Drehzahlabhängigkeit und wird bei einer Drehzahl von 133.630 min^{-1} angeregt. Eine Wellenanregung durch die 2. Biegung im Gleichlauf (fw) konnte im Untersuchungsrahmen bis 150.000 min^{-1} nicht festgestellt werden. Damit liegen beide Eigenfrequenzen der 2. Biegung außerhalb des Betriebsbereichs und sind damit unkritisch. Eine Zusammenfassung der Anregungsfrequenzen ist in Tab. 5.2 gegeben.

Tabelle 5.2: Schnittpunkt der Eigenfrequenzen mit der Betriebsdrehzahl (1. Harmonische)

Mode	Beschreibung	Anregungsfrequenz in min^{-1}
1	Axialmode	72.659
2	1. Biegemode (Backward)	82.877
	1. Biegemode (Forward)	131.690
3	2. Biegemode (Backward)	133.630
4	2. Biegemode (Forward)	außerhalb des untersuchten Bereichs ($> 150.000 \text{ min}^{-1}$)

5.10 Korrosionsbeständigkeit von Titan gegen Ethanol

Titan zeichnet sich durch sehr gute mechanische Eigenschaften und eine geringere Dichte gegenüber Stahl aus. Insbesondere Legierungen mit einem Aluminiumanteil erzielen sehr gute mechanische Eigenschaften. Darüber hinaus besitzt Titan eine sehr gute Korrosionsbeständigkeit gegenüber vielen Medien. Diese Korrosionsbeständigkeit wird durch die Bildung einer oberflächlichen TiO_2 -Schicht erzielt, die die tieferen Metallschichten vor einer Oxidation schützt (Zwickler 1974).

Allerdings wurde in mehreren Studien festgestellt, dass Titan in Alkohollösungen gegenüber einer Spannungsrisskorrosion (englisch: Stress Corrosion Cracking, SCC) anfällig

5 Mechanischer Aufbau der Expansionsmaschine

ist. Für das Auftreten ist sowohl das Vorhandensein eines geringen Wasseranteils als auch eines Halogens notwendig. Dabei ist es unerheblich, ob das Halogen in seiner Reinform oder als Salz vorliegt (Zwickler 1974, Leith et al. 1970). Die Anfälligkeit des Titans gegenüber Alkoholen ist neben den beiden obigen Punkten von folgenden Einflussfaktoren abhängig:

- Alkohole mit einer geringeren Anzahl an Kohlenstoffatomen im Molekül bewirken eine verstärkte Anfälligkeit des Titans gegenüber SCC (Sedriks 1969, siehe Abb. F.1 im Anhang).
- Aluminium als Legierungselement verstärkt die Anfälligkeit des Titans gegenüber SCC (Sedriks et al. 1968, Haney und Wearmouth 1969, Kaeschke 1990, siehe Abb. F.2 und F.3 im Anhang).
- Das Legierungselement Palladium erhöht die Korrosionsbeständigkeit von Titan in nicht oxidierenden Medien (Zwickler 1974).
- Titanlegierungen sind anfälliger in gasförmigen Alkoholen (Ambrose und Kruger 1968, Chen et al. 1972).
- Eine vorher aufgebrauchte und intakte Oxidschicht schützt Titan vor Korrosion in Methanol (Leith et al. 1970).
- Ein erhöhter Wasseranteil (5% getestet bei 200°C) schützt das Titan vor einer Korrosion (Leith et al. 1970).

Auf Basis dieser Faktoren wurde die Titanlegierung Ti6AlV4Pd (Titan mit 6% Aluminium, 4% Vanadium und 0,04 bis 0,08% Palladium) verwendet. Einerseits ist der Aluminiumanteil der Legierung zur Steigerung der mechanischen Festigkeit notwendig, um die Fliehkräfte aufnehmen zu können. Andererseits wird dadurch die Gefahr einer Spannungsrisskorrosion gesteigert. Um dem entgegen zu wirken, wurde dem Ethanol ein Wasseranteil von 5 Gew.-% zugemischt, der eine Repassivierung der Titanoberfläche im Falle einer Beschädigung der Oxidschicht bewirkt. Zusätzlich sorgt das Palladium als Legierungsbestandteil für eine deutliche Verbesserung der Korrosionsbeständigkeit der Titanblech (Zwickler 1974).

Der thermodynamische Einfluss dieser Wasserbeimischung auf die Turbinenleistung und -temperatur ist in Abb. 5.17 dargestellt. Bei identischem Turbinenwirkungsgrad sinkt die erzielbare Turbinenleistung um 4,0% (bei 5 Gew.-% Wasser). Darüber hinaus muss die Turbineneintrittstemperatur um 10°C angehoben werden, um analog zu Abschn. 4.1.2 einer Kondensation in der Turbine vorzubeugen. Der positive Effekt einer erhöhten Korrosionsbeständigkeit durch die Wasserbeimischung ist somit mit einem negativen Effekt auf den thermodynamischen Kreisprozess verbunden.

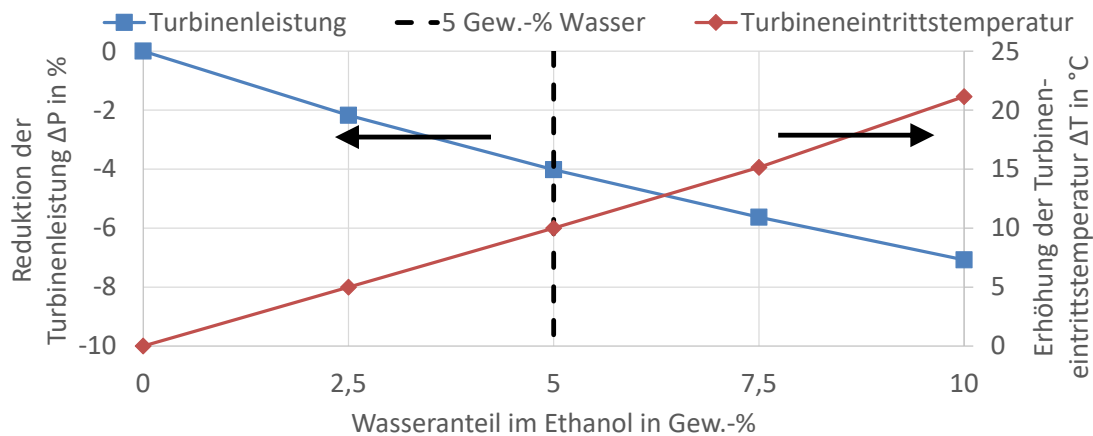


Abbildung 5.17: Auswirkungen der Wasserbeimischung zum Ethanol auf die Leistung und die Eintrittstemperatur der Turbine bei gleichem Turbinenwirkungsgrad

5.11 Dichtungsmaterialien und Stähle mit Ethanolkontakt

In der Maschine gibt es einen Hochtemperaturbereich vor der Turbine, in dem Temperaturen von bis zu 270°C bei einem Druck von bis zu 40 bar vorherrschen. Während der Entspannung des Fluids auf 0,81 bar sinkt die Temperatur auf 120 bis 150°C hinter der Turbine ab. Diese Bereiche müssen durch geeignete Dichtungen von der Umgebung getrennt sein, um einerseits den Austritt des Arbeitsmediums und andererseits eine Kontamination des Arbeitsmediums zu verhindern. Das Dichtungsmaterial muss daher zum einen eine ausreichend hohe Einsatztemperatur aufweisen, zum anderen beständig gegenüber dampfförmigem Ethanol sein.

Eine Übersicht über die eingesetzten Kunststoffe und Elastomere bietet Tab. E.1 im Anhang. Im Hochtemperaturbereich kam Perfluorkautschuk (FFKM), Graphit und Polytetrafluorethylen (PTFE) zum Einsatz. Diese Materialien weisen eine hohe Einsatztemperatur (FFKM: 325°C, Graphit: 400°C, PTFE: 260°C, Gehrkens 2016, EagleBurgmann 2016) und eine sehr gute Beständigkeit gegenüber Ethanol auf (DuPont 2007, Schweitzer 2004, EagleBurgmann 2016). Aufgrund seiner elastischen Eigenschaften wurde FFKM für O-Ringe verwendet, während Graphitfolien mit Edelstahlblecheinlage bei Flachdichtungen verwendet wurden. Im Hochtemperaturbereich wurde PTFE-Band zur Abdichtung in NPT-Gewinden eingesetzt.

Im Niedertemperaturbereich hinter der Turbine wurde zusätzlich ein Fluorkautschuk (FKM) als Dichtungsmaterial eingesetzt. Dieser FKM-Ring ist Bestandteil der zugekauften Gleitringdichtung. Unter den Fluorkautschuken sind mehrere Typen zusammengefasst, die sich in ihrer chemischen Beständigkeit unterscheiden. Aus diesem Grund sind die Aussagen in der Literatur bezüglich einer chemischen Beständigkeit uneinheitlich.

Während Zrunek (2003) und Schweitzer (2004) die Ethanolbeständigkeit als sehr gut bezeichnen, wird diese von Bürkert (2016) und Kendrion (2015) als eingeschränkt und von Trelleborg (2010) als schlecht bezeichnet. Nach Simon (2014) ist der eingesetzte FKM (FPM 70 C3 von SHS) aufgrund seines hohen Fluoranteils gegen Ethanol beständig, wobei eine mögliche Gefahr des Quellens besteht. Bei der Befundung nach dem Testbetrieb wurde allerdings keine Beschädigung der Dichtung festgestellt.

Eine Übersicht der eingesetzten Metalle ist im Anh. in Tab. E.2 gegeben. Diese Metalle sind in drei Hauptgruppen eingeteilt: Stähle mit hohem Chromgehalt $> 16\%$, Stähle mit niedrigem Chromgehalt von $1,5\%$ und Nichteisenmetalle, z. B. Titan (Korrosionsbeständigkeit von Titan: siehe Abschn. 5.10). Generell wurden bei der Werkstoffauswahl Stähle mit hohem Chromgehalt aufgrund der besseren Korrosionsbeständigkeit bevorzugt. Die Stähle mit niedrigem Chromgehalt wurden entweder bei Zukaufteilen (Laufring der Gleitringdichtung, 100Cr6) oder aufgrund der Anforderung nach einem weichmagnetischen Wellenstahl (34CrNiMo6) verwendet. So weist als einziges Bauteil die aus 34CrNiMo6 gefertigte Wellenbahnmutter oberflächliche Korrosionsspuren auf. Diese Wellenbahnmutter war dem Ethanol bei einer Temperatur von bis zu 150°C und einem Druck von $0,81\text{ bar}$ ausgesetzt.

5.12 Spezifikationen der Expansionsmaschine

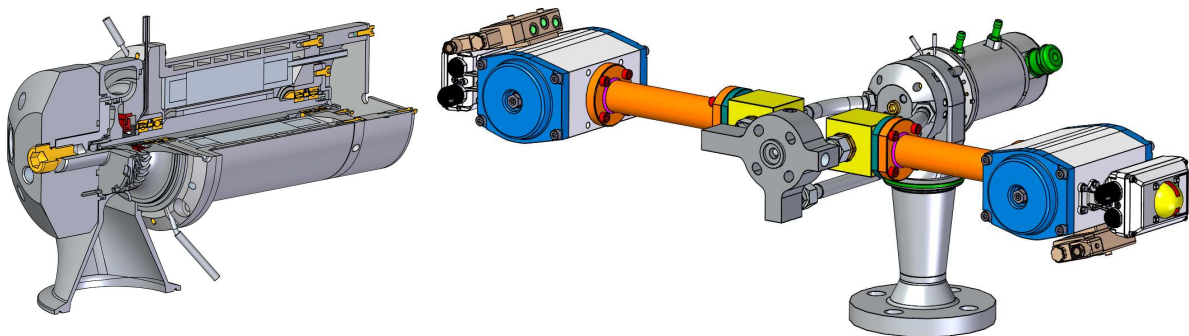


Abbildung 5.18: (l) Expansionsmaschine ohne Regelungseinheit, (r) Expansionsmaschine mit Regelungseinheit (Kunte et al. 2017)

In Tab. 5.3 sind die geometrischen Abmaße der Expansionsmaschine mit und ohne Regelungseinheit aufgelistet (vgl. Abb. 5.18). Die angegebenen Werte schließen den Generator der Expansionsmaschine mit ein, der in einem Bereich zwischen 20.000 bis 110.000 min^{-1} stabil betrieben werden kann. Das getriebelose Design der Expansionsmaschine ermöglicht eine kompakte Bauform mit einer Gesamtlänge von 284 mm (582 mm mit Regelungseinheit). Allerdings erfordert die hohe Leistungsdichte des Generators eine Wasserkühlung mit einer maximalen Eintrittstemperatur von 40°C . Die Fettschmierung erlaubt den Verzicht auf eine Ölversorgung der Wälzlager.

5.12 Spezifikationen der Expansionsmaschine

Tabelle 5.3: Spezifikationen der Expansionsmaschine (ermittelt aus dem CAD-Modell, Kunte et al. 2017)

	Expansionsmaschine ohne Regelungseinheit	Expansionsmaschine mit Regelungseinheit
Maße	<i>l</i> : 284 mm <i>b</i> : 124 mm <i>h</i> : 171 mm	<i>l</i> : 582 mm <i>b</i> : 1217 mm <i>h</i> : 369 mm
Gewicht	10,2 kg	47,9 kg
Drehzahlniveau	20.000 bis 110.000 min ⁻¹	
elektrische Leistung	bis 19,5 kW	
Kühlung	Kühlwasser < 40°C	
Schmierung	lebensdauergeschmiert mit Fett	

5 Mechanischer Aufbau der Expansionsmaschine

6 Experimentelle Untersuchung

6.1 ORC-Prüfstand zur experimentellen Erprobung

Die experimentelle Untersuchung der Expansionsmaschine wurde am ORC-Prüfstand des Instituts für Kraftwerkstechnik und Wärmeübertragung der Universität Hannover durchgeführt (Fotografie des ORC-Moduls im Anh. in Abb. E.1). Dieser ORC-Prüfstand kann als Modul in dem Turboladerprüfstand des Instituts für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik der Universität Hannover betrieben werden, der dabei als Heißgasquelle genutzt wird. Schematisch ist der Prüfstand in Abb. 6.1 dargestellt.

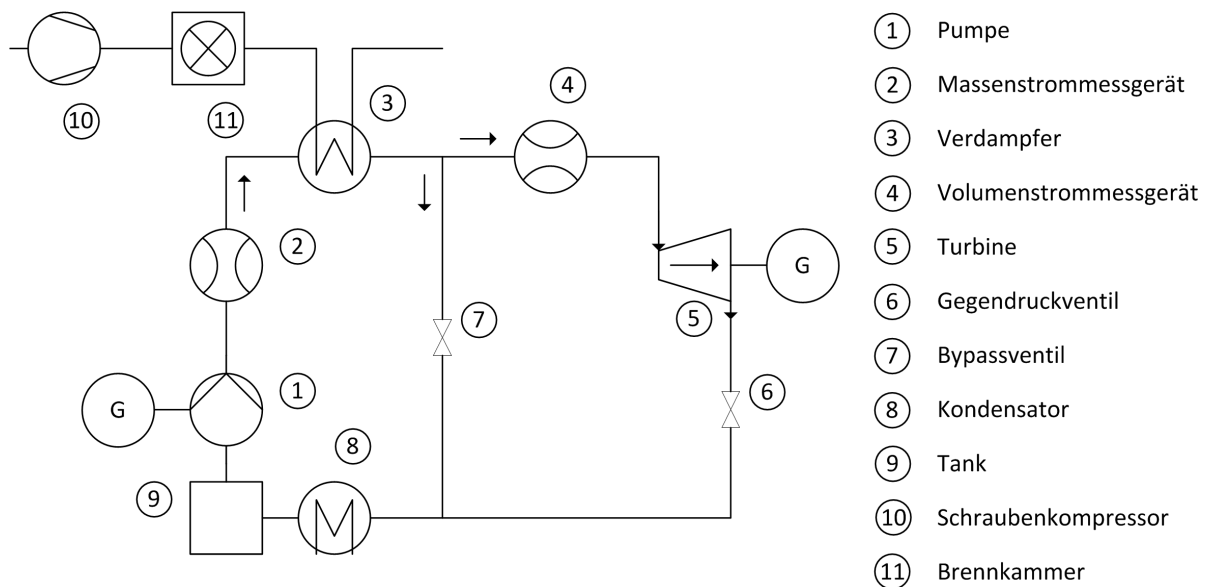


Abbildung 6.1: Vereinfachtes Flussdiagramm des Prüfstands (Kunte et al. 2017)

Die Zirkulation des Arbeitsmediums im geschlossenen Kreislauf wird durch eine zwei-stufige Pumpe ① realisiert. Der von der Pumpe geförderte Massenstrom des flüssigen Arbeitsmediums kann mittels eines Coriolis-Massenstrommessgeräts ② erfasst werden. Anschließend wird das Arbeitsmedium im Verdampfer ③ erhitzt, verdampft und überhitzt. Der Heißgasmassenstrom wird dabei durch den Schraubenkompressor ⑩ und die Brennkammer ⑪ des Turboladerprüfstands zur Verfügung gestellt. Das gasförmige Arbeitsmedium kann daraufhin zum Versuchsträger ⑤ oder alternativ durch einen Bypass ⑦ geleitet werden. Der Durchfluss des Versuchsträgers kann mit einem Vortex-Volumenstrommessgerät ④ in der gasförmigen Phase gemessen werden. Der Gegendruck

hinter dem Versuchsträger wird mit einem Gegendruckventil (6) eingestellt. Damit kann der Austrittsdruck des Versuchsträgers unabhängig von dem Kondensationsdruck eingestellt werden. Abschließend kondensiert das Arbeitsmedium in einem Kondensator (8). Ein Vorratsbehälter (9), der in den Kondensator integriert ist, stellt sicher, dass die Pumpe flüssiges Arbeitsmedium ansaugt.

6.2 Messstellenplan

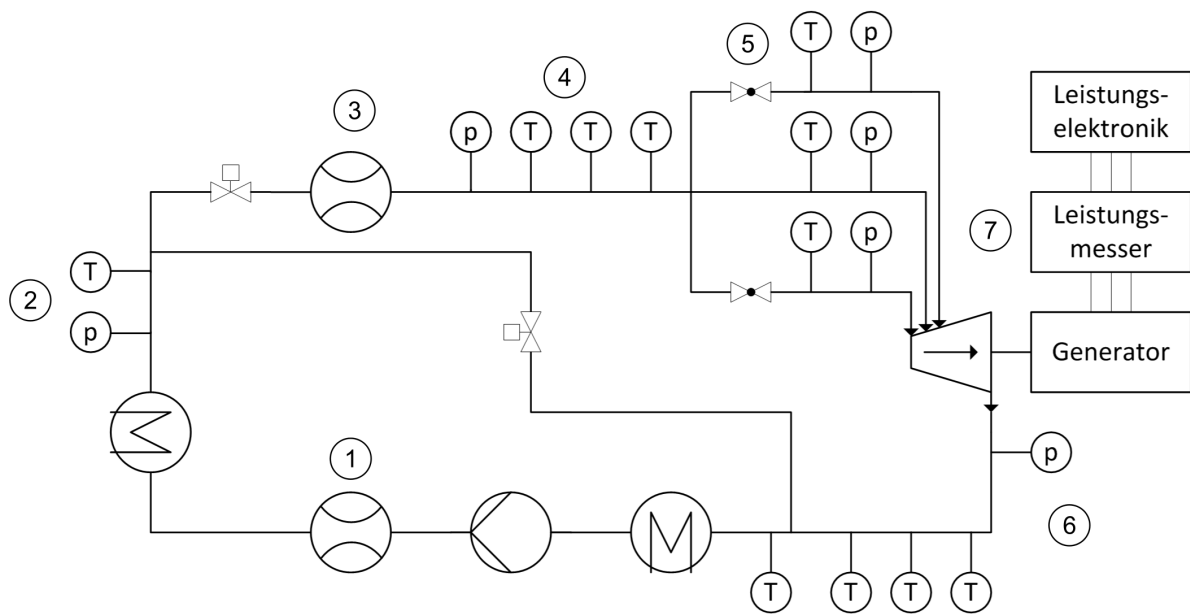


Abbildung 6.2: Vereinfachtes Flussdiagramm mit den zur Wirkungsgradbestimmung verwendeten Messstellen (Kunte et al. 2017)

Zur Bestimmung des Betriebsverhaltens der Turbine wurden die Energieflüsse im Versuchsträger bilanziert. Die verwendeten Messstellen sind im vereinfachten Kreislaufdiagramm in Abb. 6.2 dargestellt. Über die Ein- und Austrittsgrößen wurde eine thermodynamische Bilanzierung des Arbeitsfluids vorgenommen:

$$dH_{t,T}/dt = \dot{m} \cdot (h_{t,T,\text{ein}} - h_{t,T,\text{aus}}) \quad (6.1)$$

Unter der Annahme eines adiabaten Systems kann die zeitliche Enthalpieabnahme $dH_{t,T}/dt$ des Arbeitsmediums in der Turbine der Turbinenleistung gleichgesetzt werden. Aus Turboladeruntersuchungen ist allerdings bekannt, dass die idealisierte Annahme eines adiabaten Systems unzutreffend ist (Casey und Fesich 2010, Shaaban und Seume 2006). Die Temperaturdifferenz des Arbeitsmediums zur Umgebung bewirkt einen Wärmestrom, der die Enthalpie des austretenden Arbeitsmediums reduziert. Dadurch würde der Wärmestrom fälschlicherweise der Turbinenleistung zugerechnet. Aus diesem Grund

wurde zusätzlich die elektrische Generatorleistung gemessen. Unter Berücksichtigung der im Generator auftretenden Verluste kann daraus die mechanische Turbinenleistung bestimmt werden.

6.2.1 Massenstrombestimmung

Zur direkten Messung des Massenstroms ist zwischen der Pumpe und dem Verdampfer ein Coriolis-Massenstrommessgerät ① implementiert. Dieses Messgerät zeichnet sich durch einen geringen Messfehler von $\pm 0,1\%$ aus. Der gemessene Massenstrom wird allerdings nach dem Verdampfer auf den Prüfling und den Bypass aufgeteilt. Aus diesem Grund ist vor dem Prüfling ein zusätzliches Vortex-Volumenstrommessgerät ③ platziert. Dieses Messgerät misst den Volumenstrom im Betriebsbereich mit einem Messfehler von $\pm 1\%$. Da das Messgerät selbst keine Temperatur- und Druckmessung vornimmt, erfolgt die Dichtebestimmung auf Basis der Werte von der Messstelle ④. Da es auf der Rohrstrecke zu Wärme- und Druckverlusten kommt (② \rightarrow ④), müssen diese mit in die Fehlerbetrachtung aufgenommen werden.

Aufgrund der Prozessführung war eine komplette Schließung des Bypasses zum Zeitpunkt der Versuchsdurchführung nicht möglich, sodass ein geringer Bypassmassenstrom auftrat. Damit entsprach der vom Coriolis-Massenstrommessgerät gemessene Massenstrom nicht dem Prüflingsmassenstrom. Aus diesem Grund wurde trotz der höheren Unsicherheit das Vortex-Volumenstrommessgerät zur Ermittlung des Prüflingsmassenstroms verwendet.

6.2.2 Temperaturmessung

Prüfstandsseitig stellen zwei Messrohre ④ und ⑥ die Verbindungsstellen zum Prüfling dar. Bei der Konstruktion dieser Messrohre sind die Erfahrungen aus experimentellen Untersuchungen von Turboladern eingeflossen. Demnach kann die Abströmung von Turbinen stark drallbehaftet sein und starke Temperatur- und Druckgradienten aufweisen. Aus diesem Grund wurden beide Messrohre mit drei äquidistant auf dem Umfang verteilten PT100-Widerstandsthermometern ausgerüstet, um den Messfehler durch Temperaturinhomogenitäten im Strömungsprofil zu reduzieren. Die PT100-Widerstandsthermometer weisen eine Messunsicherheit von $\pm 0,15^\circ\text{C} + 0,002 \cdot T [^\circ\text{C}]$ auf.

Zusätzlich ist im Verteiler ⑤ der Expansionsmaschine in jedem Teilstrang ein Thermoelement Typ-K platziert. Diese Thermoelemente sind unmittelbar vor dem Eintritt in den Turbinenstator platziert. Temperaturabweichungen zwischen Turbineneintritt und Messstelle werden durch die örtliche Nähe minimiert. Die Messunsicherheit der Thermoelemente beträgt $\pm 1,5^\circ\text{C}$ bzw. $\pm 0,004 \cdot T [^\circ\text{C}]$ (betragsmäßig größerer Wert ist zu nehmen). Da es sich bei den eingesetzten Temperaturmessstellen um Mantelthermometer handelt, messen diese eine Temperatur, die nicht der Totaltemperatur entspricht. Im Hochdruckteil liegen allerdings niedrige Strömungsgeschwindigkeiten vor, sodass die Abweichung unter Berücksichtigung des Recovery-Faktors mehr als zwei Zehnerpotenzen unter der Messgenauigkeit der Temperaturmessstellen liegt und vernachlässigt wird.

Im Rahmen der Versuche hat sich gezeigt, dass zwischen Position ④ und ⑤ durch

Wärmeverluste im Rohrleitungssystem eine Temperaturdifferenz von 5,3 bis 9,4°C vorliegt. Durch die Nutzung der Thermoelemente im Verteiler ⑤ wurde der Einfluss der thermischen Verluste auf die thermodynamische Bilanzierung der Turbine minimiert.

6.2.3 Druckmessung

Der Druck wird durch Drucksensoren vom Typ WIKA P30 gemessen. Jeweils ein Sensor ist in den Messrohren und in den Teilsträngen in der Verteilereinheit verbaut. Aufgrund der begrenzten Temperaturtoleranz sind die Sensoren mit den Messstellen mit einem Kapillarröhrchen verbunden. Bei der Konstruktion wurde auf eine horizontale Führung der Kapillarröhrchen geachtet, um hydrostatische Effekte zu vermeiden. Die Messunsicherheit beträgt $\pm 0,05\%$ vom Messbereich. Daraus ergibt sich eine Messgenauigkeit von ± 3000 Pa im Hochdruckteil (④, ⑤) und ± 800 Pa im Niederdruckbereich ⑥.

6.2.4 Elektrische Leistungsmessung

Die elektrische Leistung des Generators wurde mit dem Leistungsmessgerät WT1800 von der Yokogawa Electric Corporation gemessen ⑦ (Rodewald 2011). Das Gerät wurde zwischen den Generator und die Leistungselektronik geschaltet. Damit erfasst das Messgerät zeitlich hoch aufgelöst sowohl Spannung als auch Strom der drei Generatorphasen und errechnet daraus intern die elektrische Leistung. Der Messfehler der ausgegebenen Leistung ist abhängig von dem eingestellten Messbereich der Spannung und des Stroms und kann Rodewald (2011) entnommen werden.

6.3 Bestimmung der Auswertegrößen

Die verwendeten Auswertegrößen sind in Tab. 6.1 aufgelistet. Aufgrund des während der Messung auftretenden Massenstroms im Bypass kann das Massenstrommessgerät ① trotz höherer Genauigkeit nicht zur Bilanzierung der Turbine verwendet werden. Stattdessen wird der Massenstrom aus dem Volumenstrom unter Zuhilfenahme der Dichte berechnet. Die Dichte wird mit Hilfe des Programms REFPROP 9.1 (NIST Standard Reference Database 23) auf Basis der Temperatur- und Druckmessung im Messrohr bestimmt. Da es auf der Strecke zwischen Volumenstrommessgerät ③ und Messrohr ④ zu Druck- und Temperaturverlusten kommt, werden die Verluste zwischen Verdampferaustritt ② und Messrohr ④ als „Worst Case“ in die Fehlerbetrachtung einbezogen.

Im Rahmen der Versuche hatte sich gezeigt, dass in den Verbindungsstücken zwischen Messrohr ④ und Verteiler ⑤ Temperaturverluste von 5,3 bis 9,4°C auftreten. Aus diesem Grund wurde der Verteiler als Bilanzierungsgrenze am Eintritt gewählt, um den Einfluss thermischer Verluste über die Außenwände zu minimieren. Hinter der Turbine ist aufgrund der Teilbeaufschlagung und der daraus resultierenden stark inhomogenen Strömung keine aussagekräftige turbinennahe Temperatur- und Druckmessung möglich. Daher wurde das Austrittsmessrohr ⑥ als Bilanzierung am Austritt gewählt. Trotz der niedrigeren Arbeitsfluidtemperaturen im Nachlauf der Turbine ist auch dort mit signifikanten Temperaturverlusten zu rechnen (2,7 bis 20,3°C, hoher Wert bei niedriger

6.4 Berücksichtigte Verlustmechanismen im Generator

Tabelle 6.1: Auswertegrößen; Positionsdefinition nach Abb. 6.2

Auswertegröße	Gleichung
Massenstrom	$\dot{m}_T = \dot{V}_{\text{Vortex}} \cdot \rho(T_2, p_2, T_4, p_4)$
Eintrittsdruck	$p_{\text{ein}} = p_5$
Austrittsdruck	$p_{\text{aus}} = p_6$
Eintrittstemperatur	$T_{\text{ein}} = T_5$
Austrittstemperatur	$T_{\text{aus}} = T_6$
elektrische Leistung	P_{el}
mechanische Turbinenleistung	$P_T = P_{\text{el}} - P_{\text{Dichtung}} - P_{\text{Lager}} - P_{\text{Generator}}$
mechanischer Wirkungsgrad	$\eta = \frac{P_T}{\dot{m}_T \cdot (h_5(T_5, p_5) - h_{5,s}(T_5, p_5, p_6))}$

Turbinenleistung). Um den Einfluss der thermischen Verluste aus der Bestimmung der mechanischen Turbinenleistung zu eliminieren (Leistungsabweichung von 3,1 bis 42,0%, hoher Wert bei niedriger Turbinenleistung), wurde daher die elektrische Leistung des Generators verwendet. Im Rahmen der Umrechnung wurden Reibungsverluste in der Dichtung und im Lager sowie Kupfer- und Eisenverluste im Generator berücksichtigt. Zur Berechnung des Gesamtfehlers wurde bei mehreren Einflussparametern die Gauß'sche Fehlerfortpflanzung verwendet.

6.4 Berücksichtigte Verlustmechanismen im Generator

Die Umwandlung von mechanischer in elektrische Energie im Generator findet verlustbehaftet statt. Laut der DIN EN 60034-2 können diese Verluste in die folgenden Mechanismen unterteilt werden:

- lastunabhängige Verluste
 - Eisenverluste
 - Reibungs- und Lüftungsverluste
- Verluste im Erregerkreis
- lastabhängige Verluste
 - Stromwärmeverluste
 - elektrische Bürstenverluste
 - lastabhängige Zusatzverluste

6 Experimentelle Untersuchung

Bei dem eingesetzten Synchrongenerator wird das Erregerfeld durch Permanentmagnete erzeugt. Da dabei keine Leistung für die Erregung genutzt wird, entfallen die Verluste im Erregerkreis sowie die elektrischen Bürstenverluste (Meins 1997). Im Folgenden werden die Ansätze vorgestellt, nach denen die Eisen-, Reibungs-, Lüftungs- und Stromwärmeverluste für die Verlustberechnung im Generator bestimmt wurden.

Eisenverluste

Aufgrund der ständigen Ummagnetisierung weisen magnetische Werkstoffe in zeitlich veränderlichen Magnetfeldern merkliche Verluste auf. Diese Verluste sind auf Hystereseverluste, Nachwirkungsverluste und Wirbelstromverluste zurückzuführen. Zur Berechnung dieser Verluste ist die Kenntnis der lokal wirksamen Induktion im magnetischen Material des Magnetkreises notwendig. Da diese Kenntnis für den untersuchten Generator nicht vorliegt, werden die Eisenverluste auf Basis der Interpolationsformel nach Steinmetz berechnet (Brander et al. 2008):

$$P_{\text{Eisen}} = k \cdot B^a \cdot f^b \quad (6.2)$$

Die Bestimmung der Konstanten k und der Exponenten a und b erfolgt unter Verwendung der im Generatordatenblatt (ATE 2013) angegebenen Eisenverluste.

$$P_{\text{Eisen},T} = P_{\text{Eisen},T_{\text{ref}}} \cdot \left(\frac{B(T)}{B(T_{\text{ref}})} \right)^a \cdot \left(\frac{f}{f_{\text{ref}}} \right)^b \quad (6.3)$$

Der Temperaturkoeffizient der Remanenz des Neodym-Eisen-Bohr-Magneten wird dabei im Quotienten der magnetischen Flussdichte berücksichtigt (Michalowsky 1990).

$$\frac{B(T)}{B(T_{\text{ref}})} = \frac{(1 - T_K \cdot (T - T_0))}{(1 - T_K \cdot (T_{\text{ref}} - T_0))} \quad (6.4)$$

Die drehzahlabhängigen Eisenverluste sind in Abb. 6.3 dargestellt. Der Generatorhersteller, die Antriebstechnik und Entwicklungs GmbH (im Folgenden ATE), hat im Datenblatt drei Kennfeldpunkte mit einer Temperatur von 80°C und zwei Kennfeldpunkte mit einer Temperatur von 130°C bereitgestellt. Unter Anpassung der Konstanten a und b können alle Kennfeldpunkte auf Basis der Steinmetzformel mit einem maximalen Fehler von 0,27% wiedergegeben werden.

6.4 Berücksichtigte Verlustmechanismen im Generator

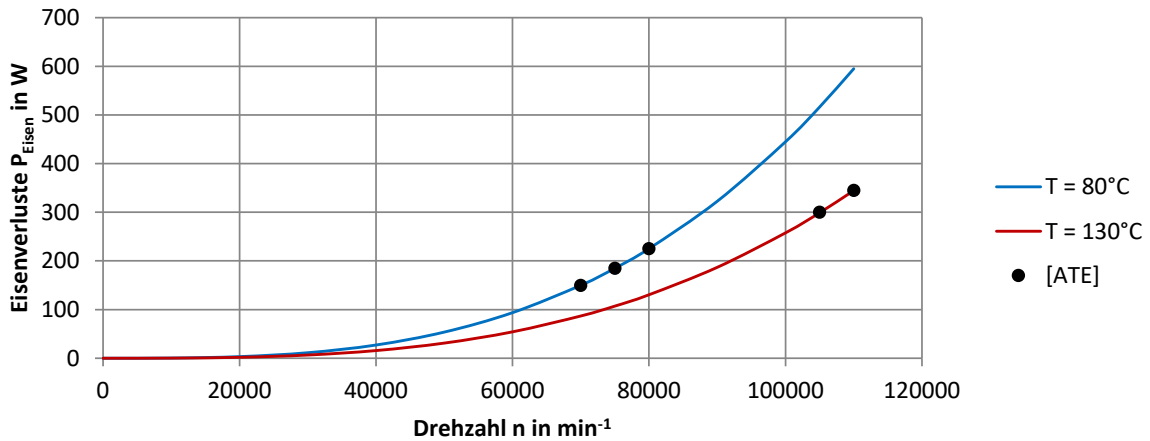


Abbildung 6.3: Eisenverluste im Generator; $a = 3,05$; $b = 9$; $T_K = 0,11\%/K$

Wicklungsverluste

Die Wicklungsverluste P_{Kupfer} im Generatorstator werden durch den Strom und den ohmschen Widerstand R der Generatorwicklungen verursacht. Unter Anwendung des ohmschen Gesetzes kann die Verlustleistung wie folgt angegeben werden (Brander et al. 2008, Beitz und Grote 1997, Abschn. II):

$$P_{\text{Kupfer}} = 3 \cdot R \cdot I_{\text{Phase}}^2 = 3 \cdot R_{T_0} \cdot (1 + \alpha_{T_0} \cdot (T - T_0)) \cdot I_{\text{Phase}}^2 \quad (6.5)$$

Der Ohm'sche Widerstand einer Phase bei 20°C wird von ATE (2013) mit $0,036 \text{ Ohm}$ angegeben. Zudem wurde ein für Kupfer typischer Temperaturkoeffizient des ohmschen Widerstands von $\alpha_0 = 0,0039 \text{ K}^{-1}$ angenommen. Die sich daraus ergebenden stromabhängigen Wicklungsverluste sind für zwei Temperaturen in Abb. 6.4 dargestellt.

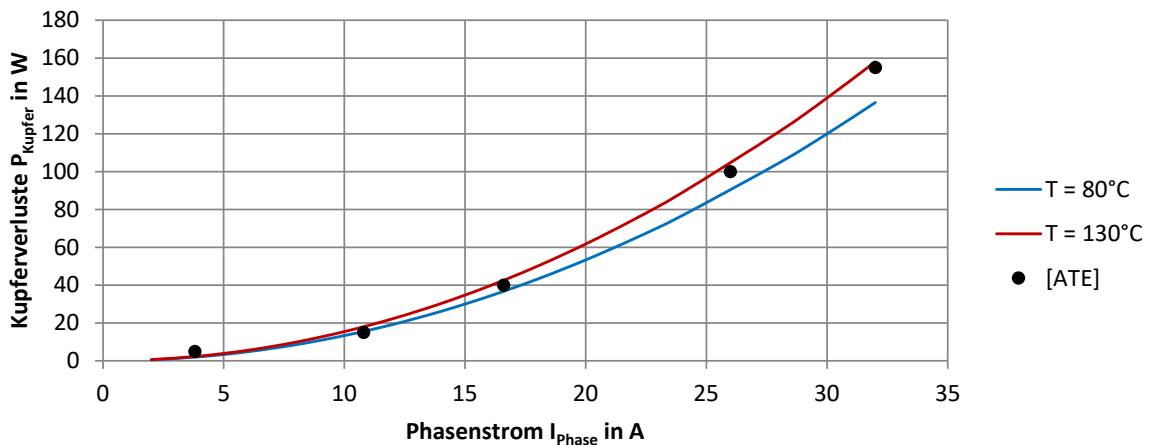


Abbildung 6.4: Kupferverluste im Generator

6 Experimentelle Untersuchung

Zur Ermittlung der Wicklungsverluste wurden die vom Leistungsmessgerät WT1800 gemessenen Phasenströme verwendet.

Reibungsverluste in den Lagern

Die Verluste in Wälzlagern können nach Schaeffler (2008) auf die folgenden Mechanismen aufgeteilt werden:

- Rollreibung
- Gleitreibung der Wälzkörper und des Käfigs
- Flüssigkeitsreibung
- Dichtungsreibung

Die Größe der Verluste ist dabei stark von inneren und äußeren Einflussgrößen abhängig, z. B. Bauart, Vorspannung, Belastung, Drehzahl und Schmierstoff (Schaeffler 2008). Zur Berücksichtigung dieser Einflussgrößen hat Schaeffler eine Verlustberechnung im Lager unter Einbeziehung der Einbau- und Belastungsbedingungen durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Abb. 6.5 dargestellt. Neben einer Drehzahlvariation wurde ebenfalls eine Temperaturvariation zwischen 40 bis 120°C durchgeführt. Im Rahmen der Auswertung wurden die berechneten Werte durch ein Polynom nachgebildet. Die Temperaturberücksichtigung erfolgte durch eine lineare Interpolation.

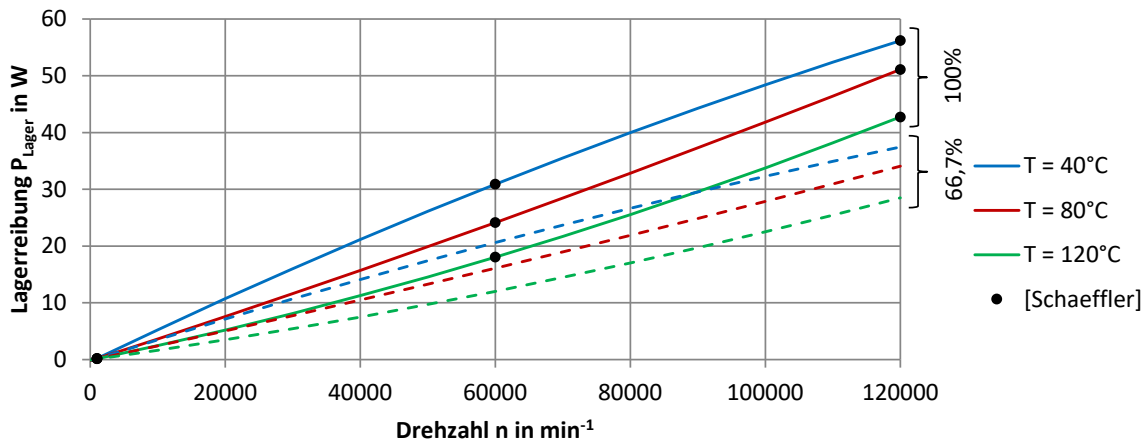


Abbildung 6.5: Reibungsverluste in den Wälzlagern berechnet mit Bearinx nach Kunte et al. (2017)

Laut Schaeffler sind die Reibdaten für Spindelkugellager noch nicht vollständig validiert und es ist bekannt, dass die errechnete Reibung von dem Lagerauslegungsprogramm Bearinx überschätzt wird. Damit spiegeln die errechneten Werte nur die obere Grenze der Lagerreibung wider. Um diesen Sachverhalt ausreichend zu berücksichtigen, wurde im Rahmen der Kennfeldbestimmung die Lagerreibung auf $\frac{2}{3}$ reduziert und eine Unsicherheit von $\frac{1}{3}$ gewählt.

Reibungsverluste in der Gleitringdichtung

Zur Trennung des Ethanol- und Generatorraums wurde eine gasgeschmierte Gleitringdichtung verwendet (siehe auch Abschn. 5.6). Obwohl Gegenring und Gleitring durch einen Gasfilm voneinander getrennt sind, treten in dieser Dichtung Reibungseffekte auf. FST hat für diese Gleitringdichtung die drehzahlabhängige Reibleistung im Betrieb mit Luft zur Verfügung gestellt. Ein Auszug dieser Werte und die Interpolation mit einem Polynom zweiten Grades ist in Abb. 6.6 dargestellt. Im Betriebsbereich bildet dabei das Polynom die FST-Werte mit einem Fehler kleiner 0,7% ab. Im Anwendungsfall bildet sich allerdings ein Gasfilm aus Ethanol anstatt von Luft. Unter der Annahme einer identischen Spalthöhe und eines ähnlichen Strömungszustands, wurde die Reibungsleistung mit Ethanol nach folgender Gleichung bestimmt:

$$P_{\text{Verlust,Ethanol}} = P_{\text{Verlust,Luft}} \cdot \frac{\mu_{\text{Ethanol}}}{\mu_{\text{Luft}}} \quad (6.6)$$

Da der genaue Strömungszustand mit Ethanol nicht bekannt ist, ist dieser Verlust mit einer größeren Unsicherheit behaftet. Aus diesem Grund wurde im Rahmen der Kennfeldberechnung die Abweichung zwischen $P_{\text{Verlust,Ethanol}} - P_{\text{Verlust,Luft}}$ als Unsicherheit gewählt.

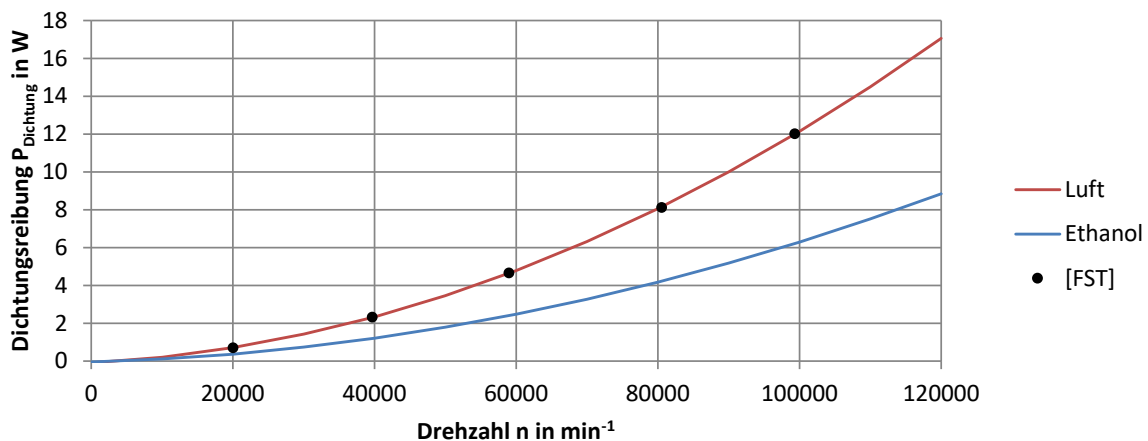


Abbildung 6.6: Reibungsverluste in der aerodynamisch geschmierten Dichtung von FST nach Lang (2007)

6 *Experimentelle Untersuchung*

7 Kennfelder und Drehzahlkennlinien der Turbinen BZ1, BZ2 und BZ3

In diesem Kapitel werden die Kennfelder und Drehzahlkennlinien der drei untersuchten Turbinen vorgestellt (geometrische Spezifikationen im Anh. in Tab. B.1). Dies ist zum einen die numerisch untersuchte Turbine BZ1 aus Kap. 4, die die Sollmaße der Auslegung aufweist. Anschließend wird für die Turbine BZ1 der Wirkungsgradeinfluss durch die Teilbeaufschlagung anhand von Drehzahlkennlinien gezeigt. In Abschn. 5.4 wurde allerdings festgestellt, dass die gefertigte und experimentell untersuchte Turbine BZ2 signifikante Geometrieabweichungen insbesondere in den massenstrombestimmenden engsten Querschnitten der Lavaldüsen aufweist. Aus diesem Grund wurde für die numerische Untersuchung die Turbine BZ3 entwickelt, bei der die engsten Querschnitte denen der Turbine BZ2 nachempfunden wurden. Damit sind die Turbinen BZ2 und BZ3 als gleich im Rahmen der Tolerierung anzusehen. Daher werden die Kennfelder der Turbine BZ1 und BZ3 gegenübergestellt, um den Einfluss der geometrischen Abweichungen innerhalb der Numerik zu untersuchen. Anschließend werden die Turbinen BZ2 und BZ3 verglichen, um die Übereinstimmung zwischen Numerik und Experiment zu evaluieren.

7.1 Kennfeld der Turbine BZ1: Auslegungszustand

Das Kennfeld der ausgelegten Turbine BZ1 ist in Abb. 7.1 dargestellt. Die Diagramme zeigen vier Betriebslinien für vier unterschiedliche Teilbeaufschlagungsgrade ε von 0,2 bis 0,8. In Abhängigkeit vom Massenstrom zeigt das obere Diagramm den Turbineneintrittsdruck, das mittlere die aerodynamische Turbinenleistung und das untere den Turbinenwirkungsgrad. Die Turbineneintrittstemperatur ergibt sich aus dem Eintrittsdruck und der Forderung, dass selbst bei einer isentropen Expansion keine Kondensation eintreten kann. Zur Sicherheit wurde diese Temperatur um 10 K erhöht. Damit ergeben sich Turbineneintrittstemperaturen von 233,3°C (20 bar), 257,4°C (30 bar) und 275,7°C (40 bar) bei einem konstanten Turbinenaustrittsdruck von 0,81 bar.

Der im oberen Diagramm dargestellte Eintrittsdruck ist nur von der festen Geometrie der Lavaldüse und den Eintrittsbedingungen abhängig. Im engsten Querschnitt der Lavaldüse wird die Schallgeschwindigkeit erreicht und die Düse sperrt. Betriebsbedingungen stromab der Lavaldüse, z. B. Turbinenaustrittsdruck oder Turbinendrehzahl, haben aufgrund der fehlenden Stromaufwirkung im divergenten Düsenteil keinen Einfluss auf die Strömung im engsten Querschnitt und damit auf den durchgesetzten Mas-

7 Kennfelder und Drehzahlkennlinien der Turbinen BZ1, BZ2 und BZ3

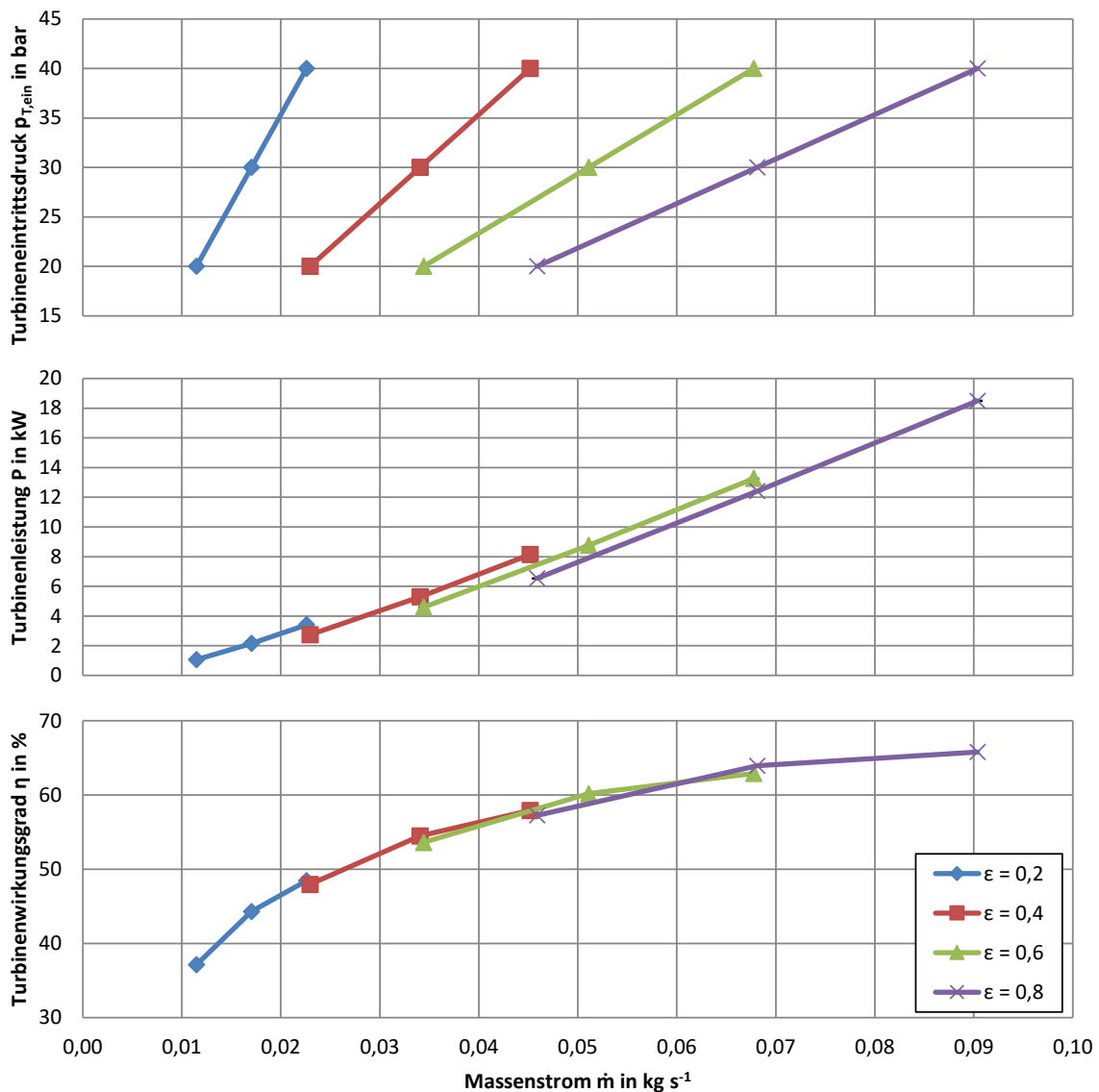


Abbildung 7.1: Numerisch ermitteltes Kennfeld der ausgelegten Turbine BZ1

senstrom. Bei zwei beaufschlagten Lavaldüsen ($\epsilon = 0,2$) setzt die Turbine im Druckbereich zwischen 20 bis 40 bar einen Massenstrom von 0,011 bis 0,023 kg s^{-1} durch. Der Massenstromanstieg erfolgt dabei nahezu linear. Ein weiterer Massenstromanstieg wäre daher nur unter einer weiteren Anhebung des Turbineneintrittsdrucks möglich, der auf 40 bar limitiert ist. Um eine weitere Steigerung des Massenstroms zu ermöglichen, werden stattdessen zwei weitere Lavaldüsen beaufschlagt ($\epsilon = 0,4$). Durch die erhöhte Fläche der engsten Querschnitte kommt es bei gleichem Massenstrom zu einer Reduktion des Turbineneintrittsdrucks auf ca. 20 bar. Nun kann durch eine erneute Steigerung des Turbineneintrittsdrucks der Massenstrom erhöht werden, ohne die Drucklimitierung zu

verletzen. Insgesamt kann der Teilbeaufschlagungsgrad zwischen $\varepsilon = 0,2$ bis $0,8$ variiert werden. Damit kann die Turbine mit einem Massenstrom zwischen $0,011$ bis $0,090 \text{ kg s}^{-1}$ betrieben werden, ohne dass der Turbineneintrittsdruck den Maximaldruck von 40 bar übersteigt.

In diesem Betriebsbereich reicht die aerodynamische Turbinenleistung von $1,06$ bis $18,5 \text{ kW}$ (Abb. 7.1, mittleres Diagramm). Abweichend vom Turbineneintrittsdruck, hat die Turbinendrehzahl einen signifikanten Einfluss auf die Turbinenleistung. Aufgrund der identischen Eintrittsbedingungen und des konstanten Austrittsdrucks, stellt sich das Leistungsmaximum immer im Punkt des Wirkungsgradmaximums ein. Für Abb. 7.1 wurde daher immer die Drehzahl des Wirkungsgradmaximums aus Abb. 7.2 ausgewählt. Darüber hinaus liefert die Turbine im Umschaltpunkt der Teilbeaufschlagung, trotz identischem Massenstrom, bei niedrigerer Teilbeaufschlagung die höhere Leistung. Dies ist auf die höhere Turbineneintrittstemperatur und den höheren Turbineneintrittsdruck zurückzuführen, wodurch der Turbine eine höhere Energiemenge zugeführt wird.

Im unteren Diagramm von Abb. 7.1 ist der Turbinenwirkungsgrad dargestellt. Dieser steigt im Massenstrombereich zwischen $0,011$ bis $0,090 \text{ kg s}^{-1}$ von $37,1$ auf $65,8\%$ an. Analog zur Turbinenleistung zeigt Abb. 7.1 nur die Wirkungsgradmaxima der jeweiligen Betriebspunkte.

7.2 Drehzahloptimum der Turbine BZ1 und Teilbeaufschlagungsverluste

Der betriebspunktabhängige Turbinenwirkungsgrad und die zugehörigen Teilbeaufschlagungsverluste sind in Abb. 7.2 dargestellt. Die Drehzahl wurde in einem Bereich zwischen 50.000 bis 120.000 min^{-1} mit einer Schrittweite von 10.000 min^{-1} variiert. Da die Turbineneintrittsbedingungen unabhängig von der Turbinendrehzahl sind, kann der Zusammenhang zwischen Massenstrom, Eintrittsdruck und Teilbeaufschlagungsgrad aus Abb. 7.1 entnommen werden.

Als schon beschriebener Trend ist erkennbar, dass der Turbinenwirkungsgrad mit niedrigerer Teilbeaufschlagung abnimmt. Zusätzlich verschiebt sich das Wirkungsgradmaximum zu niedrigeren Drehzahlen (z. B. bei 20 bar von $n_T = 100.000 \text{ min}^{-1}$ für $\varepsilon = 0,8$ zu $n_T = 60.000 \text{ min}^{-1}$ für $\varepsilon = 0,2$). Der Grund liegt in den höheren Teilbeaufschlagungsverlusten bei niedrigerer Teilbeaufschlagung. Insbesondere die Ventilationsverluste P_V steigen mit der Drehzahl stark an, da diese von der dritten Potenz der Umfangsgeschwindigkeit U_m abhängen:

$$P_V \sim (1 - \varepsilon) \cdot U_m^3 \quad (7.1)$$

Dies ist auf der Tatsache begründet, dass die Reibungskräfte quadratisch und die zurückgelegte Weglänge des Rotors einfach von U_m abhängen.

Zu höheren Teilbeaufschlagungsgraden nehmen die Ventilationsverluste stark ab. Zum einen reduziert sich der nicht beaufschlagte Bogen $(1 - \varepsilon)$ und damit auch das Volumen, in dem Ventilation auftritt. Zum anderen steigt die Leistung der Turbine aufgrund des

höheren Massenstroms. Da die Ventilationsverluste unabhängig vom Massenstrom auftreten, ist der prozentuale Anteil der Ventilationsleistung zur Turbinenleistung geringer (z. B. bei 20 bar sinkt $\Delta \eta_{T,V} = 48\%$ bei einer Drehzahl von $n_T = 120.000 \text{ min}^{-1}$ und einem Teilbeaufschlagungsgrad von $\varepsilon = 0,2$ auf $\Delta \eta_{T,V} = 3\%$ bei $n_T = 120.000 \text{ min}^{-1}$ und $\varepsilon = 0,8$).

Auch die Sektorendverluste nehmen proportional mit der Drehzahl zu:

$$P_S \sim \dot{m} \cdot U_m \cdot \frac{1}{\varepsilon} \quad (7.2)$$

Suter und Traupel (1959) erklären diese Proportionalität daraus, dass die unbeaufschlagte Schaufelpassage beim Eindringen in den beaufschlagten Bereich erst nach einer gewissen Zeit ihren stationären Strömungszustand erreicht. Bei einer höheren Umfangsgeschwindigkeit dringt diese tiefer in den beaufschlagten Bereich ein und sorgt so für einen größeren Abschnitt, in dem die Sektorendverluste auftreten. Darüber hinaus wird die Zeit, bis die Schaufelpassage ihren stationären Zustand erreicht, von der Größe des Übergangsbereichs beeinflusst. Dieser Einfluss wird von Suter und Traupel (1959) mit dem Verhältnis zwischen axialer Breite des Rotors $b_{R,ax}$ zur beaufschlagten Bogenlänge $\varepsilon \cdot \pi \cdot D_m$ berücksichtigt, sodass P_S bei fester Turbinengeometrie proportional zu $\frac{1}{\varepsilon}$ ist. Unter der Bedingung, dass die einzelnen Passagen jeweils einen einheitlichen Massenstrom durchsetzen, ist dieser Massenstrom bei gleichen Statoreintrittsbedingungen proportional zu ε . Somit entfällt der Einfluss von $\frac{1}{\varepsilon}$ auf den Sektorendverlust, wenn sich die Teilbeaufschlagung unter Beibehaltung der Eintrittsbedingungen verändert.

Aufgrund der beschriebenen Proportionalität zwischen Drehzahl und Sektorendverlust sind die Kurven linear, die das Wirkungsgraddefizit der Sektorendverluste in Abhängigkeit der Drehzahl in Abb. 7.2 (r) beschreiben. Darüber hinaus steigt das Wirkungsgraddefizit mit geringerer Beaufschlagung und gleichen Turbineneintrittsbedingungen. Wie beschrieben bleibt zwar die Verlustleistung der Sektorendverluste konstant, aufgrund der niedrigeren Turbinenleistung durch den geringeren Massendurchsatz steigt allerdings das prozentuale Wirkungsgraddefizit.

Zusätzlich tritt eine generelle Wirkungsgradsteigerung mit höherem Eintrittsdruck auf. Zum einen liegt das an den Statordüsen, die für ein spezifisches Druckverhältnis von 40 bar ausgelegt sind und dort besonders effizient durchströmt werden. Zum anderen steigen der Turbinenmassenstrom und die Turbinenleistung mit dem Eintrittsdruck an. Damit reduziert sich das Wirkungsgraddefizit durch die Ventilationsverluste, die unabhängig von dem Massenstrom sind. Dem entgegen sind die Sektorendverluste proportional zum Massenstrom. Daher ist das Wirkungsgraddefizit durch die Sektorendverluste für alle Eintrittsdrücke nahezu identisch.

7.2 Drehzahloptimum der Turbine BZ1 und Teilbeaufschlagungsverluste

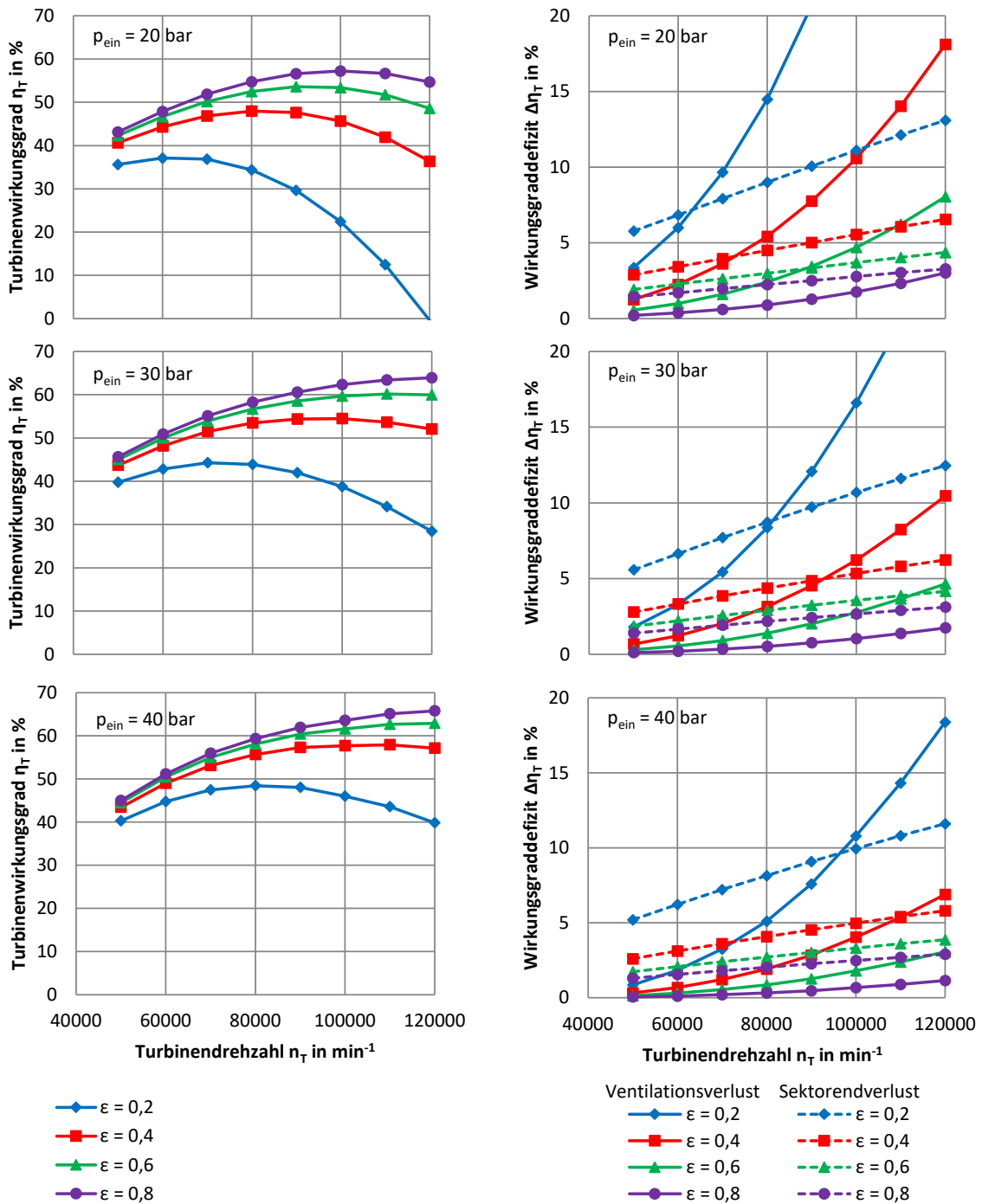


Abbildung 7.2: (l) Abhängigkeit des Turbinenwirkungsgrads von der Drehzahl, dem Teilbeaufschlagungsgrad und dem Eintrittsdruck, (r) Wirkungsgradreduktion durch die Teilbeaufschlagung

7.3 Kennfelder der Turbinen BZ1 und BZ3: Einfluss der geometrischen Abweichungen

Die Gegenüberstellung der numerisch berechneten Kennfelder der angepassten Turbine BZ3 und der ausgelegten Turbine BZ1 ist in Abb. 7.3 dargestellt. Für die Turbine BZ1 wurde farblich ebenfalls der Massenstrombereich gekennzeichnet, der sich aus Fertigungsabweichungen von jeweils $\pm 0,02$ mm an den beiden Statorflanken des engsten Querschnitts ergeben würde. Diese Fertigungsabweichung entspricht einer Massenstromabweichung von 9,4%. Für die Turbine BZ3 ergibt sich eine deutliche Verschiebung zu höheren Massenströmen um durchschnittlich 38%. Diese Erhöhung ist auf den größeren Strömungsquerschnitt im Düsenhals zurückzuführen, der im Mittel um 24% zu groß ist. Der Massenstrom steigt überproportional zur Vergrößerung der Querschnittsfläche. Der Grund ist, dass die Lavaldüse nicht auf einer planen, sondern auf einer gebogenen Fläche sperrt ($Ma = 1$) und damit diese gebogene Fläche ausschlaggebend für den Massenstrom der Lavaldüse ist (detaillierte Beschreibung des Phänomens in Abschn. 8.2.1). Der Flächeninhalt der gebogenen Fläche steigt dabei überproportional stark an, bezogen auf den Flächeninhalt der planen Fläche. Die in den Passagen auftretende prozentuale Massenstromerhöhung ist dabei annähernd unabhängig von dem Eintrittsdruck. Insgesamt verschiebt sich damit der Massenstrombereich, in dem die Turbine mit einem Eintrittsdruck zwischen 20 und 40 bar betrieben werden kann, von $0,011$ bis $0,090$ kg s^{-1} auf $0,017$ bis $0,123$ kg s^{-1} . Die Überschreitung der vorgegebenen maximalen Fertigungsabweichung und die daraus resultierende starke Kennfeldverschiebung zeigen, dass die Turbinen BZ1 und BZ3 nicht gleich im Rahmen der Tolerierung sind.

Durch den deutlich erhöhten Massenstrom steigt ebenfalls die Turbinenleistung. Während für die Turbine BZ1 numerisch eine Leistung zwischen 1,06 bis 18,5 kW prognostiziert wird, steigt diese auf 1,91 bis 24,1 kW für die angepasste Turbine BZ3 an. Im untersten Diagramm von Abb. 7.3 ist der Turbinenwirkungsgrad dargestellt. Abweichend von der Turbine BZ1 erreicht die angepasste Turbine BZ3 ihren maximalen Wirkungsgrad von 66,0% bei einem Eintrittsdruck von 30 bar statt bei 40 bar. Von 30 bar zu 40 bar sinkt der Turbinenwirkungsgrad in Abhängigkeit des Teilbeaufschlagungsgrades um 0,85 bis 2,59%-Punkte. Dabei ist der Abfall bei hohen Beaufschlagungsgraden am höchsten. Der Grund liegt in einem reduzierten geometrischen Düsenexpansionsverhältnis im Turbinenstator. Während die durchströmte Querschnittsfläche am Düsenaustritt annähernd gleich geblieben ist, hat sich die Querschnittsfläche im Düsenhals deutlich vergrößert (durchschnittlich +24%). Die Düse entspricht somit einer Auslegung für ein geringeres Druckverhältnis und arbeitet auch in diesem Bereich effektiver.

7.3 Kennfelder der Turbinen BZ1 und BZ3: Einfluss der geometrischen Abweichungen

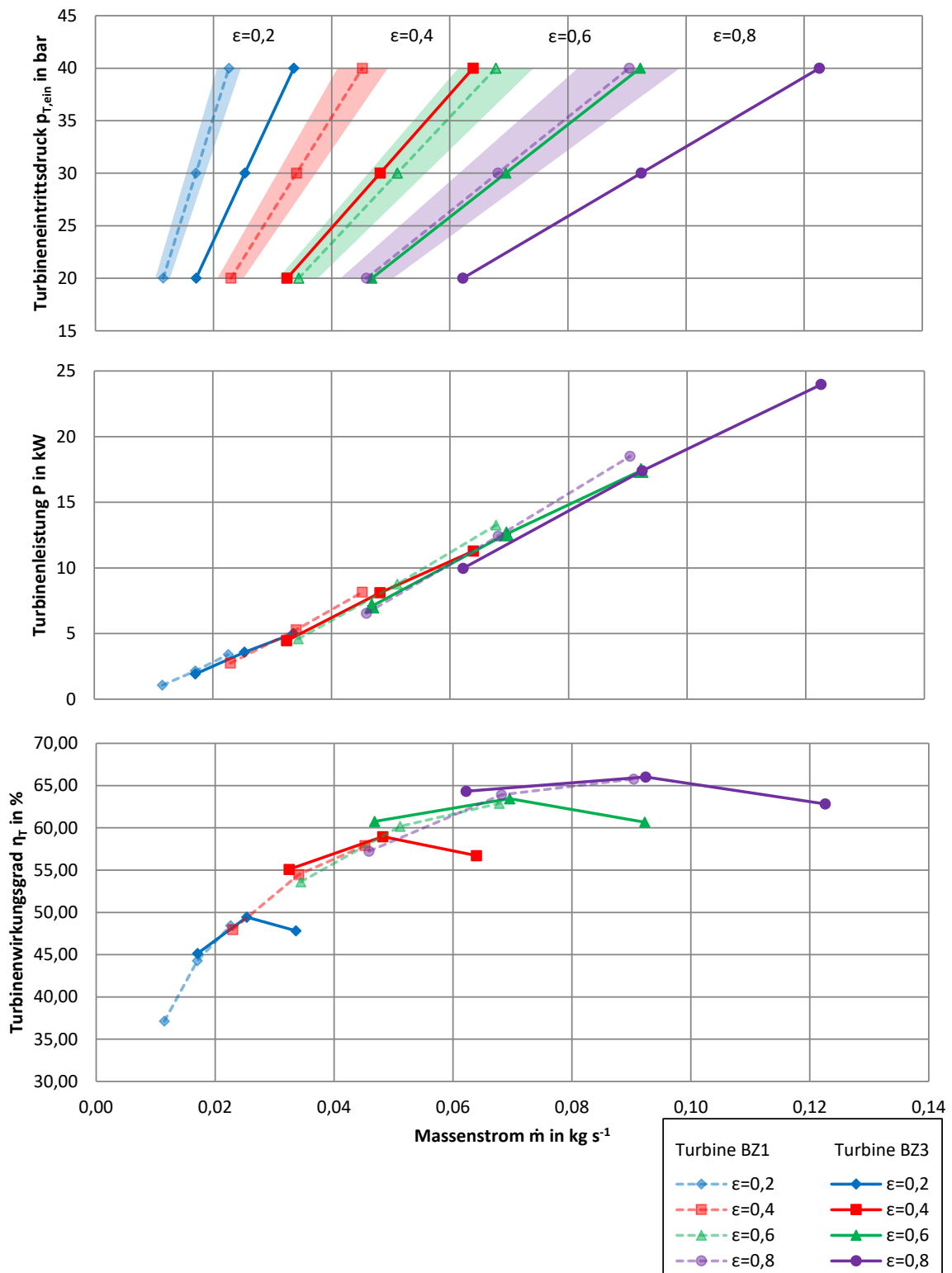


Abbildung 7.3: Numerisch ermitteltes Kennfeld: Vergleich zwischen Turbine BZ1 und Turbine BZ3, Massenstromabweichung der Turbine BZ1 durch Varianz des engsten Querschnitts im Stator von $\pm 0,04$ mm als eingefärbte Fläche dargestellt

7.4 Drehzahlkennlinien der Turbine BZ2 und BZ3

Tabelle 7.1: Betriebsbedingungen der Turbine BZ2 während der experimentellen Untersuchung

ε	p_{ein} in bar	T_{ein} in °C	p_{aus} in bar	\dot{m} in g s ⁻¹	n in min ⁻¹	$\Delta\eta_{\text{CFD-Exp.}}$ in %
0,2	20,0	234,5	0,81	16,7	45.000 bis 80.000	5,85
0,2	25,0	245,6	0,81	20,5	45.000 bis 80.000	
0,2	30,0	257,5	0,81	24,7	45.000 bis 80.000	-0,47
0,2	35,0	266,9	0,81	28,7	45.000 bis 80.000	
0,2	40,0	266,5	0,82	33,0	45.000 bis 80.000	-7,51
0,4	20,0	232,5	0,81	31,6	45.000 bis 80.000	3,41
0,4	24,9	246,2	0,84	39,0	45.000 bis 80.000	
0,4	29,9	257,5	0,81	46,7	55.000 bis 80.000	0,88

In Tab. 7.1 sind die gemessenen Randbedingungen für den jeweiligen Betriebspunkt der Turbine BZ2 aufgelistet. Diese wurden für den untersuchten Drehzahlbereich zwischen 45.000 bis 80.000 min⁻¹ gemittelt (55.000 bis 80.000 min⁻¹ für $\varepsilon = 0,4$ und $p_{\text{ein}} = 30$ bar). Die Maximaldrehzahl wurde in diesem Versuchslauf auf 80.000 min⁻¹ begrenzt, weil die gewünschte Wuchtklasse der Generatoreinheit nicht erreicht wurde. Der Turbineneintrittsdruck wurde in einem Intervall zwischen 20 bis 40 bar in 5 bar Schritten erhöht. Aufgrund einer Beschädigung der Maschine wurde der höchste Lastpunkt bei $\varepsilon = 0,4$ mit einem Eintrittsdruck von 30 bar erzielt und es konnten keine weiteren Lastpunkte angefahren werden. Der Dampf am Turbinenstatoreintritt wurde so eingestellt, dass selbst bei isentroper Expansion keine Kondensation eintreten würde. Diese Temperatur wurde zur Sicherheit um 10 K erhöht. Eine Ausnahme bildet der Betriebspunkt bei 40 bar, bei dem die Verdampferaustrittstemperatur das Prüfstandslimit überschritten hätte. In diesem Fall wurde auf die Temperaturerhöhung von 10°C verzichtet. Mit Hilfe des Gegendruckventils wurde auf einen Turbinenausstrittsdruck von 0,81 bar geregelt. Im Betriebspunkt mit $\varepsilon = 0,4$ und $p_{\text{ein}} = 25$ bar trat um den Sollwert von $p_{\text{aus}} = 0,81$ bar eine reproduzierbare, sprunghafte Druckänderung auf, die das genaue Einstellen des Sollastrittsdrucks verhinderte. Daraus resultierte eine leichte Abweichung des Turbinenausstrittsdrucks von 0,03 bar vom Sollwert.

Die experimentell untersuchte Drehzahlabhängigkeit des Wirkungsgrads der Turbine BZ2 ist in Abb. 7.4 dargestellt. Es zeigt sich ein qualitativ gleichartiger Kurvenverlauf zur numerisch untersuchten Turbine BZ3. Außer für den niedrigsten untersuchten Lastpunkt ($\varepsilon = 0,2$, $p_{\text{ein}} = 20$ bar) liegt das Wirkungsgradmaximum oberhalb der experimentell untersuchten Maximaldrehzahl von 80.000 min⁻¹ und konnte daher nicht erfasst werden. Dieser Kurvenverlauf und die Lage des Wirkungsgradmaximums der numerischen Ergebnisse deuten auf ein Steigerungspotential des Turbinenwirkungsgrades durch den Wegfall der Drehzahllimitierung hin.

7.4 Drehzahlkennlinien der Turbine BZ2 und BZ3

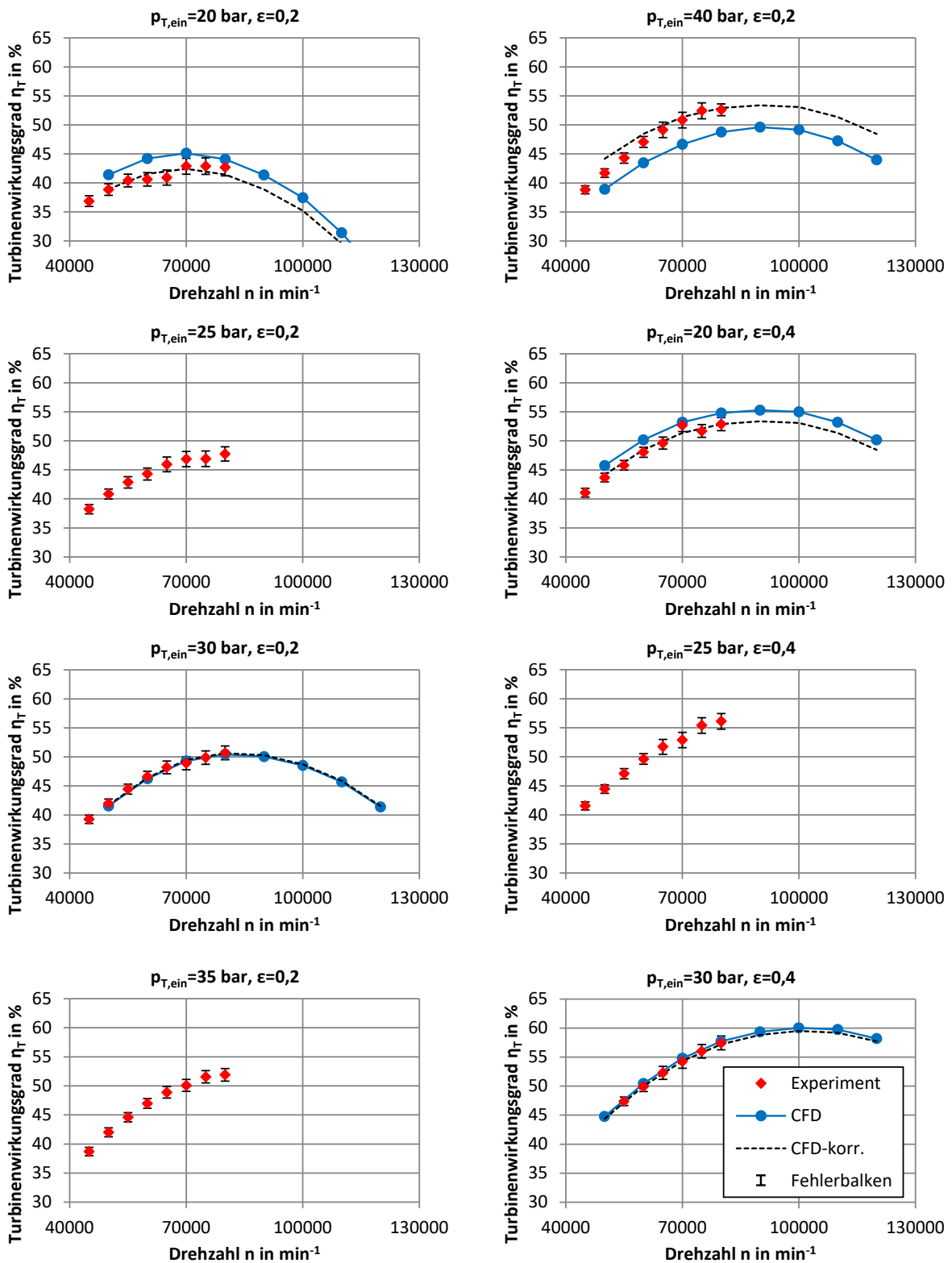


Abbildung 7.4: Drehzahlkennlinien: Gegenüberstellung der experimentellen (Turbine BZ2) und numerischen (Turbine BZ3) Ergebnisse; Kurve CFD-korr. korrigiert mit $\Delta\eta_{\text{CFD-Exp.}}$ aus Tab. 7.1

Zudem wird der numerisch ermittelte Wirkungsgrad im niedrigen Eintrittsdruckbereich um bis zu 5,85% überschätzt, während er im hohen Eintrittsdruckbereich um bis zu 7,51% unterschätzt wird (siehe Tab. 7.1). Dieses Verhalten tritt sowohl bei einer Teilbeaufschlagung von $\varepsilon = 0,2$ als auch von $\varepsilon = 0,4$ auf. Aus diesem Grund wurde für jeden Betriebspunkt ein korrigiertes CFD-Ergebnis erstellt, indem die numerischen Ergebnisse mit der in Tab. 7.1 ermittelten Wirkungsgraddifferenz korrigiert wurden. Der mittlere absolute Fehler zwischen korrigierten CFD und experimentellen Ergebnissen liegt bei 0,4%-Punkten. Damit zeigt sich, dass zwar eine betriebspunktabhängige Differenz zwischen der Wirkungsgradprognose und der numerischen Berechnung besteht, die Abhängigkeit des Wirkungsgrads von der Drehzahl allerdings gut wiedergegeben wird.

7.5 Kennfelder der Turbinen BZ2 und BZ3: Vergleich zwischen Numerik und Experiment

Die Gegenüberstellung der numerisch (Turbine BZ3) und experimentell (Turbine BZ2) ermittelten Kennfelder ist in Abb. 7.5 dargestellt. Für die Gegenüberstellung der Leistung und des Wirkungsgrads im mittleren und unteren Diagramm wurde jeweils das betriebspunktabhängige Maximum bis zu der Grenzdrehzahl von 80.000 min^{-1} verwendet.

Im oberen Diagramm ist der Turbineneintrittsdruck über dem Massenstrom dargestellt. Die Turbine BZ2 kann mit einem Teilbeaufschlagungsgrad von $\varepsilon = 0,2$ einen Massenstrom zwischen $0,0167$ bis $0,0333 \text{ kg s}^{-1}$ durchsetzen. Bei einer Erhöhung des Teilbeaufschlagungsgrads auf $\varepsilon = 0,4$ steigt der Massenstrom auf $0,032$ bis $0,047 \text{ kg s}^{-1}$ an. Der Kurvenverlauf zeigt dabei ein qualitativ gleichartiges Verhalten mit den numerischen Ergebnissen der Turbine BZ3, allerdings ist der Massenstrom im Experiment um $0,7$ bis $3,3\%$ niedriger. Farblich eingezeichnet ist die Massenstromabweichung, die sich durch Abweichungen von jeweils $\pm 0,02 \text{ mm}$ an den Flanken des engsten Spalts des Stators für die Turbine BZ3 ergibt. Dieser Bereich entspricht einer Abweichung im Massenstrom von $6,9$ bis $7,3\%$. Somit liegen die experimentell gemessenen Werte der Turbine BZ2 innerhalb dieses Bereichs und die Annahme, die Turbinen seien gleich im Rahmen der Tolerierung wird bestätigt. Bei einem Teilbeaufschlagungsgrad von $\varepsilon = 0,2$ liegt diese Abweichung sogar im Rahmen der Messunsicherheit ($2,3$ bis $2,9\%$).

Im untersuchten Betriebsbereich beträgt die Turbinenleistung $1,8$ bis $7,6 \text{ kW}$. Dabei weist die Turbine BZ2 im niedrigen Druckbereich von 20 bar ein Leistungsdefizit von $4,0$ bis $4,4\%$ bezogen auf die Turbine BZ3 auf (bereinigt von der Massenstromabweichung). Dies lässt sich auf den niedrigeren Wirkungsgrad der Turbine BZ2 zurückführen, der um $2,8$ bis $3,0\%$ -Punkte unter dem Turbinenwirkungsgrad der numerischen Ergebnisse der Turbine BZ3 liegt. Dem entgegen erzielt die reale Turbine BZ2 bei einem hohen Eintrittsdruck von 40 bar eine um 6% höhere Leistung als die Turbine BZ3 in der Numerik (bereinigt von der Massenstromabweichung). Dies lässt sich auf den höheren Wirkungsgrad der realen Turbine BZ2 in diesem Betriebspunkt zurückführen ($+2,9\%$ -Punkte).

Über den gesamten Betriebsbereich erzielt die reale Turbine BZ2 einen Wirkungs-

7.5 Kennfelder der Turbinen BZ2 und BZ3: Vergleich zwischen Numerik und Experiment

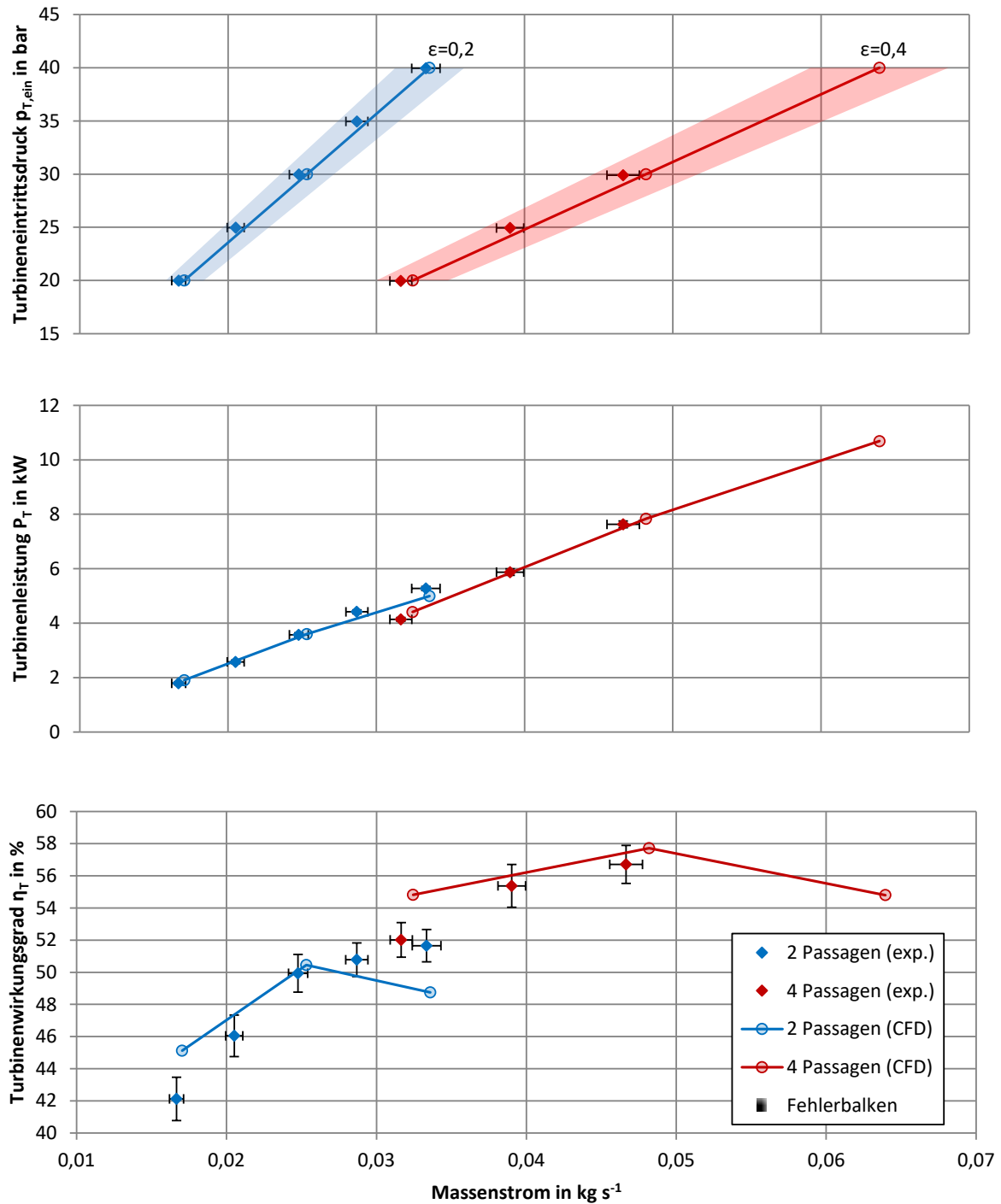


Abbildung 7.5: Turbinenkennfelder: Gegenüberstellung der experimentellen (Turbine BZ2) und numerischen (Turbine BZ3) Ergebnisse, Massenstromabweichung der Turbine BZ3 durch Varianz des engsten Querschnitts im Stator von $\pm 0,04$ mm als eingefärbte Fläche dargestellt

7 Kennfelder und Drehzahlkennlinien der Turbinen BZ1, BZ2 und BZ3

grad von 42,1 bis 56,7%. Der Wirkungsgrad steigt bei fester Teilbeaufschlagung bis zum Erreichen des Maximaldrucks an. Dem entgegen wurde in der Numerik das Wirkungsgradmaximum der Turbine BZ3 bereits bei einem Turbineneintrittsdruck von 30 bar erzielt.

8 Numerische Detailuntersuchung der Strömung in der Turbine

8.1 Strömung in der Turbine

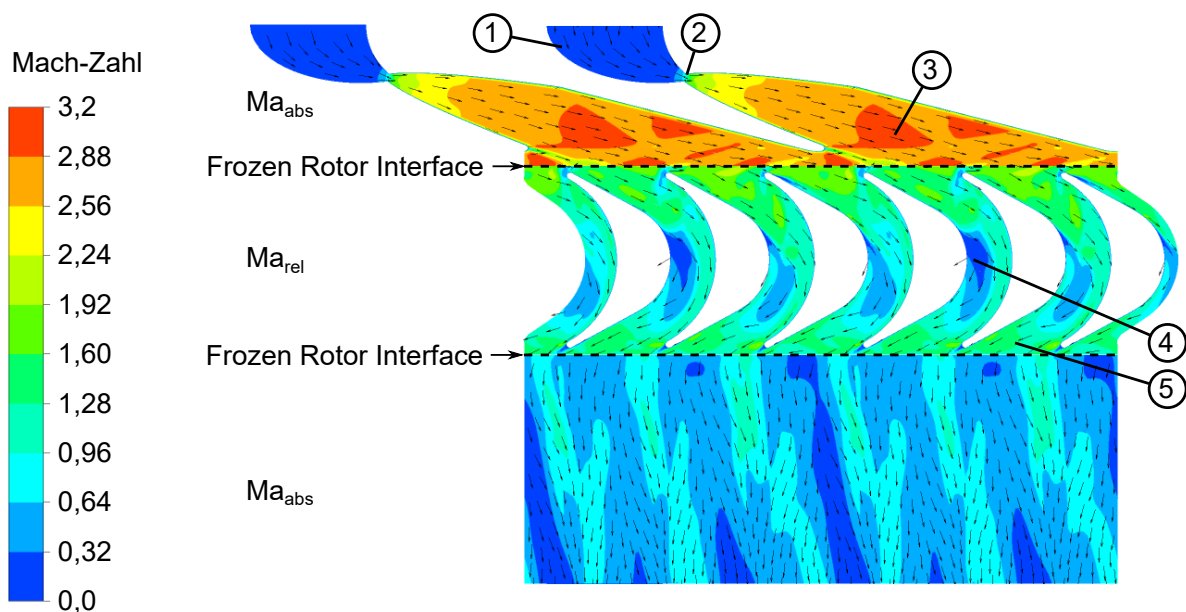


Abbildung 8.1: Mach-Zahl-Verteilung in der Turbine BZ1 auf 50% der Kanalhöhe

Das Strömungsverhalten in der Turbine wird im Folgenden für einen Eintrittsdruck von 40 bar und eine Drehzahl von 100.000 min^{-1} gezeigt. Für diesen Betriebspunkt zeigt Abb. 8.1 die Mach-Zahl-Verteilung in der Turbine BZ1 auf 50% der Kanalhöhe. Das Rechengebiet besteht aus drei Bereichen: Dem Turbinenstator, dem Rotor und dem Auslassdiffusor. Die Bereiche sind mit einem Frozen Rotor Interface verbunden. Im Stator und Auslassdiffusor wird die absolute Mach-Zahl und im Rotorsystem die relative Mach-Zahl gezeigt.

Die Strömung tritt in den Stator subsonisch in axialer Richtung ein ①. In diesem Bereich erfolgt eine Strömungsumlenkung um ca. 76° in die Düsenrichtung. Zusätzlich wird die Strömung durch die konvergente Kontur bis zum Düsenhals beschleunigt ②. Im Düsenhals wird die Schallgeschwindigkeit ($\text{Ma} = 1$) erreicht. Eine weitere Beschleunigung

im Überschall erfolgt im divergenten Düsenteil ③. Am Austritt des Stators wird eine maximale Mach-Zahl von über 3 erreicht.

Die relative Eintritts-Mach-Zahl in den Rotor liegt bei ca. 1,53. In allen Rotorpassagen tritt eine deutliche Strömungsablösung ④ an der Saugseite der Schaufel auf. Ausgehend von dieser Strömungsablösung entsteht ein subsonisches Strömungsgebiet im hinteren Passagenteil. Das subsonische Strömungsgebiet erstreckt sich bis zur Schaufelhinterkante der Druckseite. Nach dem Rotor erfolgt eine freie Expansion ⑤ der restlichen Druckdifferenz bezogen auf den Austrittsdruck. Durch die freie Expansion wird der Rotor supersonisch abgeströmt ($Ma = 1,35$). Abschließend wird die Strömung durch einen Diffusor in die radiale Richtung umgelenkt. Eine detaillierte Strömungsbetrachtung der einzelnen Gebiete erfolgt im Folgenden.

8.2 Statorströmung

8.2.1 Massenstromabweichung durch Fertigungsabweichungen im Düsenhals

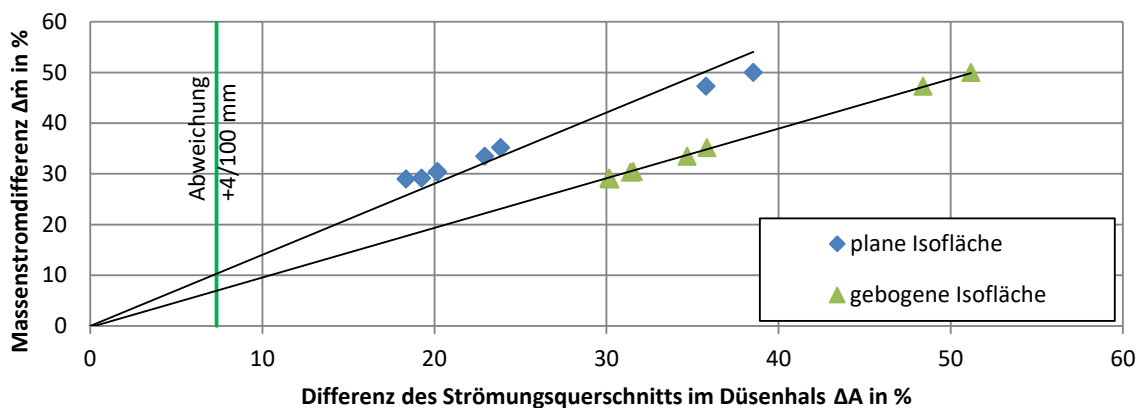


Abbildung 8.2: Numerisch ermittelte Massenstromerhöhung durch die fertigungsbedingte Erhöhung der Querschnittsfläche im Düsenhals der angepassten Turbine BZ3; plane Isofläche: Berechnung der Querschnittsfläche auf Basis einer planen Fläche; gebogene Isofläche: Ermittlung der Isofläche mit $Ma = 1$ im engsten Querschnitt

Bereits in Kap. 7 wurde festgestellt, dass der Massenstrom der Turbine aufgrund der größeren Strömungsquerschnitte im Düsenhals der Statorpassagen höher als der Zielwert ist. Der Zusammenhang zwischen der vergrößerten Querschnittsfläche und der resultierenden Massenstromsteigerung ist in Abb. 8.2 dargestellt. Der engste Querschnitt im Düsenhals entspricht dabei einer planen Fläche (bezeichnet als „plane Isofläche“). Als Bezugsgröße wurde die Sollgeometrie der Turbine BZ1 gewählt.

Der Massenstrom zeigt einen linearen Anstieg mit steigendem Strömungsquerschnitt im Düsenhals. Die größte Statorpassage weist einen um 38,5% gesteigerten Strömungsquerschnitt und einen um 50% höheren Massenstrom auf. Der Proportionalitätsfaktor zwischen Massenstromdifferenz und Querschnittszunahme liegt daher bei ca. 1,3.

Analytisch lässt sich der Massenstrom \dot{m} nach der folgenden Gleichung aus der Dichte ρ , der Geschwindigkeit v und der Querschnittsfläche A berechnen:

$$\dot{m} = \rho \cdot v \cdot A \quad (8.1)$$

Unter der Annahme, dass im engsten Querschnitt eine Mach-Zahl von eins vorherrscht, ergeben sich die Dichte und die Geschwindigkeit aus dem kritischen Druckverhältnis und sind konstant für alle Passagen. Damit ergibt sich analytisch ein direkt proportionaler Zusammenhang zwischen Massenstromdifferenz und Querschnittszunahme.

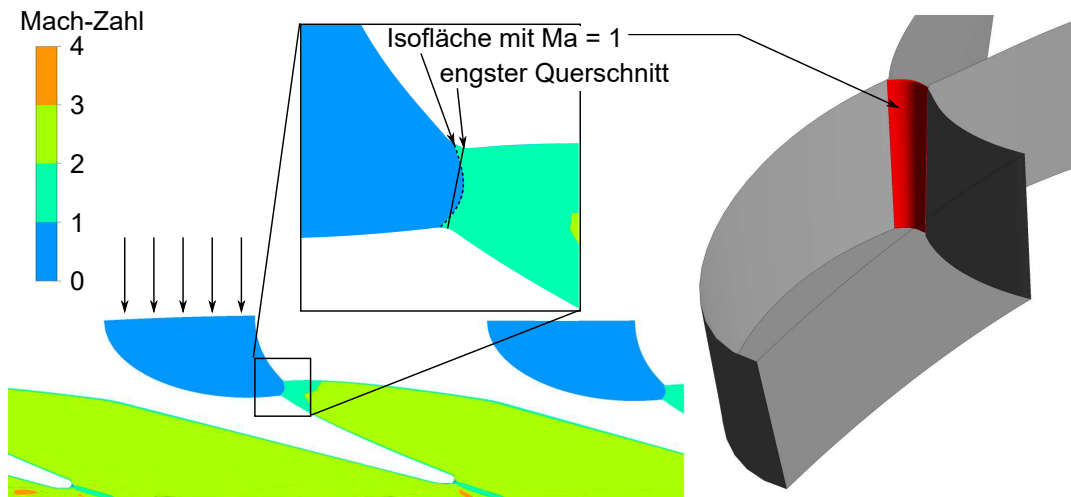


Abbildung 8.3: (l) Vergleich zwischen dem engsten Querschnitt der Lavaldüse und der Isofläche mit $Ma = 1$, (r) 3D-Gestalt der Isofläche mit $Ma = 1$

Abbildung 8.3 zeigt, dass die Annahme einer planen Isofläche mit $Ma = 1$ im engsten Querschnitt fehlerhaft ist. Stattdessen ergibt sich eine gebogene Isofläche. In den Randbereichen geht die Strömung bereits vor dem engsten Querschnitt in den Überschall über, in der Kanalmitte erst hinter dem engsten Querschnitt. Die gebogene Gestalt der Isofläche erstreckt sich dabei über die gesamte Kanalhöhe (Abb. 8.3, rechts). Die CFD-Ergebnisse zeigen allerdings, dass die Geschwindigkeitsvektoren nicht zwingend orthogonal zur $Ma=1$ -Front ausgerichtet sind, sondern ebenfalls eine Tangentialkomponente besitzen, die bei der Massenstromberechnung unberücksichtigt bleiben muss. Dies wird im Folgenden durch einen Korrekturfaktor berücksichtigt, der aus dem Quotienten der orthogonalen Geschwindigkeitskomponenten zur Geschwindigkeit gebildet wird. Mit diesem Korrekturfaktor wird eine korrigierte Fläche der Isofläche berechnet:

$$A_{korrr} = f_{korrr} \cdot A = \frac{v_{\perp, Isofläche}}{v} \cdot A \quad (8.2)$$

Für die vorliegende Düsenkontur wurden für den Korrekturfaktor f_{kor} Werte zwischen 0,87 und 0,88 ermittelt. Eine Gegenüberstellung zwischen der Flächenzunahme der Isofläche unter Berücksichtigung des Korrekturfaktors und der Massenstromdifferenz ist ebenfalls in Abb. 8.2 dargestellt (gebogene Isofläche). Für diesen Fall wird ein Proportionalitätsfaktor von $0,98 \sim 1$ erzielt, der sich gut mit der analytischen Erwartung aus Gl. 8.1 deckt.

8.2.2 Abweichung des Expansionsverhältnisses durch Fertigungsabweichungen im Düsenhals

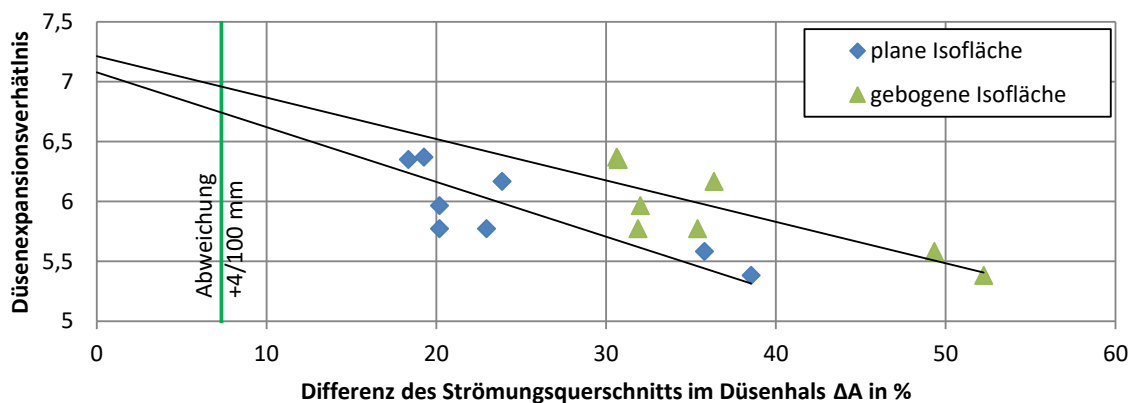


Abbildung 8.4: Änderung des Düsenexpansionsverhältnisses durch die fertigungsbedingte Erhöhung der Querschnittsfläche im Düsenhals; plan: Berechnung der Querschnittsfläche auf Basis einer planen Fläche; gebogen: Ermittlung auf Basis der Isofläche mit $Ma = 1$

Neben einer Massenstromzunahme führt die fertigungsbedingte Abweichung der Querschnittsfläche im Düsenhals zu einer Veränderung des geometrischen Düsenexpansionsverhältnisses. Der Zusammenhang zwischen Zunahme des engsten Querschnitts und der Abnahme des Düsenexpansionsverhältnisses ist in Abb. 8.4 dargestellt. Durch die Steigerung des Querschnitts im Düsenhals sinkt das geometrische Düsenexpansionsverhältnis von 7,2 (Turbine BZ1) auf bis zu 5,4 (angepasste Turbine BZ3: Passage 3 und 4).

Die Auswirkungen sind in Abb. 8.5, in einer Gegenüberstellung der Druckverteilung auf 50% der Kanalhöhe zwischen der Turbine BZ1 und zwei Passagen der angepassten Turbine BZ3, dargestellt. Der Druck wird an zwei Ebenen, am Lavaldüsenaustritt $p_{D,\text{aus}}$ und im Interface zwischen Stator und Rotor p_1 , verglichen. Tab. 8.1 stellt das im Stator abgebaute Druckverhältnis für die beiden Vergleichsebenen dar.

Es zeigt sich, dass die Lavaldüse unabhängig von dem Eintrittsdruck ein relativ konstantes Druckverhältnis $\frac{p_0}{p_{D,\text{aus}}}$ abbaut. Dieses Druckverhältnis liegt für die Turbine BZ1 zwischen 41,8 bis 43,0 und für die angepasste Turbine BZ3 zwischen 25,1 bis 29,8. Aufgrund der supersonischen Geschwindigkeit sind diese Druckverhältnisse unabhängig von

der Drehzahl. Das kleine Intervall des Druckverhältnisses äußert sich in einer relativ konstanten Mach-Zahl (Turbine BZ1: 2,73 bis 2,76; Turbine BZ3: 2,51 bis 2,61).

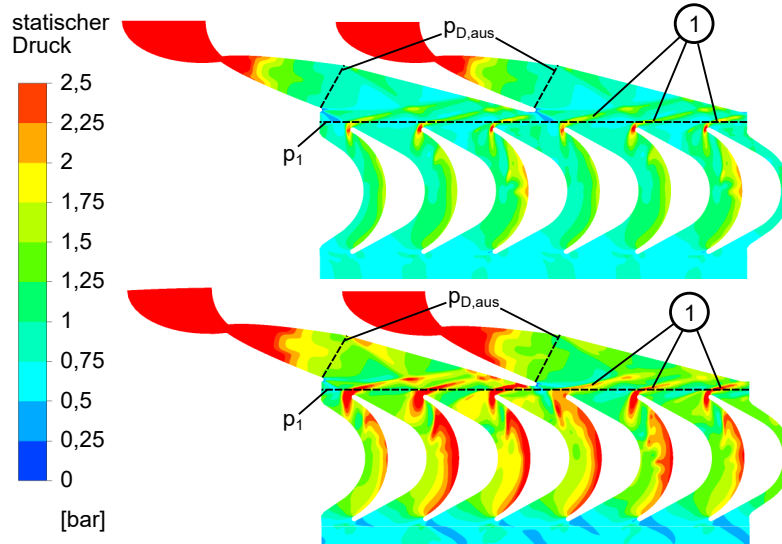


Abbildung 8.5: Druckverteilung im Stator bei einem Eintrittsdruck von 40 bar und einer Drehzahl von 100.000 min^{-1} ; oben: Turbine BZ1; unten: Turbine BZ3, Passagen drei und vier

Tabelle 8.1: Statordruckverhältnis und -austritts-Mach-Zahl der Turbinen BZ1 und BZ3

Fall	ϵ_D	20 bar		30 bar		40 bar	
		$p_0 / p_{D,\text{aus}}$	p_0 / p_1	$p_0 / p_{D,\text{aus}}$	p_0 / p_1	$p_0 / p_{D,\text{aus}}$	p_0 / p_1
BZ1	7,23	43,0	24,9	42,4	39,6	41,8	41,0
BZ3 Pass. 3	5,38	25,9	24,4	25,5	25,3	25,1	25,6
BZ3 Pass. 4	5,58	29,8	24,4	29,3	25,3	28,9	25,6
Fall	ϵ_D	$\text{Ma}_{D,\text{aus}}$	Ma_1	$\text{Ma}_{D,\text{aus}}$	Ma_1	$\text{Ma}_{D,\text{aus}}$	Ma_1
BZ1	7,23	2,76	2,30	2,75	2,55	2,73	2,56
BZ3 Pass. 3	5,38	2,54	2,38	2,53	2,40	2,51	2,40
BZ3 Pass. 4	5,58	2,61	2,38	2,59	2,40	2,58	2,40

Das Druckverhältnis $\frac{p_0}{p_1}$ zeigt eine deutliche Abhängigkeit von der Drehzahl. Dies liegt an den von den Rotorvorderkanten induzierten Verdichtungsstößen (①), die das Interface schneiden und in die Stator-Domäne reichen. Der physikalische Zusammenhang wird unter Betrachtung der Rotorströmung im folgenden Abschnitt erläutert.

8.3 Rotorströmung

8.3.1 Stoßfronten an der Vorderkante

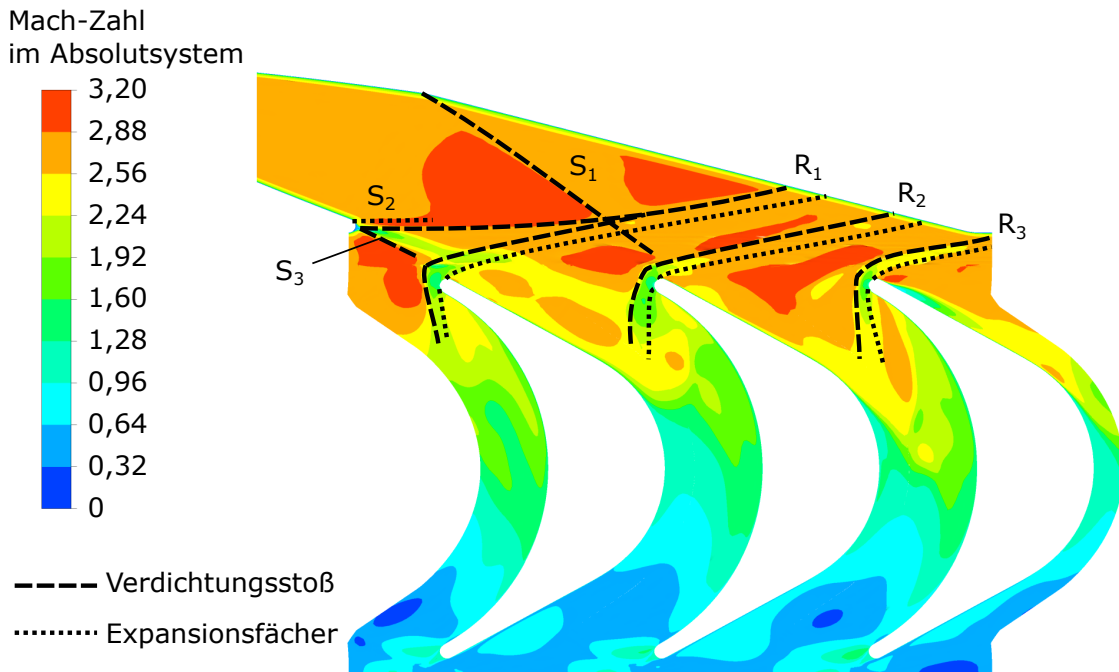


Abbildung 8.6: Induzierte Stoßfronten und Expansionsfächer zwischen Stator und Rotor der Turbine BZ1; reflektierte Stoßfronten und Expansionsfächer sind nicht dargestellt

Das komplexe System aus Verdichtungsstößen und Expansionsfächern zwischen Stator und Rotor ist in Abb. 8.6 dargestellt. Im Stator entstehen drei signifikante Stoßfronten. Der Verdichtungsstoß S_1 entsteht im Übergang vom Düsenaustritt zum geraden Düsenabschnitt, der durch einen Knickwinkel von 6° bis 7° charakterisiert ist. Die wandnahe Strömung folgt dieser Kante und erfährt durch den Verdichtungsstoß eine Umlenkung von ebenfalls 6° bis 7° . Zusätzlich entstehen die Stoßfronten S_2 und S_3 an der Hinterkante der Statorschaufel. Diese Stoßfronten bestehen aus einem Expansionsfächer und einem direkt folgenden Verdichtungsstoß. Zu Beginn folgt die Strömung der abgerundeten Hinterkantenkontur und wird durch den Expansionsfächer umgelenkt. Ab einer bestimmten Umlenkung trifft die Strömung auf den abgelösten Nachlauf der Hinterkante. Dort wird sie durch einen Verdichtungsstoß in die Hauptströmungsrichtung zurückgelenkt.

An den Vorderkanten der Rotorschaufeln bilden sich aufgrund ihrer endlichen Dicke und der hohen, supersonischen Anströmgeschwindigkeit abgelöste Verdichtungsstöße (R_1 , R_2 und R_3). Auf diese Verdichtungsstöße folgt direkt ein Expansionsfächer. Durch das abwechselnde Auftreten von Verdichtungsstößen und Expansionsfächern entsteht ein Gebiet mit fluktuierender Strömungsrichtung und Mach-Zahl. Wie von Horlock

(1966) beschrieben, führen die Stoßfronten bei einer Fehlanströmung zu einer Korrektur des Anströmwinkels des Rotors. Durch diese Winkelkorrektur sind entweder die durch die Rotorvorderkanten induzierten Verdichtungsstöße oder Expansionsfächer dominant. Die Ungleichheit der Verdichtungsstöße und Expansionsfächer führt zusätzlich zu einer Druckänderung am Rotoreintritt. Aufgrund der Drehzahlabhängigkeit der Winkelkorrektur ist ebenfalls die Druckänderung drehzahlabhängig.

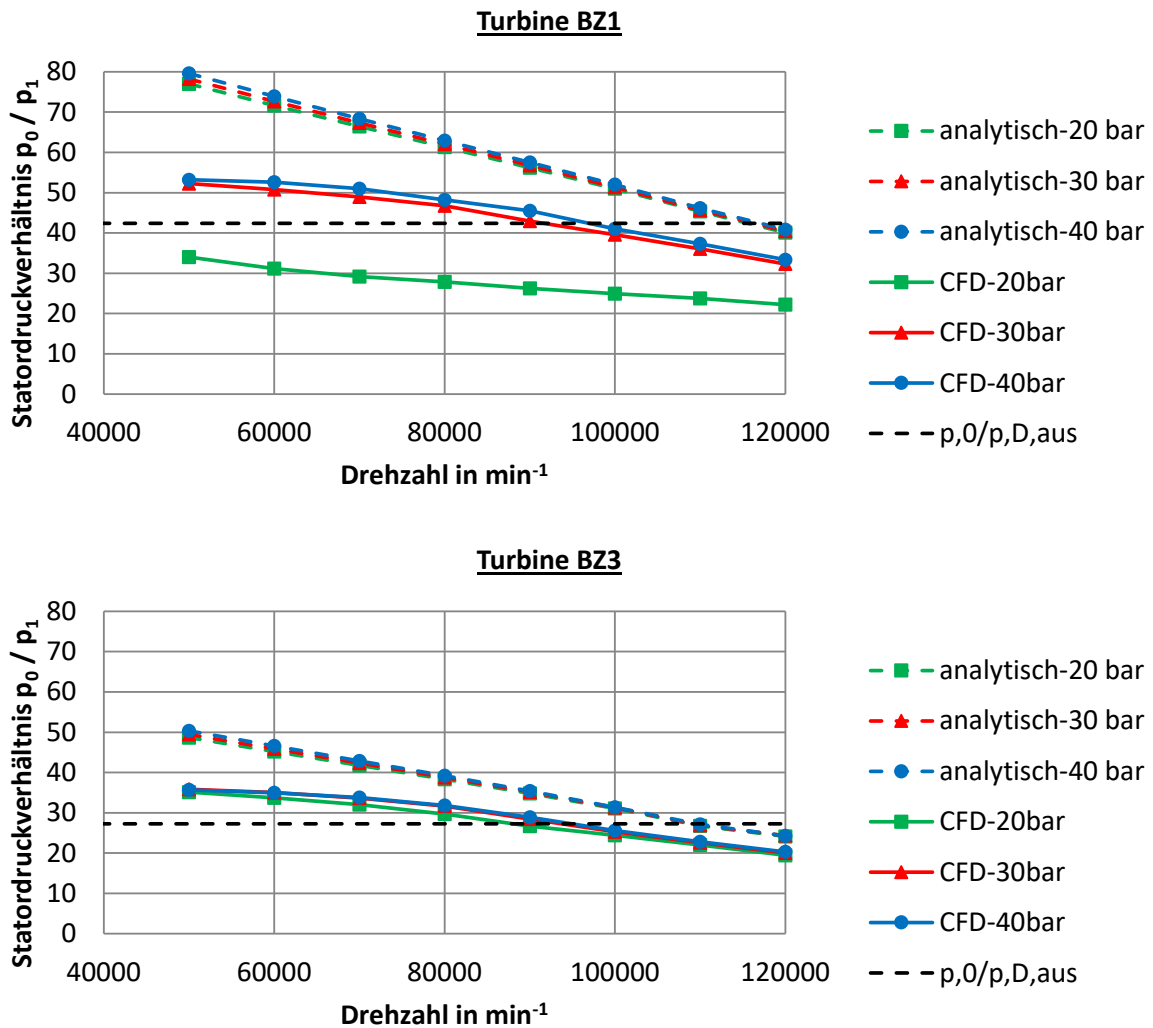


Abbildung 8.7: Drehzahlabhängiges Statordruckverhältnis

Diese Drehzahlabhängigkeit des Statordruckverhältnisses ist in Abb. 8.7 dargestellt. Einerseits wurde das Statordruckverhältnis analytisch berechnet. Die Zustandsänderungen wurden isentrop mit Hilfe des Realgasmodells von REFPROP 9.1 (NIST Standard Reference Database 23) berechnet, wobei das drehzahlunabhängige Düsendruckverhältnis mit $\frac{p_0}{p_{D,aus}}$ aus der CFD übernommen wurde. Die Berechnung der notwendigen Winkelkorrektur an den Rotorvorderkanten erfolgte auf Basis von Geschwindigkeitsdreiecken.

Dabei wurde vereinfacht angenommen, dass nur ein Verdichtungsstoß oder Expansionsfächer für die Umlenkung verantwortlich ist. Zur Anwendung kamen die Gl. 3.3 bis 3.6 (Verdichtungsstoß) und Gl. 3.12 bis 3.15 (Expansionsfächer). Zusätzlich aufgetragen ist das Statordruckverhältnis $\frac{p_0}{p_1}$, das auf Basis der CFD-Rechnungen bestimmt wurde.

Beide Fälle zeigen die gleiche Tendenz, die analytischen Ergebnisse liegen allerdings auf einem um ca. 30% höheren Niveau (Ausnahme: CFD-20 bar, siehe auch Abschn. 8.3.2). Dies liegt primär an der endlichen Dicke der Rotorvorderkanten, die bei der analytischen Betrachtung unberücksichtigt sind. Bei den numerischen Ergebnissen führen deren Aufstaugebiete zu einem Druckanstieg, der bis in die Auswerteebene reicht und somit das Statordruckverhältnis reduziert.

Insbesondere in Betriebspunkten mit niedriger Drehzahl ist eine starke Winkelkorrektur durch einen Expansionsfächer notwendig. In der Folge sinkt p_1 und das Statordruckverhältnis steigt. Mit steigender Drehzahl reduziert sich die Winkelkorrektur und damit das Statordruckverhältnis. Ab einer Drehzahl von ca. 90.000 bis 100.000 min^{-1} (CFD) bzw. 110.000 bis 120.000 min^{-1} (analytisch) ist keine Winkelkorrektur notwendig, da der relative Statoraustrittswinkel dem Metallwinkel des Rotors entspricht. Daher liegt das Druckverhältnis $\frac{p_0}{p_{D,\text{aus}}}$ auf dem Niveau von $\frac{p_0}{p_1}$. Bei einer weiteren Steigerung der Drehzahl ist ein Verdichtungsstoß zur Winkelkorrektur notwendig. Dieser bewirkt eine weitere Senkung des Statordruckverhältnisses.

Sowohl die CFD als auch die analytische Betrachtung zeigt, dass das Statordruckverhältnis nahezu unabhängig von dem Eintrittsdruck ist. Die Abweichung beträgt lediglich 3,7% (CFD) bzw. 1,7% (analytisch). Eine Ausnahme bilden die Ergebnisse der CFD-Berechnungen der Turbine BZ1 für einen Eintrittsdruck von 20 bar. Diese sind im Schnitt 38% niedriger als für 30 bar und 40 bar. Ein möglicher Grund ist, dass die Rotorströmung signifikant durch subsonische Strömungsgebiete geprägt ist, wodurch keine vollständige Entkoppelung von der Rotoraustrittsbedingung stattfindet. Auf dieses Phänomen wird näher im folgenden Abschnitt eingegangen.

8.3.2 Passagenströmung und saugseitige Ablösung

Innerhalb des Turbinenrotors hat sich für alle Betriebspunkte eine charakteristische Strömung im Rotor ausgebildet. Die Strömungsphänomene werden anhand der Turbine BZ1 mit einem Eintrittsdruck von 40 bar und einer Drehzahl von 100.000 min^{-1} erläutert.

Abbildung 8.8 zeigt die Mach-Zahl-Verteilung in der Rotoranströmung. Die Anström-Mach-Zahl wird lokal durch drei Verdichtungsstöße (R_1 , R_2 und R_3) reduziert, die von den Rotorvorderkanten ausgehen und die Auswerteebene kreuzen. Darüber hinaus befindet sich im Bereich S_1 das Mach-Zahl-Defizit, das durch den Statornachlauf induziert wird. Sowohl im Nabenbereich ① als auch am Gehäuse ② sind Gebiete niedriger Mach-Zahl vorhanden, deren radiale Ausdehnung inhomogen über den Umfang verteilt ist. Diese Gebiete werden durch die sprunghafte Kanalerweiterung zwischen Stator und Rotor hervorgerufen. Dieser Effekt ist im Nabenbereich deutlich stärker als am Gehäuse. Anhand der numerischen Ergebnisse kann dies auf eine deutlich stabilere Strömung im Gehäusebereich zurückgeführt werden, die durch die Krümmung der Statorpassage bedingt ist.

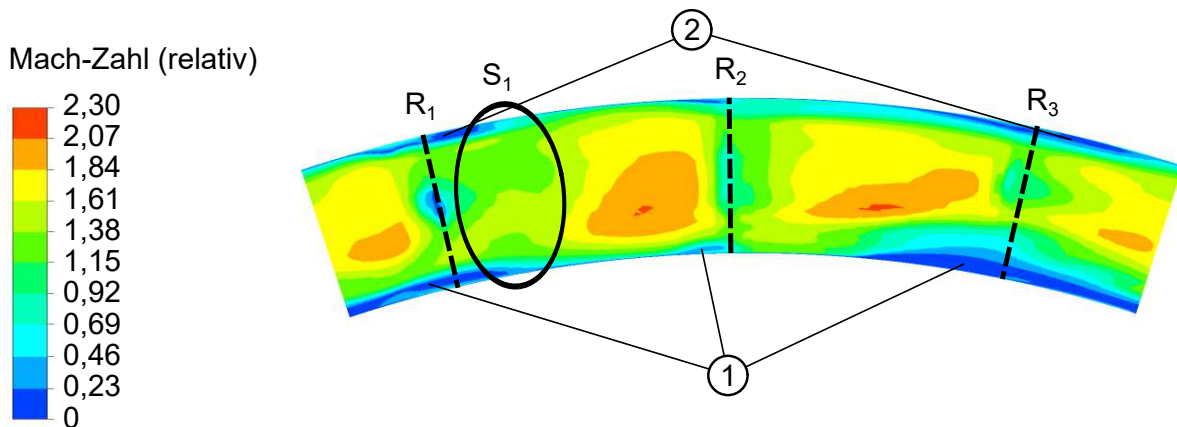


Abbildung 8.8: Rotoranströmung der Turbine BZ1 (Ebene 1), Blick in Strömungsrichtung, (Betriebspunkt: $p_{\text{ein}} = 40 \text{ bar}$; $n = 100.000 \text{ min}^{-1}$; Clockingposition $Cl = 0^\circ$)

Abbildung 8.9 zeigt den Strömungsweg des impulsarmen Fluids aus dem Nabenbereich durch den Rotor. Das Fluid bildet einen in Strömungsrichtung rechtsdrehenden Wirbelkern aus, der sich zum Auslass der Rotorpassage in Richtung Gehäuse bewegt. Dieser Wirbel ist in allen Betriebspunkten in der Rotorströmung charakteristisch und lässt sich anhand der Mach-Zahl-Verteilung in den Schnittebenen in Abb. 8.10 nachverfolgen. Aufgrund seiner gehäuseseitigen Orientierung wandert das Gebiet mit steigender Schaufelhöhe zum Rotorauslass. Das Mach-Zahl-Defizit nimmt dabei bezogen auf die Durchschnitts-Mach-Zahl der Gesamtströmung an gleicher Axialposition ab.

Zusätzlich tritt auf der Rotorsaugseite nach einer Umlenkung von ca. 8° bis 21° eine Ablösung auf, die an einer entgegen der Hauptströmung gerichteten Wandschubspannung erkennbar ist (in Abb. 8.9 rot gekennzeichnet). Dieser Effekt kann laut Stratford und Sansome (1960) darauf zurückgeführt werden, dass die saugseitige Umlenkung nur durch Expansionsfächer erfolgt. In diesem Fall ist die Saugseite ab Umlenkwinkeln von 10° bis 15° ablösegefährdet. Der Effekt kann unterbunden werden, wenn in diesem Bereich bereits stabilisierende Kompressionswellen auf die Saugseite treffen, die von der gegenüberliegenden Druckseite der Rotorschaukel ausgehen (vgl. Abschn. 3.3). Dies hätte allerdings eine deutlich geringere Schaufelteilung erfordert, was unter Berücksichtigung der fertigungsbedingten Geometrieinschränkungen nicht sinnvoll ist. Stattdessen treffen die von der Druckseite ausgehenden Kompressionswellen auf das Ablösegebiet und pflanzen sich aufgrund der subsonischen Strömung nicht bis zur Saugseite fort.

Zusätzlich zeigt Abb. 8.10, dass eine Mach-Zahl-Reduktion vom Rotorein- bis -austritt vorherrscht. Diese Mach-Zahl-Reduktion wird in Abb. 8.11 für die Turbine BZ1 anhand von sieben Schnittebenen verdeutlicht. Schnittebene 0 stellt die vom Stator bereitgestellte relative Mach-Zahl dar. Insbesondere bei Drehzahlen von 50.000 min^{-1} liegt eine hohe relative Anström-Mach-Zahl von 1,9 bis 2,2 vor. Die relative Anström-Mach-Zahl reduziert sich mit steigender Drehzahl auf bis zu 1,0 bis 1,2 bei 120.000 min^{-1} . Wie

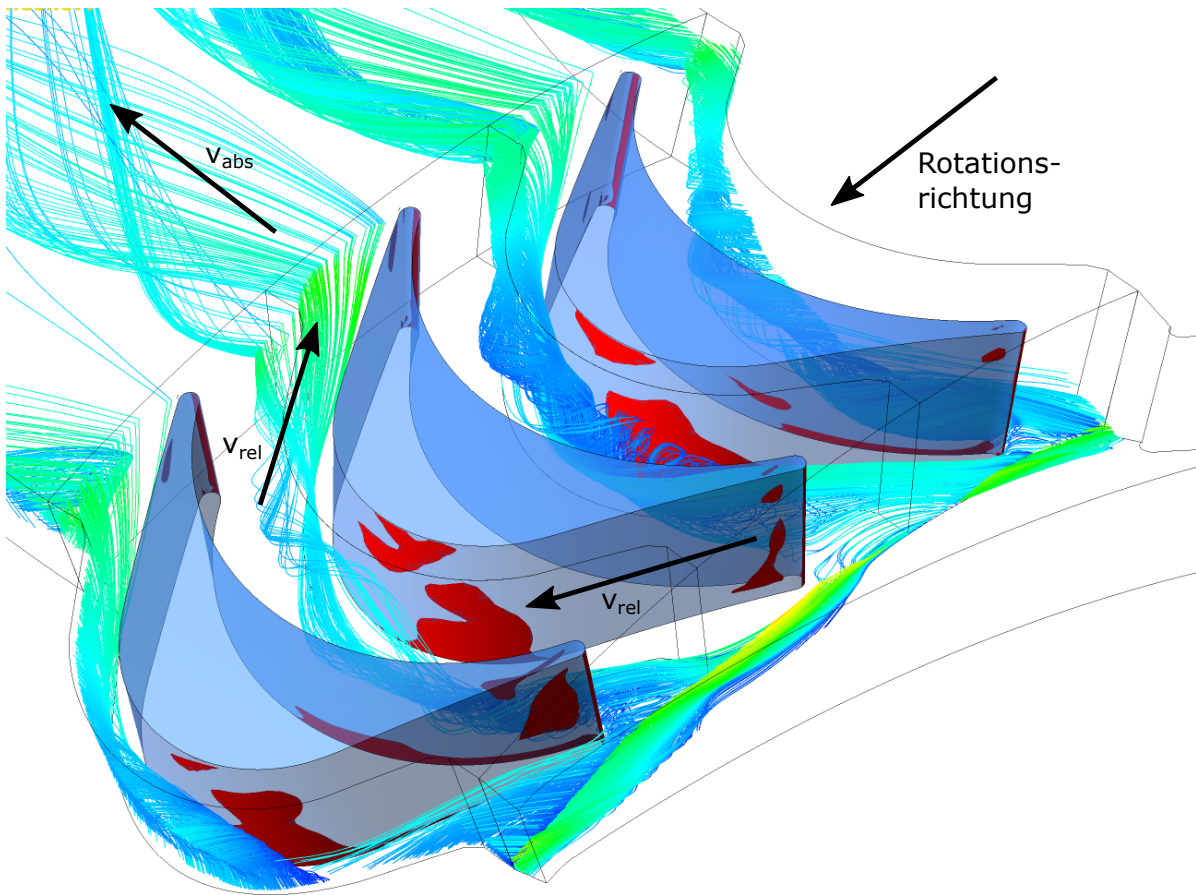


Abbildung 8.9: Stromlinien ausgehend vom impulsarmen Fluid im Nabenbereich der Turbine BZ1, die Schaufeloberfläche mit negativer Wandreibung ist rot markiert (Betriebspunkt: $p_{\text{ein}} = 40 \text{ bar}$; $n = 100.000 \text{ min}^{-1}$; Clockingposition $Cl = 0^\circ$)

bereits in Abschn. 8.3.1 festgestellt, sorgt das drehzahlabhängige Statordruckverhältnis für einen niedrigeren Rotoreintrittsdruck bei niedrigen Drehzahlen.

Bis zum Eintritt in die Rotorpassage in Ebene 1 kommt es zu einer deutlichen Reduktion der Mach-Zahl, mit der eine Steigerung des statischen Drucks einhergeht (eine Ausnahme bilden die Betriebspunkte mit 20 bar Eintrittsdruck und einer Drehzahl von 110.000 bis 120.000 min^{-1} , bei denen eine geringe Anström-Mach-Zahl von 1,0 bis 1,1 vorliegt). Diese Mach-Zahl-Reduktion setzt sich betriebspunktabhängig bis zu Position 3 bis 6 fort. Insbesondere bei hohen Drehzahlen fällt die durchschnittliche Mach-Zahl unter eins und es liegt zumindest lokal eine subsonische Strömung vor (z. B. Ablösung und Wirbelkern mit niedriger Geschwindigkeit). Mit der Mach-Zahl-Reduktion geht ebenfalls eine weitere Steigerung des statischen Drucks einher, der in Position 2 bis 3 sein Maximum erreicht. Während der statische Druck bei einem Eintrittsdruck von 20 bar mit 0,81 bis 0,95 bar kaum über den Turbinenaustrittsdruck von 0,81 bar ansteigt, steigt

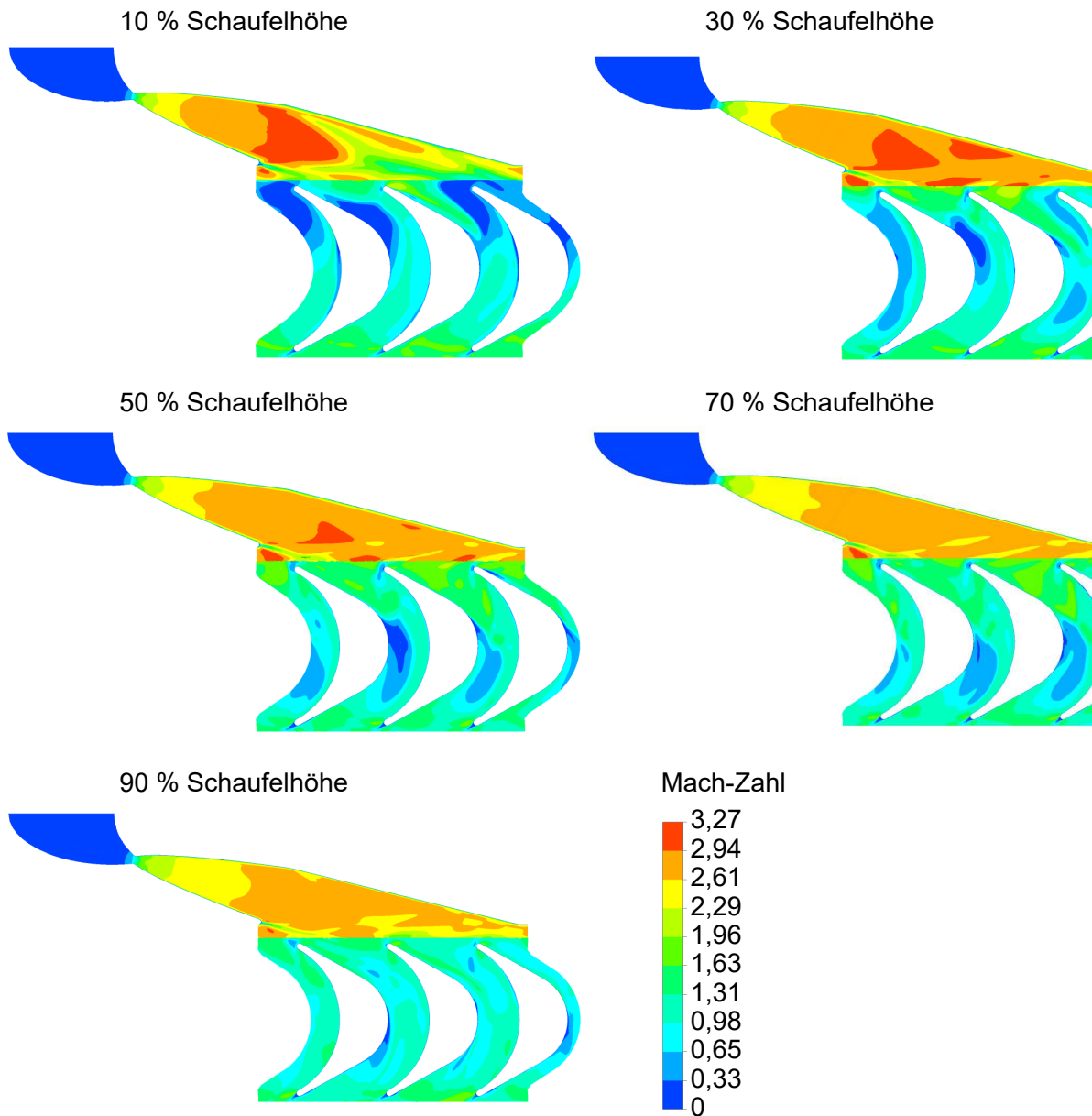


Abbildung 8.10: Mach-Zahl-Verteilung in der Turbine BZ1, saugseitige Position des Wirbelgebiets (Betriebspunkt: $p_{\text{ein}} = 40 \text{ bar}$; $n = 100.000 \text{ min}^{-1}$; Clockingposition $Cl = 0^\circ$)

8 Numerische Detailuntersuchung der Strömung in der Turbine

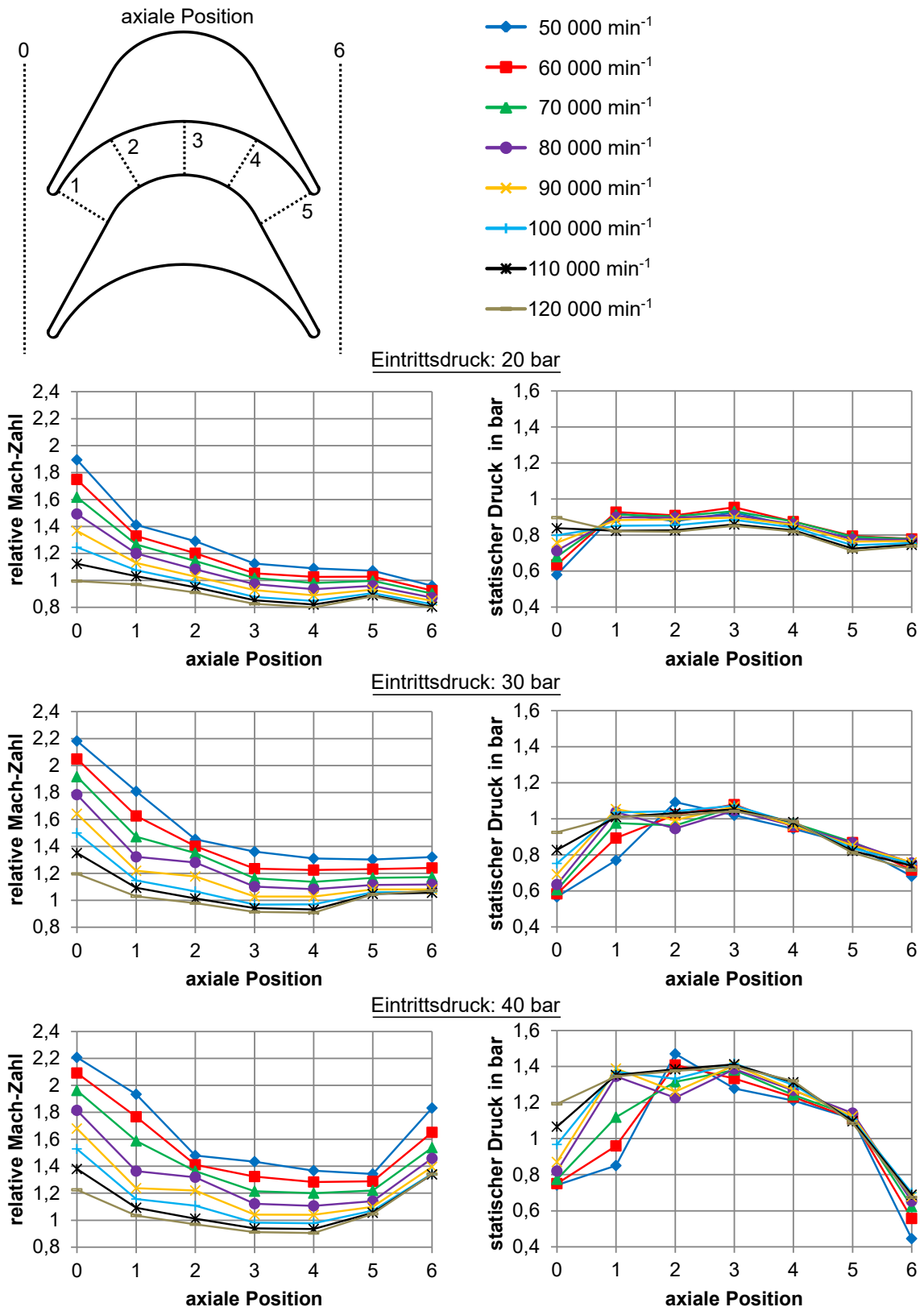


Abbildung 8.11: Mach-Zahl- und Druckverlauf in der Rotorpassage, Turbine BZ1, die Clackingpositionen wurden gemittelt

der statische Druck bei einem Eintrittsdruck von 40 bar auf 1,22 bis 1,47 bar.

Dieser Überdruck sorgt insbesondere beim Statoreintrittsdruck von 40 bar für eine deutliche Beschleunigung der Strömung auf eine Mach-Zahl von 1,3 bis 1,8 hinter dem Rotor (Position 5 zu 6). Dabei sinkt der Rotoraustrittsdruck unter den Turbinenaustrittsdruck auf 0,44 bis 0,70 bar. Das Druckdefizit zum Turbinenausritt (0,81 bar) wird im anschließenden Diffusor zurückgewonnen.

Im Fall eines Eintrittsdrucks von 30 bar kommt es aufgrund des geringen statischen Drucks in Position 5 zu keiner nennenswerten Geschwindigkeitsänderung. Bei einem Eintrittsdruck von 20 bar wird die Rotoraustrittsgeschwindigkeit sogar für alle Drehzahlen subsonisch. Darüber hinaus verbleibt der Turbinenaustrittsdruck zwischen 0,68 bis 0,78 bar, der Druckrückgewinn im Diffusor fällt also deutlich geringer aus als bei einem Turbineneintrittsdruck von 40 bar.

Der Mach-Zahl-Verlauf der Turbine BZ3 ist in Abb. 8.12 dargestellt. Die qualitative Mach-Zahl-Reduktion und der Druckaufbau von Position 0 bis Position 3 treten in ähnlicher Weise wie bei der Turbine BZ1 auf. Aufgrund des niedrigeren Statorexpansionsverhältnisses ist bereits der Rotoreintrittsdruck auf einem höheren Druckniveau als bei der Turbine BZ1. Einerseits resultiert daraus eine niedrigere Rotoreintritts-Mach-Zahl, andererseits erfolgt die Rotordurchströmung generell auf einem höheren Druckniveau. Dadurch kommt es zu einer deutlich stärkeren Nachexpansion des Arbeitsfluids hinter dem Rotor (Position 5 \rightarrow 6). In den Betriebspunkten mit einem Eintrittsdruck von 30 bar und 40 bar resultiert dies in einer höheren Abström-Mach-Zahl von 1,4 bis 1,9 (Turbine BZ1: $Ma = 1,1$ bis $1,8$). Und auch in den Betriebspunkten mit einem Eintrittsdruck von 20 bar erfolgt die Abströmung des Rotors supersonisch ($Ma_{\text{TurbineBZ3}} = 1,03$ bis $1,25$; $Ma_{\text{TurbineBZ1}} = 0,80$ bis $0,96$).

Exemplarisch zeigt Abb. 8.13 den Mach-Zahl-Verlauf und das abgebaute Druckverhältnis der Turbine BZ1 und BZ3 bei einer Drehzahl von 90.000 min^{-1} . Es zeigt sich, dass bis zum Ende der Rotorpassage (Pos. 5) sowohl die Mach-Zahl als auch das Druckverhältnis nahezu unabhängig vom Eintrittsdruck sind (abgesehen von Turbine BZ1 bei einem Eintrittsdruck von 20 bar, die ein zu geringes Gesamtdruckverhältnis aufweist). Erst hinter dem Rotor kommt es zu einer Mach-Zahl- und Druckverhältnisanpassung, die vom Eintritts- und Austrittsdruck der Turbine abhängt. Somit weisen die Turbinen bis zum Ende der Rotorpassage bei ausreichend hohem Turbinendruckverhältnis jeweils ein Strömungsfeld auf, dessen Mach-Zahl-Verteilung hauptsächlich drehzahlbestimmt ist. Der Überdruck am Ende der Rotorpassage wird erst hinter dem Rotor expandiert, worauf im folgenden Abschnitt näher eingegangen wird. Dieser Effekt tritt bei der Turbine BZ1 mit 20 bar Eintrittsdruck nicht auf, sodass sich der Einfluss des Turbinenaustrittsdrucks in der Rotorpassage ausbreiten kann. Das Wirkungsgraddefizit der Turbine BZ1 bei 20 bar Eintrittsdruck von durchschnittlich 4,0% legt nahe, dass diese Rückwirkung verlustbehaftet ist und die untere Begrenzung des effizient nutzbaren Kennfeldes darstellt.

8 Numerische Detailuntersuchung der Strömung in der Turbine

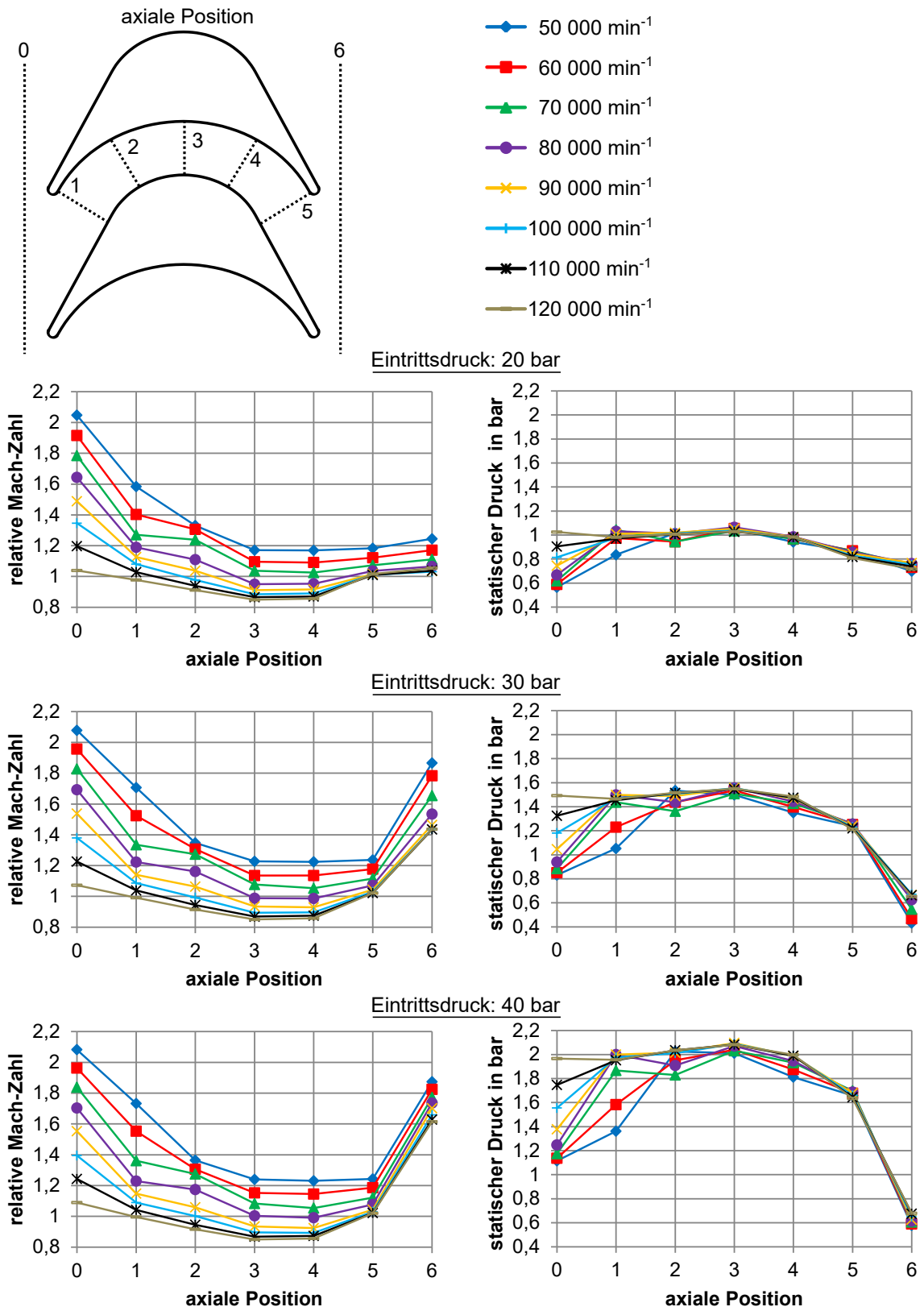


Abbildung 8.12: Mach-Zahl- und Druckverlauf in der Rotorpassage, Turbine BZ3, die Passagen und Clockingpositionen wurden gemittelt

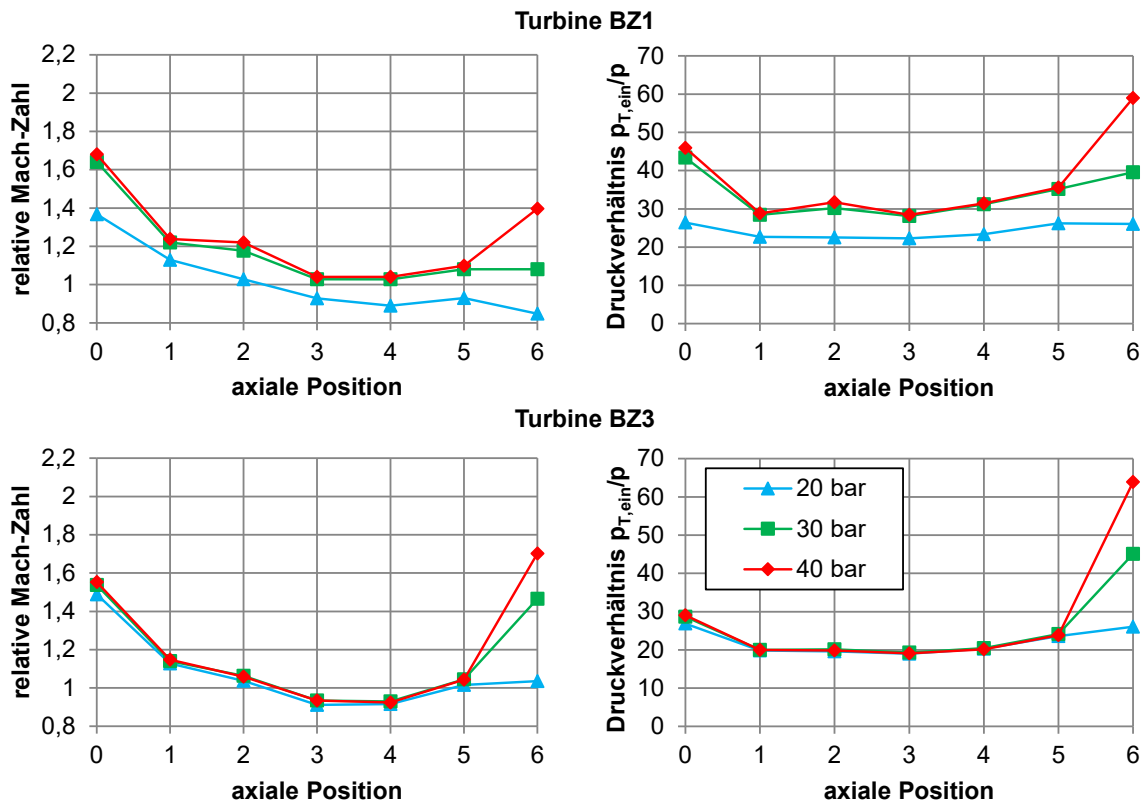


Abbildung 8.13: Mach-Zahl-Verlauf und Druckverhältnis in der Rotorpassage für eine Drehzahl von 90.000 min^{-1} , die Passagen und Clockingpositionen wurden gemittelt

8.3.3 Rotorabströmung

In den meisten Betriebspunkten liegen am Austritt der Rotorpassage eine Überschallströmung und ein Drucküberschuss zum Turbinenaustritt vor. In diesem Fall kommt es hinter dem Rotor zu einer weiteren Expansion. Neben einer Erhöhung der axialen Geschwindigkeitskomponente erfährt das Fluid ebenfalls eine Änderung des Strömungswinkels. Diesen Effekt beschreibt Traupel (2001) als Strahlablenkung (siehe auch Abschn. 3.2).

Auf Basis der numerischen Ergebnisse ist die Winkeländerung über dem Expansionsverhältnis am Rotoraustritt in Abb. 8.14 aufgetragen. Bei der Turbine BZ1 tritt bei einem geringen Turbineneintrittsdruck von 20 bar kein Drucküberschuss am Austritt der Rotorpassage auf ($\frac{p_6}{p_5} \approx 1$). In diesem Fall kommt es sogar zu einer Verringerung des Abströmwinkels um $-4,9^\circ$ bis $-1,1^\circ$. Bei einer Steigerung des Turbineneintrittsdrucks steigt der Drucküberschuss am Austritt der Rotorpassage. In diesem Fall tritt eine weitere Expansion des Fluids hinter dem Rotor auf und führt durch den Effekt der Strahlablenkung zu einer Erhöhung des Rotorabströmwinkels um $4,0^\circ$ bis $10,0^\circ$ bei 40 bar. Die Strahlablenkung bewirkt also eine Minderumlenkung des Fluids im Turbinenrotor und

reduziert somit die umsetzbare Leistung der Turbine. Bei der Turbine BZ3 ist der Druck am Rotoraustritt aufgrund des geringen Expansionsverhältnisses des Stators generell höher. Aus diesem Grund tritt bei der Turbine BZ3 auch die Strahlablenkung hinter dem Rotor verstärkt auf. So beträgt die maximale Strahlablenkung bei 40 bar $10,8^\circ$ bis $15,9^\circ$.

Der hinter dem Rotor (Auswerteebene 5 in Abb. 8.12 bis Diffusoraustritt) auftretende Wirkungsgradverlust über dem Umlenkwinkel durch Strahlablenkung ist für die vollbeaufschlagte Turbine BZ3 in Abb. 8.15(1) dargestellt. Bereits bei keiner Strahlablenkung tritt in der Rotorabströmung ein Wirkungsgradverlust von durchschnittlich 6,5%-Punkten auf. Dieser Wirkungsgradverlust steigt bei Umlenkwinkeln von ca. 15° auf 10,3 bis 13,2%-Punkte an. In Abb. 8.15(r) ist das Wirkungsgraddefizit der Turbine BZ3 über dem Umlenkwinkel dargestellt. Der Bezugswirkungsgrad entspricht dem des drehzahlgleichen Betriebspunktes bei einem Eintrittsdruck von 20 bar, bei dem keine signifikante Strahlablenkung auftritt. Auch in diesem Fall tritt das maximale Wirkungsgraddefizit von 4,9 bis 5,5%-Punkte beim maximalen Umlenkwinkel von ca. 15° auf. Der Verlauf beider Kurven lässt sich gut mit einer quadratischen Kurve beschreiben. Die flache Charakteristik im Bereich niedriger Umlenkwinkel $<7,5^\circ$ zeigt, dass die Turbine dort ohne signifikante Wirkungsgraddefizite betrieben werden kann. Wenn die Turbine mit deutlich höheren Druckverhältnissen als im Auslegungspunkt betrieben wird, wird die Strahlablenkung signifikant und ist hauptsächlich für den Wirkungsgradverlust verantwortlich.

Der Effekt der Strahlablenkung kann im Auslegungsprozess durch eine Anpassung des Expansionsverhältnisses der Lavaldüse beeinflusst werden. Abschnitt 8.3.2 zeigt allerdings, dass es im Rotor zu einem signifikanten Druckanstieg kommt. Somit muss im Auslegungsprozess des Turbinenstators dieser Druckanstieg mitberücksichtigt werden, um eine signifikante Strahlablenkung zu vermeiden.

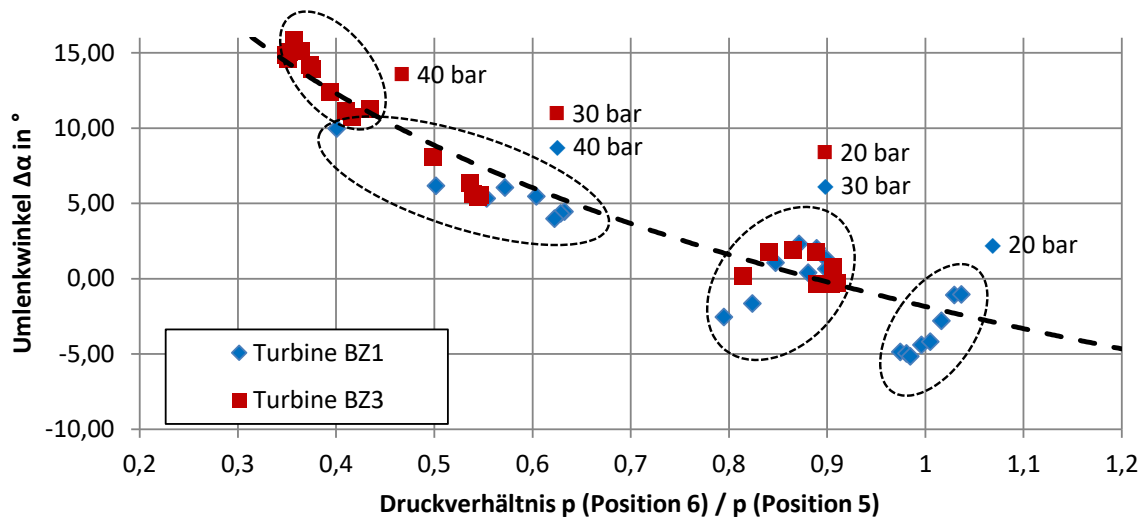


Abbildung 8.14: Freie Expansion am Rotoraustritt und resultierende Winkeländerung, $\Delta\alpha = \alpha_6 - \alpha_5$ (Winkelkonvention siehe Abb. 3.6)

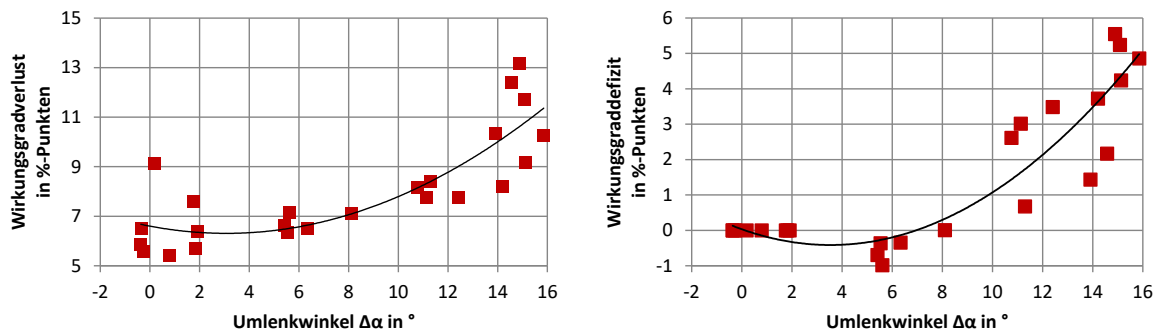


Abbildung 8.15: Turbine BZ3: (l) Wirkungsgradverlust ab Rotoraustritt (Pos. 5), (r) Wirkungsgraddefizit durch Strahlblenkung am Rotoraustritt bezogen auf die drehzahlgleichen Betriebspunkte mit $p_{T,\text{ein}}=20$ bar

8 *Numerische Detailuntersuchung der Strömung in der Turbine*

9 Erzielbare Kraftstoffeinsparung

9.1 Motorkennfeld

In diesem Abschnitt wird die erzielbare Kraftstoffeinsparung für einen 12,8 l Dieselmotor für eine LKW-Anwendung mit einer Maximalleistung von 375 kW abgeschätzt. Neben den drei in Abschn. 4.1.1 definierten Betriebspunkten (Auslegungspunkt (BP 1), Teillastpunkt (BP 2) und Überlastpunkt (BP 3)) wurden drei weitere Betriebspunkte von Span et al. (2011) übernommen. Analog zu Kap. 4 liegt die Bezugsposition der sechs Betriebspunkte stromab der Abgasnachbehandlung, um eine Beeinträchtigung bestehender Abgassysteme auszuschließen. Um die Auflösung des Motorkennfelds zu erhöhen, wurden die unbekanntenen Betriebszustände zwischen den bekannten Betriebspunkten durch lineare Interpolation ergänzt (siehe Abb. 9.1).

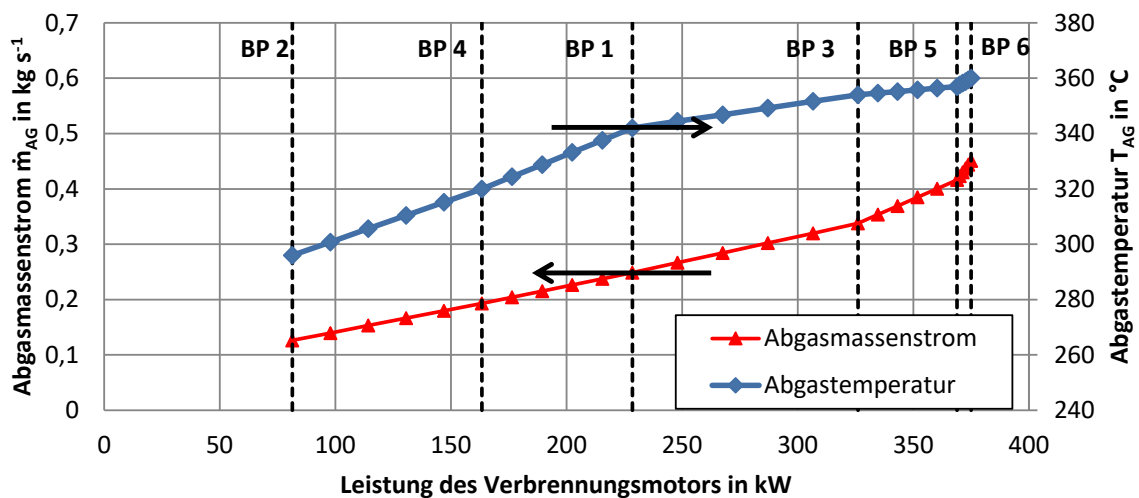


Abbildung 9.1: Leistungsabhängiger Abgasmassenstrom und Abgastemperatur des LKW-Verbrennungsmotors

9.2 Kreislauf und Randbedingungen

Die Studie wurde auf der Basis eines einfachen Organic Rankine Cycles ohne Rekuperation durchgeführt. Zur Verringerung der Korrosionsgefahr der Titanblisk wurde ein Gemisch aus 95 Gew.-% Ethanol und 5 Gew.-% Wasser als Kreislaufmedium verwendet.

Zur Vermeidung von Kondensation wurde das Arbeitsmedium soweit überhitzt, dass selbst bei einer isentropen Expansion keine Kondensation auftreten kann. Zur Sicherheit wurde die Überhitzung analog zu den CFD-Untersuchungen um 10°C erhöht.

Es wurde jeweils eine Studie durchgeführt, in der der ermittelte Turbinenwirkungsgrad der Turbine BZ1 (numerisch), der angepassten Turbine BZ3 (numerisch) sowie der gefertigten Turbine BZ2 (experimentell) verwendet wurde. Die zugrunde liegenden Kennfelder sind in den Abb. G.1, G.2 und G.3 im Anhang dargestellt. Die Umrechnung der aerodynamischen Leistung in die elektrische Leistung erfolgte auf Basis der Verlustberechnung aus Abschn. 6.4. Die restlichen Randbedingungen entsprechen denen der thermodynamischen Analyse in Abschn. 4.1.2 und sind in Tab. 4.2 aufgelistet.

Die elektrische Zusatzleistung P_{el} wird zur Bestimmung des Treibstoffeinsparpotentials $\frac{\Delta\dot{m}_{Tr}}{\dot{m}_{Tr}}$ ins Verhältnis mit der mechanischen Leistung des Verbrennungsmotors P_{VB} gesetzt:

$$\frac{\Delta\dot{m}_{Tr}}{\dot{m}_{Tr}} = \frac{P_{el}}{P_{VB}} \quad (9.1)$$

Eine Betriebspunktverschiebung des Verbrennungsmotors durch die elektrische Zusatzleistung wird vernachlässigt.

9.3 Elektrische Zusatzleistung und Treibstoffeinsparung

Abbildung 9.2 zeigt einerseits die elektrische Zusatzleistung als auch die Treibstoffeinsparung durch das ORC-System in einem Leistungsbereich des Verbrennungsmotors von 81,4 bis 375 kW. Mit der Turbine BZ1 (CFD) erzielt der ORC eine elektrische Zusatzleistung von 1,5 bis 16,9 kW. Diese elektrische Zusatzleistung entspricht einer Treibstoffeinsparung von 1,8 bis 4,5%. Im höchsten Lastpunkt stellt der Verbrennungsmotor allerdings eine derart hohe thermische Energiemenge zur Verfügung, dass der Massenstrom des Arbeitsmediums die Betriebsgrenze der Expansionsmaschine überschreitet. In diesem Fall muss der überschüssige Massenstrom über einen Bypass abgeleitet werden und bleibt ungenutzt.

Der ORC mit angepasster Turbine BZ3 erzielt eine elektrische Zusatzleistung von 1,6 bis 16,0 kW. Dies entspricht einer Treibstoffeinsparung von 2,0 bis 4,3%. Zum einen ist die Spreizung der Treibstoffeinsparung geringer als bei der Turbine BZ1 (CFD). Zum anderen weist die Kurve der Treibstoffeinsparung einen deutlich unsteten Verlauf auf. Dies ist auf den Verlauf des Wirkungsgrads zurückzuführen, der sein Maximum bereits bei einem Eintrittsdruck von 30 bar erreicht. Damit erfolgt ein sprunghafter Anstieg des Turbinenwirkungsgrads, sobald der Eintrittsdruck durch das Öffnen einer weiteren Passage gesenkt wird. Die mittlere Treibstoffeinsparung mit dem ORC und Turbine BZ3 liegt mit $\frac{\Delta\dot{m}_{Tr}}{\dot{m}_{Tr}} = 3,07\%$ etwas niedriger als mit der Turbine BZ1 ($\frac{\Delta\dot{m}_{Tr}}{\dot{m}_{Tr}} = 3,16\%$).

Im Fall der experimentell gemessenen Turbine BZ2 ist das Kennfeld eingeschränkt. Aus diesem Grund reduziert sich die prognostizierte elektrische Zusatzleistung auf 1,5 bis 6,9 kW. Dies entspricht einer Kraftstoffeinsparung von 1,8 bis 3,0%. Abweichend von den numerischen Ergebnissen der Turbine BZ3 wurde experimentell ein höherer

9.3 Elektrische Zusatzleistung und Treibstoffeinsparung

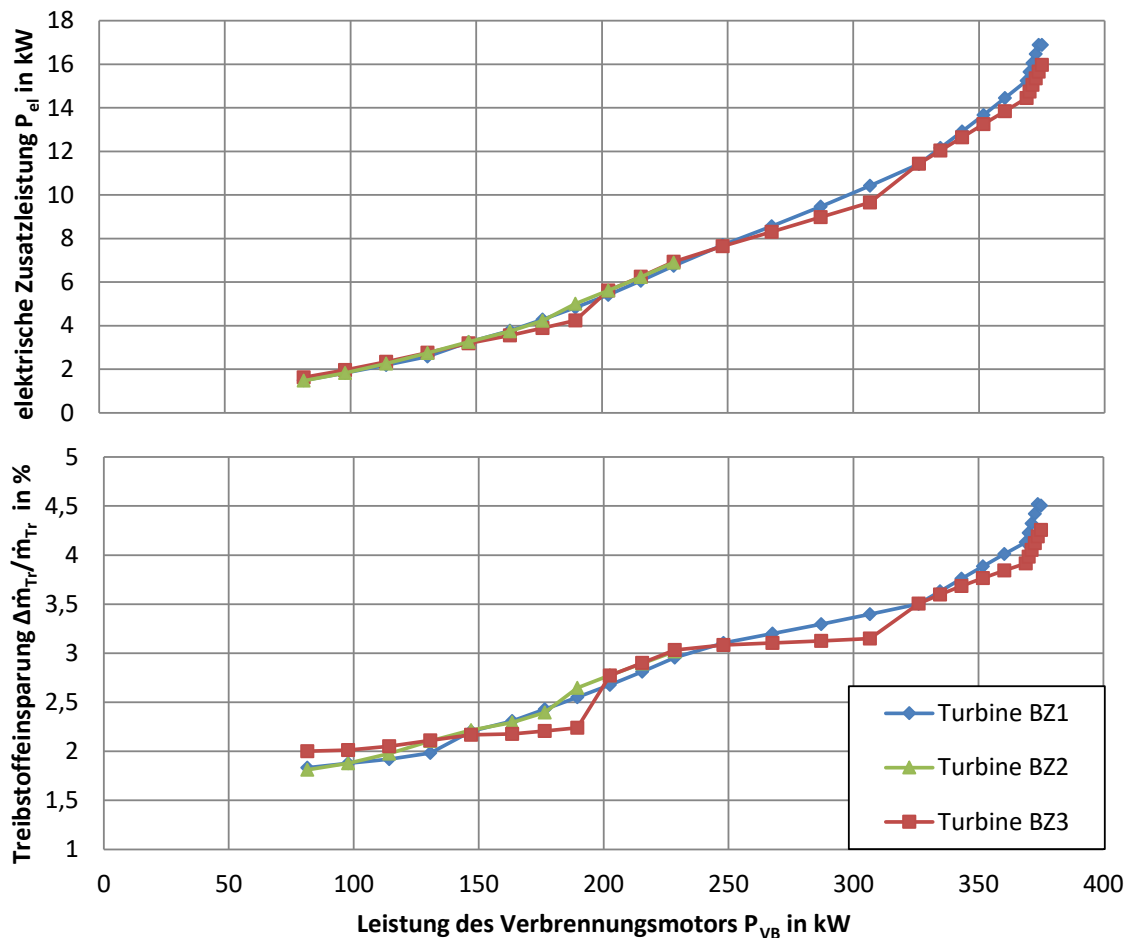


Abbildung 9.2: Elektrische Zusatzleistung und Kraftstoffeinsparung durch den Einsatz eines ORCs zur Abgaswärmenutzung

Turbinenwirkungsgrad bei hohem Eintrittsdruck gemessen. Dies spiegelt sich auch in einem deutlich lineareren Verlauf der Kurve (Treibstoffeinsparung) wider.

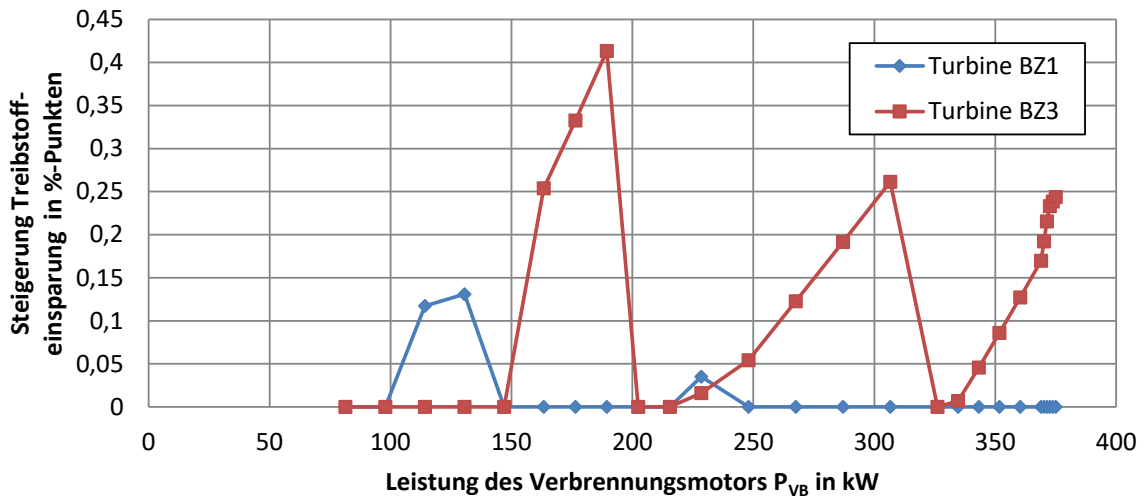
Das bisher verwendete Regelungskonzept sieht vor, die Turbine jederzeit mit minimal möglicher Teilbeaufschlagung und damit mit einem möglichst hohen Druck zu betreiben. Dabei wird insbesondere die Turbine BZ3 häufig außerhalb ihres Wirkungsgradmaximums betrieben, das bereits bei einem Turbineneintrittsdruck von 30 bar erzielt wird. Somit könnte die Minderung des Turbineneintrittsdrucks durch eine höhere Beaufschlagung die thermodynamischen Leistungseinbußen durch einen höheren Turbinenwirkungsgrad überkompensieren. Daher wird im Folgenden ein Regelungskonzept betrachtet, in dem der Teilbeaufschlagungsgrad nach dem höchsten Einsparpotential gewählt wird. Der Turbineneintrittsdruck ist dabei auf den Bereich der Turbinenkennfelder zwischen 20 bis 40 bar beschränkt.

Die Steigerung des Einsparpotentials durch dieses angepasste Regelungskonzept ist in Abb. 9.3 dargestellt. Die Turbine BZ1 profitiert bei den beiden niedrigeren Teil-

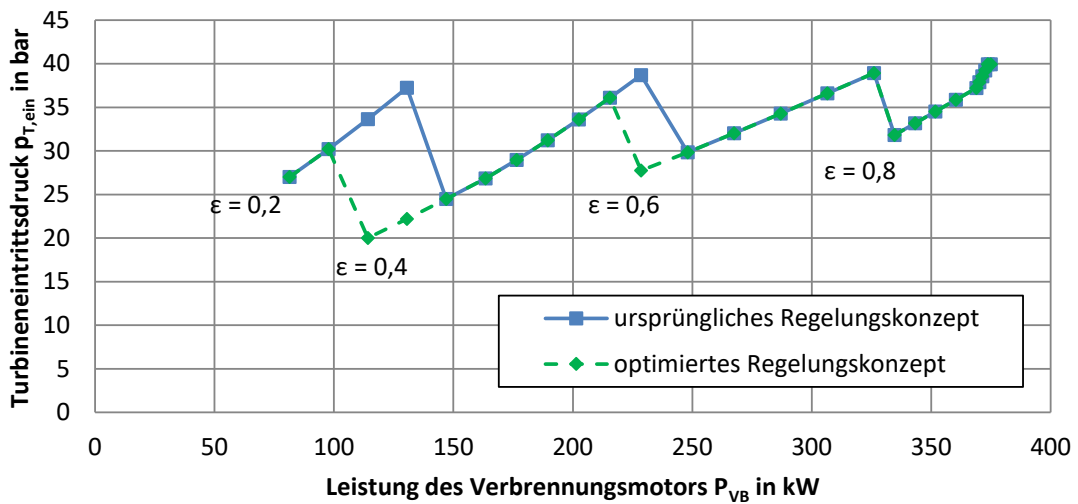
9 Erzielbare Kraftstoffeinsparung

beaufschlagungsgraden ($\varepsilon = 0,2$ und $0,4$) von einer früheren Umschaltung auf einen höheren Teilbeaufschlagungsgrad ($P_{VB} = 114,2$ bis $130,6$ kW und $P_{VB} = 228,5$ kW), der einen erhöhten Turbinenwirkungsgrad zur Folge hat. Im übrigen Kennfeldbereich ist das bewährte Regelungskonzept optimal, das jederzeit einen maximalen Turbineneintrittsdruck vorsieht. Der leistungssteigernde Effekt durch das optimierte Regelungskonzept tritt bei der Turbine BZ3 verstärkt auf, bei der in den Bereichen zwischen $P_{VB} = 163,4$ bis $189,4$ kW, $228,5$ bis $306,6$ kW und $334,7$ bis 375 kW vorzeitig auf die nächsthöhere Teilbeaufschlagung umgeschaltet wird. Dadurch lässt sich das durchschnittliche Kraftstoffeinsparpotential um $0,12\%$ -Punkte auf $3,19\%$ steigern. Sowohl bei der Turbine BZ1 als auch bei der Turbine BZ3 wird die variable Teilbeaufschlagung im optimierten Regelungskonzept angewendet und bestätigt dessen Möglichkeit zur wirkungsgradsteigernden Prozessführung. Bei einem niedrigen Teilbeaufschlagungsgrad von $\varepsilon = 0,2$ leidet der Turbinenwirkungsgrad allerdings sehr stark unter den Teilbeaufschlagungsverlusten. Ohne die Begrenzung des Minimaldrucks auf 20 bar würde sich der Betriebsbereich mit einem Teilbeaufschlagungsgrad von $\varepsilon = 0,2$ weiter reduzieren.

9.3 Elektrische Zusatzleistung und Treibstoffeinsparung



Turbine BZ1



Turbine BZ3

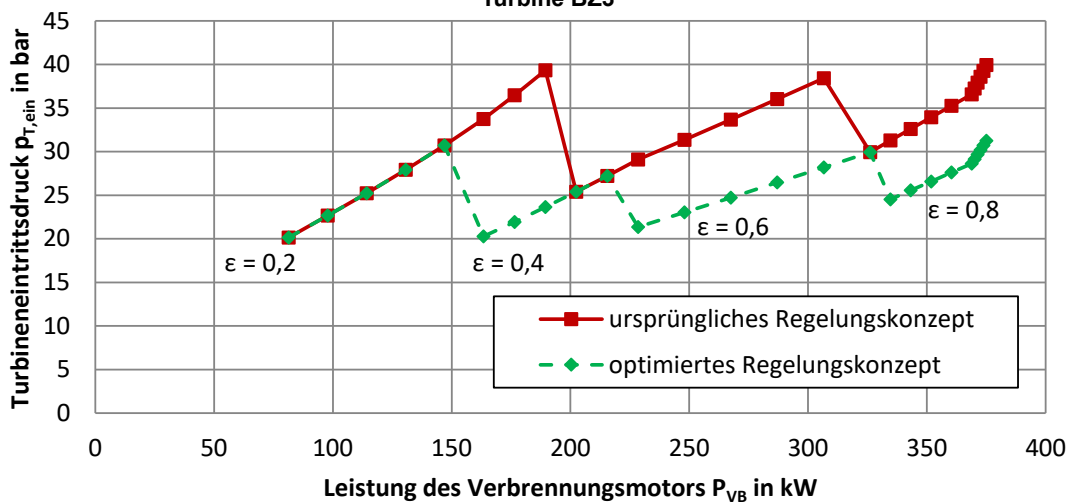


Abbildung 9.3: Verbessertes Regelungskonzept zur Maximierung der Treibstoffeinsparung

9 Erzielbare Kraftstoffeinsparung

10 Schlussfolgerung und Ausblick

10.1 Schlussfolgerung

Die These dieser Arbeit, axiale Turbinen eignen sich für den Einsatz in ethanolbetriebenen ORCs geringer Leistung und weisen durch eine variable Teilbeaufschlagung ein verbessertes Teillastverhalten auf, wurde bestätigt. Experimentell konnte außerhalb des optimalen Betriebspunkts bereits ein Turbinenwirkungsgrad von 56,7% nachgewiesen werden. Unter Berücksichtigung des gesamten Kennfelds wird numerisch sogar ein Wirkungsgrad von 66,0% prognostiziert. Zudem konnte gezeigt werden, dass eine variable gegenüber einer unveränderlichen Teilbeaufschlagung in der Lage ist, das Teillastverhalten der Turbine zu verbessern und das Treibstoffeinsparpotential durch den ORC zu erhöhen.

Als Anwendungsfall für die Turbine diente ein ORC ohne Rekuperation, der zur Abgaswärmenutzung und Treibstoffeinsparung in LKWs vorgesehen ist. Auf Basis einer thermodynamischen Analyse hinsichtlich der erzielbaren Leistung wurde Ethanol aus sechs potentiellen Kreislaufmedien ausgewählt. Es zeigte sich, dass bei der Bewertung eine medienspezifische minimal notwendige Überhitzung des Dampfes berücksichtigt werden musste, um Kondensation und eine daraus folgende Erosion durch Tropfenschlag auszuschließen. Die Leistungsoptimierung ergibt allerdings ein hohes Druckverhältnis von 49 und führt zu einem geringen Massenstrom von 49,2 g/s. Für diese Randbedingungen zeigte sich, dass eine konventionelle Turbinenauslegung zu sehr hohen Drehzahlen von 252.000 min^{-1} und sehr geringen Turbinendurchmessern von 24,1 mm führen würde.

Als Turbinendesign wurde eine einstufige, axiale Turbine gewählt. Die Expansion des hohen Druckverhältnisses in nur einer Stufe führt zwangsläufig zu supersonischen Strömungsgeschwindigkeiten. Um dennoch den effizienten Betrieb der Turbine zu ermöglichen, wurden supersonische Schaufelprofile entwickelt. Diese zeichnen sich durch Lavaldüsen im Stator, einen niedrigen Reaktionsgrad und spitze Vorder- und Hinterkanten im Rotor aus. Im Auslegungsprozess zeigte sich, dass bei den vorgegebenen Randbedingungen eine teilbeaufschlagte Turbine Wirkungsgradvorteile gegenüber einer vollbeaufschlagten Turbine aufwies. Das optimale Teilbeaufschlagungsverhältnis wurde mit 0,4 eruiert. Zudem kann der Teilbeaufschlagungsgrad im Betrieb zwischen 0,2, 0,4, 0,6 und 0,8 variiert werden, um die Turbine auch abseits des Auslegungspunkts effizient betreiben zu können.

Die aerodynamische Bewertung der voll beaufschlagten Turbine wurde mittels CFD durchgeführt. Die Berücksichtigung der Ventilationsverluste und Sektorendverluste, die durch die Teilbeaufschlagung entstehen, erfolgte nachträglich mit einem analytischen Ansatz. Mit dieser Methode konnte auf die aufwändige Berechnung des Vollkreises der Turbine verzichtet werden. Der Abgleich zwischen Numerik und Experiment zeigte

eine gute Übereinstimmung des Wirkungsgrads beim Auslegungsdruckverhältnis ($\Delta\eta = -0,47$ bis $0,88\%$). Bei niedrigeren Druckverhältnissen wird der Wirkungsgrad hingegen überschätzt und bei hohen Druckverhältnissen unterschätzt. Die Drehzahlabhängigkeit des Wirkungsgrades wird hingegen für alle Kennfeldpunkte realitätsnah abgebildet ($\Delta\eta < 0,4\%$ -Punkte). Somit bestätigt sich die kubische Abhängigkeit der Ventilationsverluste und die einfache Abhängigkeit der Sektorendverluste von der Drehzahl aus dem analytischen Ansatz.

Numerisch wird für die ausgelegte Turbine BZ1 bei einem Druckverhältnis von 25 bis 49 eine Leistung von 1,1 bis 18,5 kW und ein aerodynamischer Wirkungsgrad von 37,1 bis 65,8% prognostiziert. Das Wirkungsgradmaximum erzielt die Turbine in Abhängigkeit des Eintrittsdrucks und der Teilbeaufschlagung im Drehzahlbereich zwischen 60.000 bis 120.000 min^{-1} .

Insbesondere die Lavaldüsen des Stators weisen einen engen Düsenhals von bis zu 0,46 mm auf und sind sensitiv bezüglich Fertigungsabweichungen. Um die Fertigung dieser Spalte zu vermeiden, wurde der Turbinenstator segmentiert aufgebaut. Die optische Analyse des montierten Turbinenstators ergab jedoch, dass die engsten Spalte des Turbinenstators um durchschnittlich 24% zu groß waren. Dies führt zu einer Erhöhung des Massenstroms von 0,011 bis 0,090 kg s^{-1} der Turbine BZ1 auf 0,017 bis 0,123 kg s^{-1} der Turbine BZ3. Dadurch steigt die aerodynamische Turbinenleistung auf 1,91 bis 24,1 kW bei einem Wirkungsgrad von bis zu 66,0%. Es zeigte sich, dass der überproportionale Anstieg des Massenstroms darauf zurückgeführt werden kann, dass die Proportionalität des Massenstroms nicht zum geometrisch engsten Querschnitt, sondern zu einer gewölbten Isofläche mit $\text{Ma} = 1$ im Bereich des Düsenhalses besteht. Darüber hinaus vermindert sich das Düsenexpansionsverhältnis der Lavaldüse im Stator durch die Aufweitung des engsten Querschnitts. Dies führt dazu, dass das Wirkungsgradmaximum nicht wie beabsichtigt bei einem Eintrittsdruck von 40 bar, sondern bei 30 bar erzielt wird.

Die experimentelle Vermessung der Expansionsmaschine erfolgte auf dem ORC-Prüfstand der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover. Es zeigte sich, dass in den Zu- und Ablaufstrecken erhebliche thermische Verluste auftraten, die bei einer Bilanzierung über die Eintritts- und Austrittstemperatur zu einer Wirkungsgraderhöhung von 3,1 bis 42,0% geführt hätten. Aus diesem Grund wurde die Turbinenleistung aus der elektrischen Generatorleistung bestimmt. Die dabei zu berücksichtigende Verlustleistung im Generator wurde mit Hilfe analytischer Ansätze berechnet. In einem Drehzahlbereich zwischen 45.000 bis 80.000 min^{-1} wurden ca. 40% des Kennfelds vermessen. Die Turbine BZ2 leistete 1,8 bis 7,6 kW bei einem Wirkungsgrad von 42,1 bis 56,7% und bestätigte die numerische Prognose. Entgegen der numerischen Prognose weist das experimentelle Kennfeld allerdings sein Wirkungsgradmaximum bei 40 bar statt bei 30 bar auf.

Eine numerische Detailbetrachtung der Turbine BZ1 (30 und 40 bar) und BZ3 zeigt, dass das im Turbinenstator abgebaute Druckverhältnis nahezu unabhängig vom Eintrittsdruck und der Drehzahl ist. An den Vorderkanten des Rotors kommt es allerdings durch Verdichtungsstöße zu einer drehzahlabhängigen Korrektur des Strömungswinkels auf den Metallwinkel der Rotorvorderkanten. Dieser führt zu einer Reduktion der Machzahl bei einem gleichzeitigen Druckaufbau über den Turbinenaustrittsdruck. Es zeigte sich, dass sowohl die Mach-Zahl-Verteilung als auch der Relativdruck bezogen auf den

Eintrittsdruck bis zum Rotoraustritt drehzahlabhängig, aber nahezu unabhängig vom Eintrittsdruck sind. Bei ausreichendem Überdruck kommt es erst hinter dem Turbinenrotor durch eine Überschallexpansion zu einer Anpassung an den vorgegebenen Austrittsdruck der Turbine. Hierbei tritt eine Strahlablenkung auf, die eine Winkelkorrektur von bis zu 15° zur Folge hat. Es konnte gezeigt werden, dass die Strahlablenkung bei den untersuchten Turbinen zu einer Wirkungsgradreduktion von bis zu 5,5%-Punkten führte. Der Gradient zwischen Wirkungsgradverlust und Umlenkwinkel ist bei kleinen Umlenkwinkeln allerdings noch klein, sodass auch dort ein effizienter Betrieb möglich ist. Falls das Turbinendruckverhältnis deutlich unter dem Auslegungsdruckverhältnis liegt, tritt keine Strahlablenkung auf. Stattdessen kommt es zu einer Rückwirkung des Turbinenaustrittsdrucks auf die Rotorströmung. Dieser Betriebszustand ist ebenfalls mit einem Wirkungsgraddefizit verbunden (Turbine BZ1, $\bar{\eta}_{pT, \text{ein}=30\text{bar}} - \bar{\eta}_{pT, \text{ein}=20\text{bar}} = 4\%$).

Abschließend wurde für den 12,8 l Dieselmotor das Kraftstoffeinsparpotential untersucht. Für die Turbinenkomponente wurden die numerischen sowie die experimentellen Ergebnisse zugrunde gelegt. Für die übrigen Komponenten wurden realistische Komponentenwirkungsgrade angenommen. Im Fall der numerischen Kennfelder zeigt sich ein Kraftstoffeinsparpotential von 1,8 bis 4,5% (Turbine BZ1) bzw. 2,0 bis 4,3% (Turbine BZ3). Im Fall der experimentell gemessenen Turbine BZ2 liegt das Kraftstoffeinsparpotential aufgrund des eingeschränkten Kennfeldbereichs bei 1,9 bis 3,0%. Diese Ergebnisse beruhen auf dem ursprünglichen Regelungskonzept, bei dem jederzeit der höchste Eintrittsdruck und die kleinste Teilbeaufschlagung gewählt wurden.

Zusätzlich wurde ein verbessertes Regelungskonzept untersucht, bei dem der Teilbeaufschlagungsgrad auf Basis der höchsten ORC-Leistung gewählt wurde. Durch die Änderung der Umschaltzeitpunkte zwischen den Teilbeaufschlagungsgraden kann bei der Turbine BZ3 eine durchschnittliche Steigerung des Kraftstoffeinsparpotentials von 0,12%-Punkten erzielt werden. Damit bestätigte sich die Wirksamkeit und Zweckmäßigkeit der variablen Teilbeaufschlagung zur Prozessoptimierung.

Im Rahmen dieser Dissertation wurde für die Turbine eine getriebelose Generator-einheit entwickelt, welche die mechanische Leistung auf dem hohen Drehzahlniveau in elektrische Leistung umwandeln kann. Die Lagerung der Welle erfolgt durch vier paarweise angeordnete Spindelkugellager. Durch die hohe Steifigkeit konnte die kritische Biegeeigenfrequenz auf 131.690 min^{-1} angehoben und damit komplett aus dem Betriebsbereich verschoben werden. Zur Abdichtung zwischen Arbeitsfluid und Generator wurde eine aerodynamisch geschmierte Gleitringdichtung verwendet, die ursprünglich für Turboladeranwendungen konzipiert wurde. Diese Dichtung wurde erstmals in einer ORC-Anwendung getestet und bewies erfolgreich die Fähigkeit den Unterdruck des Ethanolkreislaufs abzudichten. Die Wahl der Dichtungsmaterialien und Metalle erfolgte unter Berücksichtigung einer Temperatur- und Ethanolverträglichkeit. Dabei wurde eine Gefährdung der Titanblisk festgestellt, die auf eine mögliche Spannungsrisskorrosion von Titan in Alkoholen zurückzuführen ist. Durch den Zusatz von 5 Gew.-% Wasser zum Ethanol sowie die Wahl einer korrosionsbeständigeren Titanlegierung wurde eine Spannungsrisskorrosion ausgeschlossen. Die erzielte Kompaktheit der Turbinen-Generatoreinheit (Maße: 284 mm x 124 mm x 171 mm) bestätigen die Eignung des Konzepts für eine mobile Abgaswärmenutzung.

10.2 Ausblick

In der vorliegenden Arbeit konnte nur ein Teil des Kennfeldes vermessen werden. Ein Grund liegt in dem deutlich erhöhten Massendurchsatz und der resultierenden Leistungssteigerung, die auf Fertigungsabweichungen im Stator zurückzuführen sind. Darüber hinaus zeigte der Rotor beim Betriebswuchten einen nichtlinearen Effekt, der einen Betrieb oberhalb von 80.000 min^{-1} ausschloss. Beide Effekte führten zu einem erhöhten Drehmoment und damit zu einem erhöhten Generatorstrom, den die Leistungselektronik nur im unteren Kennfeldbereich abdecken konnte. Die Ergebnisse der optischen Vermessung zeigen, dass die Fertigungsabweichungen am Turbinenstator in seiner Segmentierung begründet sind. Somit könnte die einteilige Fertigung des Turbinenstators zu einer Vermeidung signifikanter Fertigungsabweichungen führen. Zudem wird überprüft, ob ein lineareres Verhalten der Wuchtmassen durch eine Umgestaltung des Lagerdesigns erzielt werden kann. Da Wälzlager selbst nur eine sehr geringe Dämpfung aufweisen, könnte zusätzlich eine externe Dämpfung zur Stabilisierung des Systems beitragen, z. B. durch Quetschöl- oder Elastomerdämpfung am Außenring. Diese Maßnahmen sollen einen Betrieb der Expansionsmaschine bis zur Maximaldrehzahl von 110.000 min^{-1} und die Untersuchung des gesamten Kennfeldes ermöglichen.

Zudem hat sich gezeigt, dass die Strömung im Rotor stark durch die vorderkanteninduzierten Verdichtungsstöße beeinflusst ist. Bei der bestehenden Turbine könnte durch eine Reduktion des Vorderkantenradius von $0,2 \text{ mm}$ auf $0,1 \text{ mm}$ ein Wirkungsgradvorteil von 3%-Punkten erzielt werden. Boxer et al. (1952) hatten bereits die Festigkeitsproblematik erkannt und beschreiben stabilere Vorderkantenkonturen. Unter Berücksichtigung der verringerten Vorderkantenverluste ist auch eine Anpassung der Schaufelteilung sinnvoll, die eine Reduktion bzw. Auflösung der saugseitigen Ablösung bewirken könnte. Zudem hat sich bei der Strömungsbetrachtung ein charakteristischer Wirbel impulsarmer Fluids gezeigt, der im Nabenbereich zwischen Stator und Rotor entsteht. Es ist anzunehmen, dass dieser Wirbel durch eine Verkleinerung oder Entfernung der sprunghaften Kanalerweiterung im Nabenbereich reduziert werden kann.

Die Experimente haben das prognostizierte Wirkungsgradniveau der numerischen Berechnungen bestätigt. Dennoch gibt es leichte Diskrepanzen zwischen den Ergebnissen, z. B. die Lage des Wirkungsgradmaximums bei einem Teilbeaufschlagungsgrad von $0,2$. Ein möglicher Grund ist, dass die instationären Strömungsvorgänge des Mischungsgebiets zwischen beaufschlagtem und unbeaufschlagtem Bereich durch den empirischen Ansatz nur unzureichend abgebildet wurden. Eine bessere Vorhersage könnten instationäre Berechnungen des Vollkreises der teilbeaufschlagten Turbine liefern, welche die Phänomene in diesem Mischungsgebiet besser darstellen und zu einer Verbesserung des empirischen Ansatzes beitragen könnten.

Nach Abschluss der Auslegungsphase ist Aceton als mögliches Arbeitsmedium aufgekommen. Die thermodynamische Analyse zeigt, dass Aceton ein höheres Leistungspotential verspricht als Ethanol. Darüber hinaus deutet die Medienbeurteilung hinsichtlich der Turbinenauslegung darauf hin, dass mit einer leicht reduzierten Turbinendrehzahl zu rechnen ist. Somit ist Aceton aus thermodynamischer Sicht ein weiteres, aussichtsreiches Fluid für eine Abgaswärmenutzung in LKWs.

Literaturverzeichnis

- Ambrose, J. und Kruger, J. (1968): The Stress-Corrosion Cracking of Ti and Ti-8Al-1Mo-1V in Methanol Vapour. In: Corrosion Science, Band 8: S. 199–124.
- ANSYS (2013): Ansys CFX-solver Modeling Guide. Release 15.0. Ansys, Inc., Canonsburg, USA.
- Arkkio, A.; Jokinen, T. und Lantto, E. (2005): Induction and permanent-magnet synchronous machines for high-speed applications. 2005 International Conference on Electrical Machines and Systems 27.-29. Sep. 2005. Nanjing, China.
- ATE (2013): Motordatenblatt 582 0001 100 DC 85/65/2 TU Hannover (TFD). Erstellt am 27.01.2016 von der Antriebs und Entwicklungs GmbH.
- Aungier, R. H. (2006): Turbine Aerodynamics: Axial-Flow and Radial-Flow Turbine Design and Analysis. ASME Press.
- Barbarelli, S.; Florio, G. und Scornaienchi, N. (2005): Performance analysis of a low-power tangential flow turbine with rotary channel. In: Journal of Energy Resources Technology, Band 127(4): S. 272–279.
- Beitz, W. und Grote, K.-H. (1997): Dubbel, 19. Auflage. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg/New York.
- Böckenhoff, E. (2013): Energie zum Nulltarif. In: Lastauto omnibus, Band 5 (2013), S. 24-25.
- Bourhis, G. und Leduc, P. (2010): Energy and Exergy Balances for Modern Diesel and Gasoline Engines. In: Oil & Gas Science and Technology-Revue de l'Institut Français du Pétrole, Band 65(1): S. 39–46.
- Boxer, E.; Sterret, J. R. und Wlodarski, J. (1952): Application of supersonic Vortex-Flow theory to the Design of Supersonic impulse Compressor- or Turbine-blade Sections. Technischer Bericht, NACA RM L52B06, Langley Aeronautical Laboratory, Washington, USA.
- Brander, T.; Gerfer, A.; Rall, B. und Zenker, H. (2008): Trilogie der induktiven Bauelemente, 4. Auflage. Würth Elektronik EISOS GmbH & Co. KG, Waldenburg, Deutschland.
- Braun, U. (2018): Freudenberg Sealing Technologies GmbH & Co. KG, persönliche Aussage von Herrn Uwe Braun.

Literaturverzeichnis

- Bülten, B.; Althaus, W.; Weidner, E. und Stoff, H. (2015): Experimental and Numerical Flow Investigation of a Centripetal Supersonic Turbine for Organic Rankine Cycle Applications. 11th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, 23.-27. März 2015, Madrid, Spanien.
- Bürkert (2016): Beständigkeitstabelle. https://www.buerkert.de/de/content/download/9318/335016/version/4/file/DE_Bestaendig_D.pdf. Zugegriffen am 18.08.2016.
- Casey, M. V. und Fesich, T. M. (2010): The Efficiency of Turbocharger Compressors With Diabatic Flows. Proceedings of ASME Turbo Expo 2009. 8.-12. Juni 2009. Orlando, USA. GT2009-59015.
- Cha, W.; Kim, K.; Choi, K. und Lee, K. (2010): Optimum working fluid selection for automotive cogeneration system. In: World Academy of Science, Engineering and Technology, Band 72(1): S. 873–877.
- Chammas, R. E. und Clodic, D. (2005): Combined Cycle for Hybrid Vehicles. In: SAE Technical Paper Series: Nr. 2005-01-1171.
- Chen, C.; Kirkpatrick, H. und Gegel, H. (1972): Stress Corrosion Cracking of Titanium Alloys in Methanolic and other Media. Technischer Bericht, AFL-TR-71-232, Air Force Material Laboratory, Ohio, USA.
- Couchman, R. S.; Robbins, K. E. und Schofield, P. (1991): GE Power Generation: GE Steam Turbine Design Philosophy and Technology. Technischer Bericht, General Electric Company, Schenectady, USA.
- Cummins (2012): Testing Waste Heat Expanders for New Generation Diesels. <https://www.cumminsturbotechnologies.com/sites/g/files/suehlc406/f/UpFiles/HTiEdition17.pdf>. Zugegriffen am 04.03.2017.
- Declaye, S. (2009): Design, optimization and modeling of an organic Rankine cycle for waste heat recovery. Abschlussarbeit, University of Liege.
- DEPRAG (2016): GET Turbinengenerator. http://deprag.com/fileadmin/bilder_content/emedi/broschueren_pics/emedi_druckluftmotoren/D6100/D6100de.pdf. Zugegriffen am 04.03.2017.
- Devotta, S. und Holland, F. (1985): Comparison of theoretical Rankine power cycle performance data for 24 working fluids. In: Journal of Heat Recovery Systems, Band 5(6): S. 503–510.
- DiBella, F. A.; DiNanno, L. R. und Koplou, M. D. (1983): Laboratory and On-Highway Testing of Diesel Organic Rankine Compound Long-Haul Vehicle Engine. In: SAE Technical Paper Series: Nr. 830122.
- Doyle, E.; DiNanno, L. und Kramer, S. (1979): Installation of a Diesel-Organic Rankine Compound Engine in a Class 8 Truck for a Single-Vehicle Test. In: SAE Technical Paper Series: Nr. 790646.

- Doyle, M. D. (1962): Theories for Predicting Partial-Admission. In: Journal of Aerospace Sciences, Band 29 (4): S. 489–490.
- Drescher, U. (2008): Optimierungspotential des Organic Rankine Cycle für biomassebeheizte und geothermische Wärmequellen. Dissertation, Universität Bayreuth.
- DuPont (2007): Kalrez Spectrum Teile: Lange Standzeiten und hoher Nutzwert in anspruchsvollen chemischen und petrochemischen Verfahren. http://www.ckdichtungstechnik.de/download/Kalrez_Prospekt.pdf. Zugegriffen am 18.08.2016.
- EagleBurgmann (2016): Datenblatt: Statotherm ® 1P 9593 / 1P. <https://www.eagleburgmann.com/de/produkte/packungen-flachdichtungen/grafit-flachdichtungen/statotherm-r-1p-9593-1p>. Zugegriffen am 18.08.2016.
- Freyman, R.; Ringler, J.; Seifert, M. und Horst, T. (2012): Der Turbosteamer der Zweiten Generation. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift, Band 73: S. 114–119.
- Freyman, R.; Strobl, W. und Obieglo, A. (2008): Der Turbosteamer: Ein System zur Kraft-Wärme-Kopplung im Automobil. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift, Band 5: S. 404–413.
- Fridh, J. (2012): Experimental Investigation of Performance, Flow Interactions and Rotor Forcing in Axial Partial Admission Turbines. Dissertation, Royal Institute of Technology (Stockholm).
- Galindo, J.; Dolz, V.; Royo, L.; Haller, R. und Melis, J. (2015): Study of a volumetric expander suitable for waste heat recovery from an automotive IC engine using an ORC with ethanol. In: 3rd International Seminar on ORC Power Systems, 12.-14. Okt. 2015, Brüssel, Belgien, Paper ID: 85.
- Gasch, R.; Nordmann, R. und Pfützner, H. (2006): Rotordynamik, 2. Auflage. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg/New York.
- Gehrken, C. O. (2016): Technisches Datenblatt Perlast G75B. http://www.cog.de/uploads/tx_datenblattgenerator/pdf/de/perlast-g75b.pdf. Zugegriffen am 03.06.2015.
- Glassman, A. J. (1973): Turbine Design and Application. Scientific and Technical Information Office, Washington D.C., USA.
- Goldman, L. J. und Scullin, V. J. (1971): Computer Program for Design of Two-Dimensional Supersonic Turbine Rotor Blades With Boundary-Layer Correction. In: NASA Technical Memorandum - NASA TM X-2434.
- Goldman, L. J. und Vanco, M. R. (1971): Computer program for design of two-dimensional sharp-edged-throat supersonic nozzle with boundary-layer correction. In: NASA Technical Memorandum - NASA TM X-2343.

Literaturverzeichnis

- Hack, G. und Langkabel, I. (1999): Turbo- und Kompressormotoren: Entwicklung und Technik, 1. Auflage. Motorbuch Verlag, Stuttgart.
- Haney, E. und Wearmouth, W. (1969): Effect of "Pure" Methanol on the Cracking of Titanium. In: Corrosion-NACE, Band 25(2): S. 87–91.
- Harinck, J.; Pasquale, D.; Pecnik, R.; Buijtenen, J. V. und Colonna, P. (2013): Performance Improvement of a Radial Organic Rankine Cycle Turbine by Means of Automated Computational Fluid Dynamic Design. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, Band 227(6): S. 637–645.
- He, L. (1997): Computation of unsteady flow through steam turbine blade rows at partial admission. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, Band 211(3): S. 197–206.
- Heil, B.; Schmid, W.; Teigeler, M.; Sladek, W.; Oing, H.; Arndt, S. und Melcher, S. (2009): Die neue Dieselmotorenbaureihe für schwere Nutzfahrzeuge von Daimler. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift, Band 70: S. 16–25.
- Hepke, G. (2010): Direkte Nutzung von Abgasenthalpie zur Effizienzsteigerung von Kraftfahrzeugen. Dissertation, Technische Universität München.
- Horlock, J. (1966): Axial Flow Turbines. Butterworth & Co. LTD., London.
- ISOHEAT (2011): Glas fibre insulated heating cable: Series MIL-HC-GS. http://www.isoheat.de/fileadmin/downloads/public/produkte/heizleitungen_heizbaender/eng/MiL-HC-GS_e.pdf. Zugegriffen am 14.04.2017.
- Johnston, I. und Dransfield, D. (1962): The Test Performance of Highly Loaded Turbine Stages Designed for High Pressure Ratio. In: Aeronautical Research council Reports and Memoranda, Nr. 3242.
- Kaeschke, H. (1990): Die Korrosion der Metalle, 3. Auflage. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg/New York.
- Kendrion (2015): Chemische Beständigkeit von Kunststoffen. https://kuhnke.kendrion.com/attachment/ICS/ics_pdf_brochure/ics_pdf_chemische-bestaendigkeit-2015_de.pdf. Zugegriffen am 18.08.2016.
- Körner, J. E. (2013): Niedertemperatur-Abwärmenutzung mittels Organic-Rankine-Cycle im mobilen Einsatz. Dissertation, Universität Rostock.
- Kunte, H. und Seume, J. (2016): Design of a turbine-generator-unit for commercial vehicle ORC applications. In: 12th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, London, England.

- Kunte, H.; Willers, O.; Peters, M. und Seume, J. (2017): FVV-CO₂-Sonderforschungsprogramm: Vorhaben Expansionsmaschine (Abschlussbericht). Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., Frankfurt am Main, Deutschland.
- Lang, K. (2007): Erhalten von der Freudenberg Sealing Technology GmbH & CO. KG.
- Leith, I.; Hightower, J. und Harkins, C. (1970): Stress Corrosion Cracking of Titanium: Some Surface Chemical Reactions in Methanol and Carbon Tetrachloride. In: Corrosion Science, Band 26(9): S. 377–380.
- Liebl, J.; Neugebauer, S.; Eder, A.; Linde, M.; Mazar, B. und Stütz, W. (2009): Der thermoelektrische Generator von BMW macht Abwärme nutzbar. In: MTZ - Motor-technische Zeitschrift, Band 4: S. 272–281.
- Meins, J. (1997): Elektromechnik. Teubner Studienbücher, Stuttgart.
- Menter, F. R. (1994): Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. In: AIAA journal, Band 32(8): S. 1598–1605.
- Michalowsky, L. (1990): Magnettechnik: Grundlagen und Anwendungen, 3. Auflage. Vulkanverlag, Essen.
- Moustapha, H.; Zelesky, M. F.; Baines, N. C. und Japikse, D. (2003): Axial and Radial Turbines. Concepts ETI, Inc.
- Ohlsson, G. (1956): Partial Admission, Low Aspect ratios and Supersonic Speeds in Small Turbines. Dissertation, Massachusetts Institute of Technology.
- Oomori, H. und Ogino, S. (1993): Waste Heat Recovery of Passenger Car Using a Combination of Rankine Bottoming Cycle and Evaporative Engine Cooling System. In: SAE Technical paper series: Nr. 930880.
- Patel, P. S. und Doyle, E. F. (1976): Compounding the Truck Diesel Engine with an Organic Rankine Cycle System. In: SAE Technical Paper Series: Nr. 760343.
- Pei, G.; Li, J.; Li, Y.; Wang, D. und Ji, J. (2011): Construction and dynamic test of a small-scale organic rankine cycle. In: Energy, Band 36(5): S. 3215–3223.
- Prandtl, L. (1929): Näherungsverfahren zur zeichnerischen Ermittlung von ebenen Strömungen mit Überschallströmung. Festschrift zum 70. Geburtstag von Prof. Dr. A. Stodola, S.499-509, Zürich, Schweiz.
- Rittinghaus, T. (2012): Auslegung einer axialen Kleindampfturbine für den Einsatz in einem Organic-Rankine Cycle. Projektarbeit, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität.
- Roache, P. (1994): Perspective: A Method for Uniform Reporting of Grid Refinement Studies. In: Journal of Fluids Engineering, Band 116: S. 405–413.

Literaturverzeichnis

- Rodewald, R. (2011): WT 1800 Präzisionsanalysator Kurzanleitung, Yokogawa Meters & Instruments Corporation.
- Rosenberger, T. (2013): Blick in die Glaskugel. In: Last auto omnibus, Band 10 (2013), S. 36-37.
- Rosset, K.; Mounier, V.; Guenat, E.; Pajot, O. und Schiffmann, J. (2015): Potential of Small-Scale Turbomachinery for Waste Heat Recovery on Automotive Internal Combustion Engines. 3rd International Seminar on ORC Power Systems, 12.-14. Oct. 2015, Brüssel, Belgien, Paper ID: 3.
- Rudenko, O.; Moroz, L.; Burlaka, M. und Joly, C. (2015): Design of Waste Heat Recovery Systems based in Supercritical ORC for Powerful Gas and Diesel Engines. 3rd International Seminar on ORC Power Systems, 12.-14. Okt. 2015, Brüssel, Belgien, Paper ID: 26.
- Schaeffler (2008): Wälzlager, 1., überarbeitete und erweiterte Auflage, Schaeffler KG.
- Schröder, W. (2004): Fluidmechanik. Wissenschaftsverlag Mainz in Aachen, Aachen.
- Schweitzer, P. (2004): Corrosion Resistance Tables: Metals, Nonmetals, Coatings, Mortars, Plastics, Elastomers, Linings and Fabrics, 5. Auflage. CRC-Press.
- Sedriks, A. (1969): Stress Corrosion Cracking of Titanium in Alcohol-Iodine Solutions. In: Corrosion-NACE, Band 25(5): S. 207–208.
- Sedriks, A.; Green, J. und Slattery, P. (1968): Stress Corrosion Cracking and Corrosion Behavior of Ti and Ti-Al Alloys in Methanol Iodine Solutions. In: Corrosion-NACE, Band 24(6): S. 172–177.
- Seher, D.; Lengenfelder, T.; Gerhardt, J.; Eisenmenger, N.; Hackner, M. und Krinn, I. (2012): Waste Heat Recovery for Commercial Vehicles with a Rankine Process. 21 st Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, 08.-10. Okt. 2012, Aachen, Deutschland.
- Seume, J. R.; Peters, M. und Kunte, H. (2016): Design and test of a 10 kW ORC supersonic turbine generator. In: 1st International Seminar on Non-Ideal Compressible-Fluid Dynamics for Propulsion & Power, 20. - 21. Okt. 2016, Varenna, Italien.
- Shaaban, S. und Seume, J. R. (2006): Analysis of Turbocharger Non-Adiabatic Performance. In: 8th International Conference on Turbochargers and Turbocharging. S. 119–130.
- Shao, Z. (1991): Untersuchung und Optimierung einer kleinen hochoberigen Dampfturbine im Clausius-Rankine-Cycle. Dissertation, Universität Hannover.
- Simon, C. (2014): Freudenberg Sealing Technologies GmbH & Co. KG, persönliche Aussage von Herrn Clemens Simon.

- Simon, C.; Lang, K.; Feigl, P. und Bock, E. (2010): Turboladerdichtung für Null-Ölverbrauch und minimiertes Blow. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift. Band 71, S. 266–271.
- Sourell, R.; Kunte, H.; Hütker, J.; Nikolov, A.; Eilts, P.; Seume, J. und Brümmer, A. (2012): Expansionsmaschine (Vorstudie): Gegenüberstellung des Anwendungspotentials von Hubkolben-, Rotationsverdrängermaschinen und Strömungsmaschinen für die Abwärmenutzung in einem Rankine-Kreislauf am Abgasstrang eines PKWs und eines NKWs (Abschlussbericht). Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., Frankfurt am Main, Deutschland.
- Span, R.; Eifler, W. und Struzyna, R. (2011): Nutzung der Motorabwaerme durch Kreisprozesse (Abschlussbericht). Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., Bad Neuenahr, Deutschland.
- Stenning, A. (1953): Design of Turbines for High Energy, Low Power Output Applications. Technischer Bericht, DACL Rep. 79, Massachusetts Institute of Technology.
- Stodola, A. (1945): Steam and Gas Turbines (Vol. 1), 6. Auflage. McGraw-Hill Book Company.
- Stratford, B. und Sansome, G. (1960): Theory and Tunnel Tests of Rotor Blades for Supersonic Turbines. In: Aeronautical Research council Reports and Memoranda, Nr. 3275.
- Stratford, B. und Sansome, G. (1962): The Performance of Supersonic Turbine Nozzles. In: Aeronautical Research council Reports and Memoranda, Nr. 3273.
- Strauss, K. (2016): Kraftwerkstechnik, 7. Auflage. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg/New York.
- Suter, P. und Traupel, W. (1959): Untersuchungen über den Ventilationsverlust von Turbinenrädern. Leemann, Zürich.
- Sutton, G. P. und Biblarz, O. (2001): Rocket Propulsion Elements, 7. Auflage. John Wiley & Sons, Inc, Hoboken, USA.
- Swanson, E.; Powell, C. D. und Weissman, S. (2005): A practical review of rotating machinery critical speeds and modes. In: Sound And Vibration, Band 39: S. 10–17.
- Thake, J. (2000): The Micro-Hydro Pelton Turbine Manual: Design, Manufacture and Installation for Small-Scale Hydropower. ITDG Publishing, London.
- Thiruvengadam, A.; Pradhan, S.; Thiruvengadam, P.; Besch, M. und Carder, D. (2014): Heavy-Duty Vehicle Diesel Engine Efficiency Evaluation and Energy Audit, Abschlussbericht. Center for Alternative Fuels, Engines & Emissions, West Virginia University, USA.

Literaturverzeichnis

- Traupel, W. (2001): Thermische Strömungsmaschinen, 4. Auflage. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg/New York.
- Trelleborg (2010): Werkstoffe Medienbeständigkeit. http://tss-static.com/remotemedia/media/globalformastercontent/downloadsautomaticallycreatedbyscript/catalogsbrochures/mat_chem_comp_de.pdf. Zugegriffen am 18.08.2016.
- van Basshuysen, R. und Schäfer, F. (2015): Handbuch Verbrennungsmotoren, 7. Auflage. Springer-Verlag, Wiesbaden.
- Vanco, M. R. und Goldman, L. J. (1968): Computer Program for Design of Two-dimensional Supersonic Nozzle with Sharp-edged Throat. In: NASA Technical Memorandum - NASA TM X-1502.
- VDA (2009): Antriebe und Kraftstoffe der Zukunft, 2. überarbeitete Auflage, Verband der Automobilindustrie e.V., Berlin.
- Wilson, D. G. und Korakianitis, T. (1998): The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines, 2. Auflage. Prentice Hall, Upper Saddle River.
- Zrunek (2003): Eigenschaften Elastomere - Beständigkeiten. <http://www.zrunek.at/viton-fkm-fpm-fluorelastomere/download/Elastomer-Bestaendigungsliste.pdf>. Zugegriffen am 08.08.2016.
- Zwickler, U. (1974): Titan und Titanlegierungen. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg/New York.

Abbildungsverzeichnis

2.1	Energiebilanz von Verbrennungsmotoren, LKW nach Thiruvengadam et al. (2014), PKW nach Bourhis und Leduc (2010)	3
2.2	(l) Rankine Cycle im T-s-Diagramm, (r) Schaltbild eines Rankine Cycle, nach Kunte und Seume (2016)	6
3.1	Wellenausbreitung bei Unter- und Überschallströmung (nach Schröder 2004)	11
3.2	Exemplarische Darstellung von Verdichtungsstößen	12
3.3	Zusammenhang zwischen Umlenkwinkel und Stoßwinkel in Abhängigkeit der Mach-Zahl	13
3.4	(l) Kompressionswelle, (r) Expansionswelle	14
3.5	Schematische Darstellung einer Lavaldüse	15
3.6	Strahlablenkung nach Traupel (2001)	16
3.7	Typische Schaufelkontur eines konventionell erstellten supersonischen Turbinenrotors	17
3.8	Keilförmige Aufdickung der Vorderkante von supersonischen Turbinenrotoren nach Boxer et al. (1952), a) saugseitige Ausrichtung, b) druckseitige Ausrichtung mit tangentialem Übergang, c) druckseitige Ausrichtung für eine supersonische axiale Strömungskomponente	18
3.9	Druckverteilung in supersonischen Impulsturbinen unter Anwendung der Methode der Charakteristiken, (l) Rotor mit konstanter Krümmung der Oberflächen, (r) Rotor mit Transitionsbögen zwischen (A-B), (C-D), (L-N) und (K-M) mit halber Krümmung (Stratford und Sansome 1960)	19
3.10	Expansionsverluste in teilbeaufschlagten Turbinen nach dem Ansatz von Stenning (1953)	23
3.11	Regelungskonzepte durch variable Teilbeaufschlagung	25
4.1	Erzielbare Leistung eines ORCs im Auslegungspunkt mit unterschiedlichen Arbeitsmedien ($\eta_T = 70\%$, Δ : Grenze zur Kondensation nach isentroper Expansion, \square : Grenze zur Kondensation nach einer Expansion mit $\eta_T = 70\%$)	29
4.2	Dampfkreislauf im T-s-Diagramm für Aceton bei unterschiedlicher Überhitzung des Dampfes	29
4.3	Dampfkreislauf im T-s-Diagramm für Ethanol bei unterschiedlicher Überhitzung des Dampfes	30
4.4	Turbinenwirkungsgrad bei variablem Teilbeaufschlagungsgrad für vier Turbinendurchmesser auf Basis des Vorauslegungsprogramms	33

Abbildungsverzeichnis

4.5	Geometrische Beschreibung der Lavaldüse abgeleitet von Sutton und Biliarz (2001)	34
4.6	2D-Schaufelprofil des Turbinenstators an der Nabe; schematische Schnittansicht des engsten Querschnitts	35
4.7	2D-Schaufelprofil des Turbinenrotors an der Nabe	36
4.8	Rechengebiete für die numerischen Simulationen (Kunte et al. 2017), (l) Domain für die Parameterstudie, (r) Domain für die Kennfeldberechnung	37
4.9	Ergebnisse der Parametervariation im Auslegungsprozess	40
4.10	2D-Schnitt der Turbine und Winkelkonvention (Kunte et al. 2017)	43
5.1	Übersicht über die Gesamtmaschine (Kunte et al. 2017)	45
5.2	Schnittansicht der Turbinenbaugruppe und des Generators (Kunte et al. 2017)	46
5.3	(l) Aufbau des Turbinenstators (Kunte et al. 2017), (r) Foto des montierten Turbinenstators (Kunte und Seume 2016)	47
5.4	Foto des Turbinenrotors (Kunte und Seume 2016)	48
5.5	Ergebnisse der optischen Vermessung des Turbinenstators, Abweichungen der Turbine BZ2 zur Sollgeometrie der Turbine BZ1 (Kunte et al. 2017) .	50
5.6	(l) Statorpassage 2 in vergrößerter Ansicht, (r) Segmentverdrehung zur Anpassung des Turbinenstators (Kunte et al. 2017)	51
5.7	Ergebnisse der optischen Vermessung des Turbinenrotors, Abweichungen der Turbine BZ2 zur Sollgeometrie der Turbine BZ1 (Kunte et al. 2017) .	52
5.8	Lagerung der Welle (Kunte et al. 2017)	53
5.9	(l) Montierte Gleitringdichtung (Kunte et al. 2017), (r) skizziertes Schnittbild der Gleitringdichtung	54
5.10	Einbausituation der Dichtung und Sperrgasströmung im Sammelraum; Dichtung schematisch dargestellt (Kunte et al. 2017)	55
5.11	Schematische Darstellung der Regelungseinheit zur variablen Teilbeaufschlagung (Kunte et al. 2017)	56
5.12	CAD-Modell der Regelungseinheit (Kunte et al. 2017)	57
5.13	Kanalführung und Messstellenpositionierung innerhalb des Verteilers (Kunte et al. 2017)	57
5.14	Prüflingsseitige Isolation und Beheizung der Regelungseinheit und des Messrohrs (Kunte et al. 2017)	58
5.15	Modell des Rotorsystems	59
5.16	Campbell-Diagramm der Expansionsmaschine	60
5.17	Auswirkungen der Wasserbeimischung zum Ethanol auf die Leistung und die Eintrittstemperatur der Turbine bei gleichem Turbinenwirkungsgrad .	63
5.18	(l) Expansionsmaschine ohne Regelungseinheit, (r) Expansionsmaschine mit Regelungseinheit (Kunte et al. 2017)	64
6.1	Vereinfachtes Flussdiagramm des Prüfstands (Kunte et al. 2017)	67
6.2	Vereinfachtes Flussdiagramm mit den zur Wirkungsgradbestimmung verwendeten Messstellen (Kunte et al. 2017)	68

6.3	Eisenverluste im Generator; $a = 3,05$; $b = 9$; $T_K = 0,11\%/K$	73
6.4	Kupferverluste im Generator	73
6.5	Reibungsverluste in den Wälzlagern berechnet mit Bearinx nach Kunte et al. (2017)	74
6.6	Reibungsverluste in der aerodynamisch geschmierten Dichtung von FST nach Lang (2007)	75
7.1	Numerisch ermitteltes Kennfeld der ausgelegten Turbine BZ1	78
7.2	(l) Abhängigkeit des Turbinenwirkungsgrads von der Drehzahl, dem Teilbeaufschlagungsgrad und dem Eintrittsdruck, (r) Wirkungsgradreduktion durch die Teilbeaufschlagung	81
7.3	Numerisch ermitteltes Kennfeld: Vergleich zwischen Turbine BZ1 und Turbine BZ3, Massenstromabweichung der Turbine BZ1 durch Varianz des engsten Querschnitts im Stator von $\pm 0,04$ mm als eingefärbte Fläche dargestellt	83
7.4	Drehzahlkennlinien: Gegenüberstellung der experimentellen (Turbine BZ2) und numerischen (Turbine BZ3) Ergebnisse; Kurve CFD-korr. korrigiert mit $\Delta\eta_{\text{CFD-Exp.}}$ aus Tab. 7.1	85
7.5	Turbinenkennfelder: Gegenüberstellung der experimentellen (Turbine BZ2) und numerischen (Turbine BZ3) Ergebnisse, Massenstromabweichung der Turbine BZ3 durch Varianz des engsten Querschnitts im Stator von $\pm 0,04$ mm als eingefärbte Fläche dargestellt	87
8.1	Mach-Zahl-Verteilung in der Turbine BZ1 auf 50% der Kanalhöhe	89
8.2	Numerisch ermittelte Massenstromerhöhung durch die fertigungsbedingte Erhöhung der Querschnittsfläche im Düsenhals der angepassten Turbine BZ3; plane Isofläche: Berechnung der Querschnittsfläche auf Basis einer planen Fläche; gebogene Isofläche: Ermittlung der Isofläche mit $Ma = 1$ im engsten Querschnitt	90
8.3	(l) Vergleich zwischen dem engsten Querschnitt der Lavaldüse und der Isofläche mit $Ma = 1$, (r) 3D-Gestalt der Isofläche mit $Ma = 1$	91
8.4	Änderung des Düsenexpansionsverhältnisses durch die fertigungsbedingte Erhöhung der Querschnittsfläche im Düsenhals; plan: Berechnung der Querschnittsfläche auf Basis einer planen Fläche; gebogen: Ermittlung auf Basis der Isofläche mit $Ma = 1$	92
8.5	Druckverteilung im Stator bei einem Eintrittsdruck von 40 bar und einer Drehzahl von 100.000 min^{-1} ; oben: Turbine BZ1; unten: Turbine BZ3, Passagen drei und vier	93
8.6	Induzierte Stoßfronten und Expansionsfächer zwischen Stator und Rotor der Turbine BZ1; reflektierte Stoßfronten und Expansionsfächer sind nicht dargestellt	94
8.7	Drehzahlabhängiges Statordruckverhältnis	95

Abbildungsverzeichnis

8.8	Rotoranströmung der Turbine BZ1 (Ebene 1), Blick in Strömungsrichtung, (Betriebspunkt: $p_{\text{ein}} = 40 \text{ bar}$; $n = 100.000 \text{ min}^{-1}$; Clockingposition $Cl = 0^\circ$)	97
8.9	Stromlinien ausgehend vom impulsarmen Fluid im Nabenbereich der Turbine BZ1, die Schaufeloberfläche mit negativer Wandreibung ist rot markiert (Betriebspunkt: $p_{\text{ein}} = 40 \text{ bar}$; $n = 100.000 \text{ min}^{-1}$; Clockingposition $Cl = 0^\circ$)	98
8.10	Mach-Zahl-Verteilung in der Turbine BZ1, saugseitige Position des Wirbelgebiets (Betriebspunkt: $p_{\text{ein}} = 40 \text{ bar}$; $n = 100.000 \text{ min}^{-1}$; Clockingposition $Cl = 0^\circ$)	99
8.11	Mach-Zahl- und Druckverlauf in der Rotorpassage, Turbine BZ1, die Clockingpositionen wurden gemittelt	100
8.12	Mach-Zahl- und Druckverlauf in der Rotorpassage, Turbine BZ3, die Passagen und Clockingpositionen wurden gemittelt	102
8.13	Mach-Zahl-Verlauf und Druckverhältnis in der Rotorpassage für eine Drehzahl von 90.000 min^{-1} , die Passagen und Clockingpositionen wurden gemittelt	103
8.14	Freie Expansion am Rotoraustritt und resultierende Winkeländerung, $\Delta\alpha = \alpha_6 - \alpha_5$ (Winkelkonvention siehe Abb. 3.6)	104
8.15	Turbine BZ3: (l) Wirkungsgradverlust ab Rotoraustritt (Pos. 5), (r) Wirkungsgraddefizit durch Strahlablenkung am Rotoraustritt bezogen auf die drehzahlgleichen Betriebspunkte mit $p_{T,\text{ein}}=20 \text{ bar}$	105
9.1	Leistungsabhängiger Abgasmassenstrom und Abgastemperatur des LKW-Verbrennungsmotors	107
9.2	Elektrische Zusatzleistung und Kraftstoffeinsparung durch den Einsatz eines ORCs zur Abgaswärmenutzung	109
9.3	Verbessertes Regelungskonzept zur Maximierung der Treibstoffeinsparung	111
A.1	Erzielbare Leistung eines ORC im Auslegungspunkt bei einer Druckvariation (Teil 1) ($\eta_T = 70\%$, Δ : Grenze zur Kondensation nach isentroper Expansion, \square : Grenze zur Kondensation nach einer Expansion mit $\eta_T = 70\%$)	134
A.2	Erzielbare Leistung eines ORC im Auslegungspunkt bei einer Druckvariation (Teil 2) ($\eta_T = 70\%$, Δ : Grenze zur Kondensation nach isentroper Expansion, \square : Grenze zur Kondensation nach einer Expansion mit $\eta_T = 70\%$)	135
A.3	Wahl von Durchmesserzahl und Laufzahl im Cordier-Diagramm zur Medienbeurteilung hinsichtlich der Turbinenauslegung, Quelle Cordier-Diagramm: Beitz und Grote (1997)	136
B.1	2D-Schnitt der Turbine und Winkelkonvention (Kunte et al. 2017)	137

C.1	Clocking von Rotor und Stator der Turbine BZ3. Gegenüberstellung des maximalen Wirkungsgradfehlers bei der Mittelung einer variablen Anzahl von Clockingpositionen. Die Clockingpositionen weisen eine äquidistante Verteilung auf.	139
C.2	Einfluss des Fillet-Radius auf den Turbinenwirkungsgrad	139
D.1	1. Biegemode der Welle	141
D.2	2. Biegemode der Welle	141
E.1	ORC-Modul des Instituts für Kraftwerkstechnik und Wärmeübertragung der Universität Hannover außerhalb des Turboladerprüfstands (Seume et al. 2016)	144
F.1	Ergebnisse eines Zugversuchs mit einer Zugprobe aus unlegiertem Titan in alkoholischer Lösung, belastet mit 80% der Streckgrenze. Auftragung des Versagenszeitpunkts in Abhängigkeit der Viskosität (Sedriks 1969)	145
F.2	Ergebnisse eines Zugversuchs mit einer Zugprobe aus legiertem und unlegiertem Titan in alkoholischer Lösung (Methanol), belastet mit 75% der Streckgrenze. Auftragung des Versagenszeitpunkts in Abhängigkeit des Wasser- und Salzsäuregehalts (Haney und Wearmouth 1969)	146
F.3	Ergebnisse eines Zugversuchs mit Zugproben aus legiertem und unlegiertem Titan in alkoholischer Jodlösung (Methanol). Aufgetragen ist der Versagenszeitpunkt in Abhängigkeit des Aluminiumanteils (Sedriks et al. 1968)	147
G.1	Turbinenkennfeld für die Berechnung der Treibstoffeinsparung; Turbine BZ1, numerisch ermittelt	149
G.2	Turbinenkennfeld für die Berechnung der Treibstoffeinsparung; Turbine BZ3, numerisch ermittelt	150
G.3	Turbinenkennfeld für die Berechnung der Treibstoffeinsparung; Turbine BZ2, experimentell ermittelt	151

Abbildungsverzeichnis

Tabellenverzeichnis

2.1	Experimentell untersuchte Expansionsmaschinen für ORC-Anlagen kleiner Leistung unter Einbeziehung publizierter Prototypen	9
4.1	Abgasmassenströme und -temperaturen des LKW-Dieselmotors nach der AGN	27
4.2	Limitierende Randbedingungen des Organic Rankine Cycles bei der Prozessauslegung	28
4.3	Randbedingungen zur Erzielung der maximalen Prozessleistung	31
4.4	Turbinenparameter nach dem Cordier-Diagramm für unterschiedliche Prozessmedien	32
4.5	Dimensionslose Turbinenkennzahlen zur Turbinenauslegung	32
4.6	Netzparameter und -qualität für die Parameterstudie und die Kennfeldrechnung, jeweils eine Rotor- bzw. Statorpassage	39
4.7	Wirkungsgradsteigerung durch eine radiale Kanalerweiterung zwischen Stator und Rotor	42
4.8	Geometrische Parameter der ausgelegten Turbine BZ1	43
5.1	Vergleich der Querschnittsflächen im Düsenhals zwischen Auslegungsgeometrie (Turbine BZ1), gemessener Geometrie (Turbine BZ2) und angepasster Geometrie (Turbine BZ3) (Kunte et al. 2017)	51
5.2	Schnittpunkt der Eigenfrequenzen mit der Betriebsdrehzahl (1. Harmonische)	61
5.3	Spezifikationen der Expansionsmaschine (ermittelt aus dem CAD-Modell, Kunte et al. 2017)	65
6.1	Auswertegrößen; Positionsdefinition nach Abb. 6.2	71
7.1	Betriebsbedingungen der Turbine BZ2 während der experimentellen Untersuchung	84
8.1	Statordruckverhältnis und -austritts-Mach-Zahl der Turbinen BZ1 und BZ3	93
A.1	Randbedingungen des ORC-Modells im Rahmen der thermodynamischen Analyse	133
B.1	Geometrische Parameter der Turbinen BZ1, BZ2 und BZ3, Winkelkonvention in Abb. B.1	138
C.1	Ergebnisse der Netzstudie für das Rechnetz II nach Roache (1994) . . .	140

Tabellenverzeichnis

E.1	Eingesetzte Dichtungsmaterialien in der Expansionsmaschine, die mit Ethanol in Kontakt kommen	143
E.2	Metallische Werkstoffe, die mit Ethanol in Kontakt stehen	143
E.3	Auslegungsrandbedingungen des Prüfstands	144

A Anhang: thermodynamische Auslegung des Kreisprozesses

Tabelle A.1: Randbedingungen des ORC-Modells im Rahmen der thermodynamischen Analyse

Pumpe	$\eta_P = 0,8$
Verdampfer	$\Delta p_{\text{Verdampfer}} = 0,2 \text{ bar}$
	$\Delta T_{\text{min}} = 20^\circ\text{C}$
Turbine	$\eta_{s,T} = 0,7$ (Auslegung der Turbine)
	$\eta_{s,T} = \text{variabel}$ (Kraftstoffeinsparung)
Kondensator	$T_{\text{Kond.}} = 70^\circ\text{C}$
	$\Delta p_{\text{Kond.}} = 0,05 \text{ bar}$
	$p_{\text{max}} = 40 \text{ bar}$
	$p_{\text{min}} = 0,5 \text{ bar}$

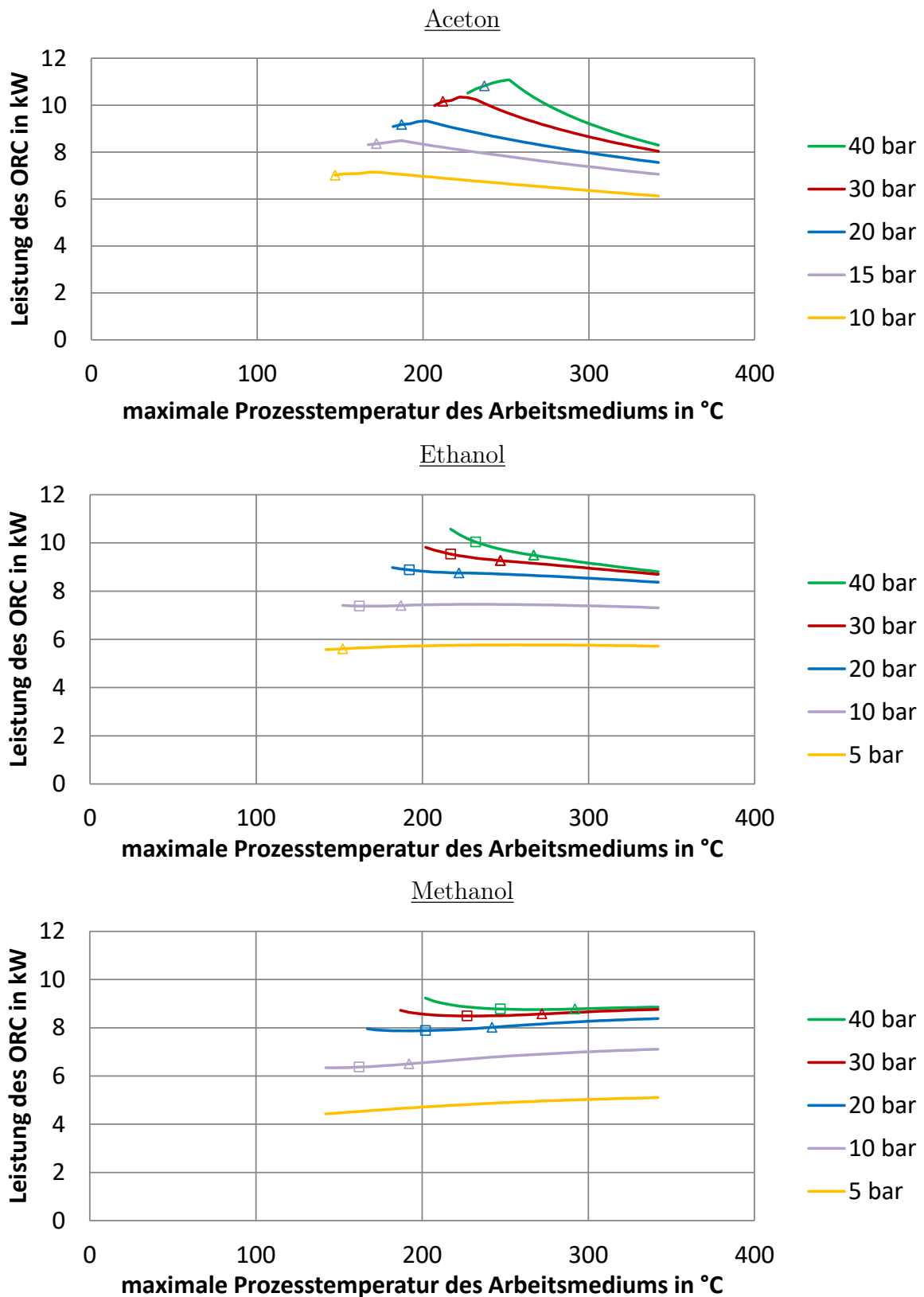


Abbildung A.1: Erzielbare Leistung eines ORC im Auslegungspunkt bei einer Druckvariation (Teil 1) ($\eta_T = 70\%$, Δ : Grenze zur Kondensation nach isentroper Expansion, \square : Grenze zur Kondensation nach einer Expansion mit $\eta_T = 70\%$)

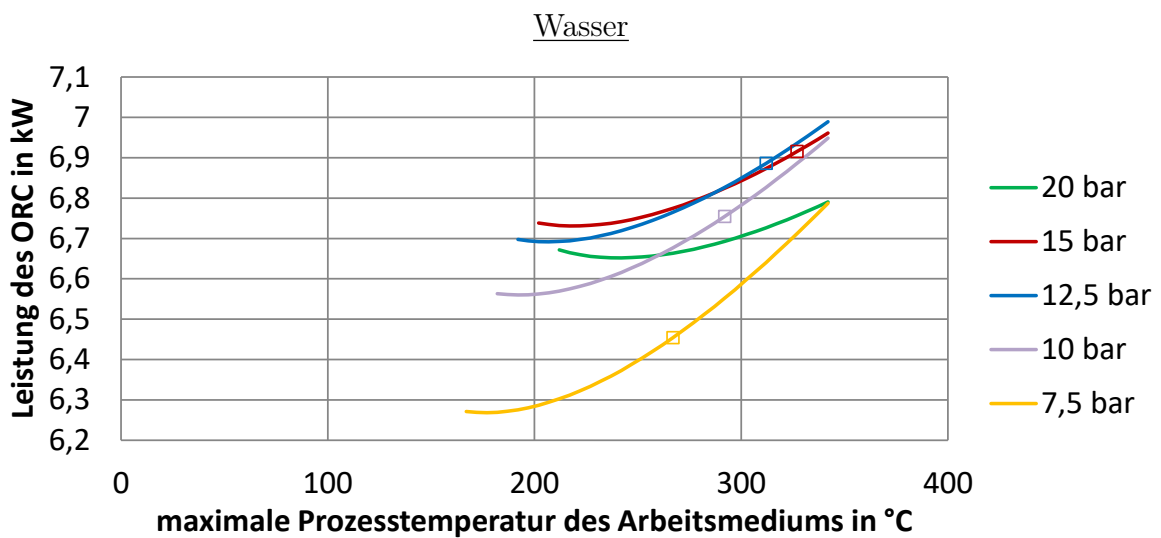
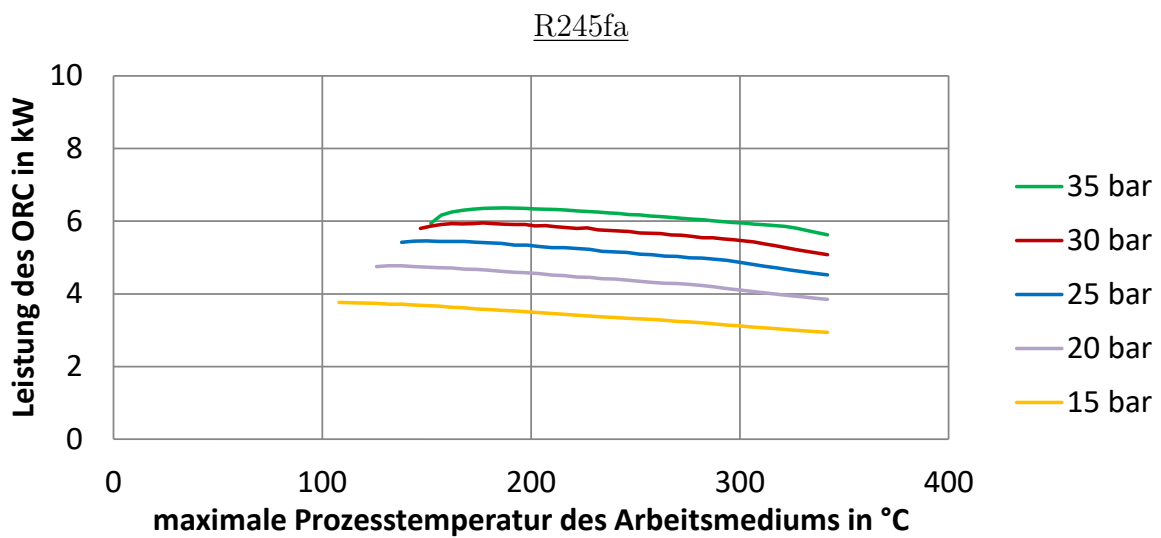
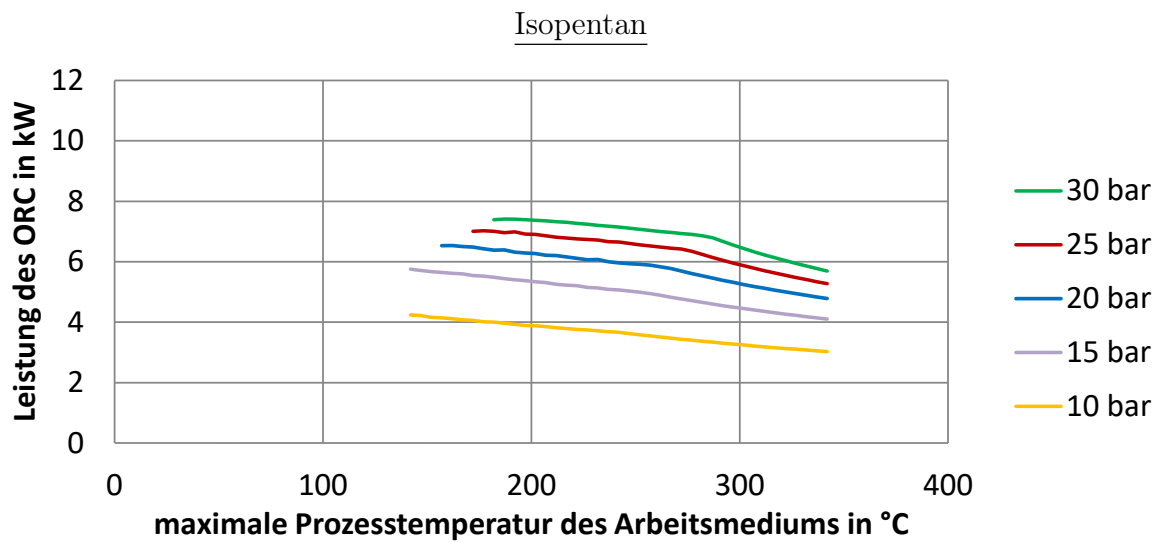


Abbildung A.2: Erzielbare Leistung eines ORC im Auslegungspunkt bei einer Druckvariation (Teil 2) ($\eta_T = 70\%$, Δ : Grenze zur Kondensation nach isentroper Expansion, \square : Grenze zur Kondensation nach einer Expansion mit $\eta_T = 70\%$)

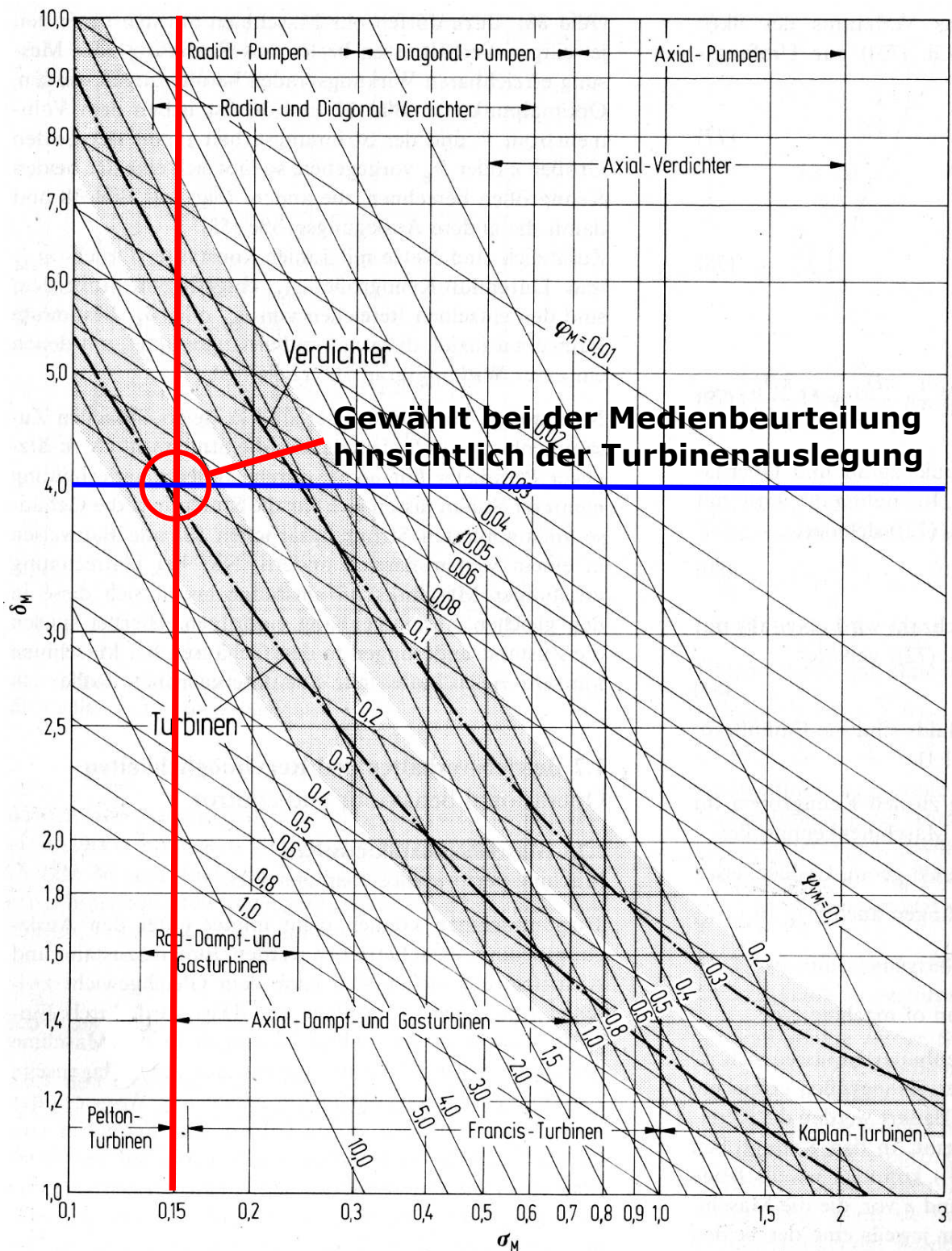


Abbildung A.3: Wahl von Durchmesserzahl und Laufzahl im Cordier-Diagramm zur Medienbeurteilung hinsichtlich der Turbinenauslegung, Quelle Cordier-Diagramm: Beitz und Grote (1997)

B Anhang: geometrische Parameter der Turbinen BZ1, BZ2 und BZ3

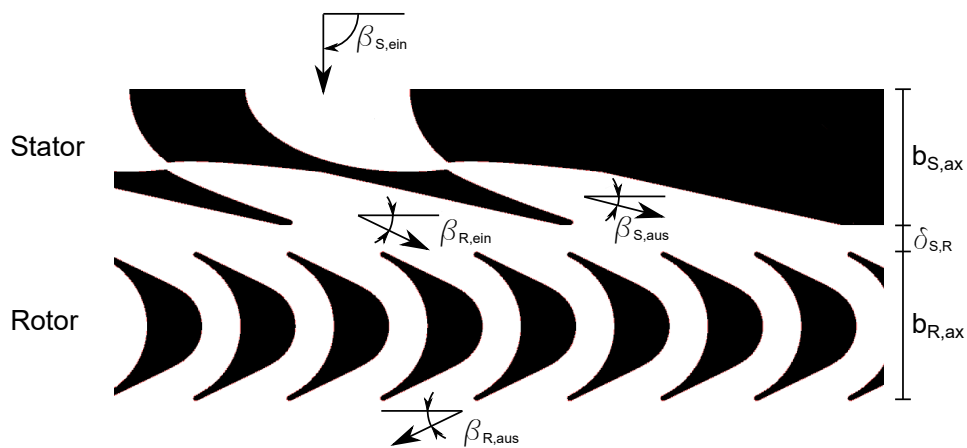


Abbildung B.1: 2D-Schnitt der Turbine und Winkelkonvention (Kunte et al. 2017)

B Anhang: geometrische Parameter der Turbinen BZ1, BZ2 und BZ3

Tabelle B.1: Geometrische Parameter der Turbinen BZ1, BZ2 und BZ3, Winkelkonvention in Abb. B.1

Stator			
	BZ1	BZ2	BZ3
$D_{S,Nabe}$ in mm	57,14		
$D_{S,Gehäuse}$ in mm	62,64		
$\beta_{S,ein}$ in °	90		
$\beta_{S,aus,Nabe}$ in °	15		
$\beta_{S,aus,Gehäuse}$ in °	13,6		
$b_{S,ax}$	8 mm		
N_S	10 (360°); 8 Passagen gefertigt auf 288°		
$A_{Düsenhals,Passage1}$ in mm ²	1,5125	1,770	1,856
$A_{Düsenhals,Passage2}$ in mm ²	1,5125	1,946	1,843
$A_{Düsenhals,Passage3}$ in mm ²	1,5125	1,999	2,076
$A_{Düsenhals,Passage4}$ in mm ²	1,5125	2,108	2,035
$A_{Düsenhals,Passage5}$ in mm ²	1,5125	1,840	1,801
$A_{Düsenhals,Passage6}$ in mm ²	1,5125	1,750	1,788
$A_{Düsenhals,Passage7}$ in mm ²	1,5125	1,867	1,788
$A_{Düsenhals,Passage8}$ in mm ²	1,5125	1,719	1,774
Rotor			
$D_{R,Nabe}$ in mm	56,42		
$D_{R,Gehäuse}$ in mm	62,98		
$\beta_{R,ein,Nabe}$	27		
$\beta_{R,aus,Gehäuse}$	25		
$b_{R,ax,real}$ in mm	10,1		
$b_{R,ax,CFD}$ in mm	11,1		
$N_{R,real}$	33		
$N_{R,CFD}$	30		
Radialspalt c in mm	0,15 (im Stillstand, kalt)		
$\delta_{S,R}$ in mm	1,2		

C Anhang: numerische Strömungssimulation

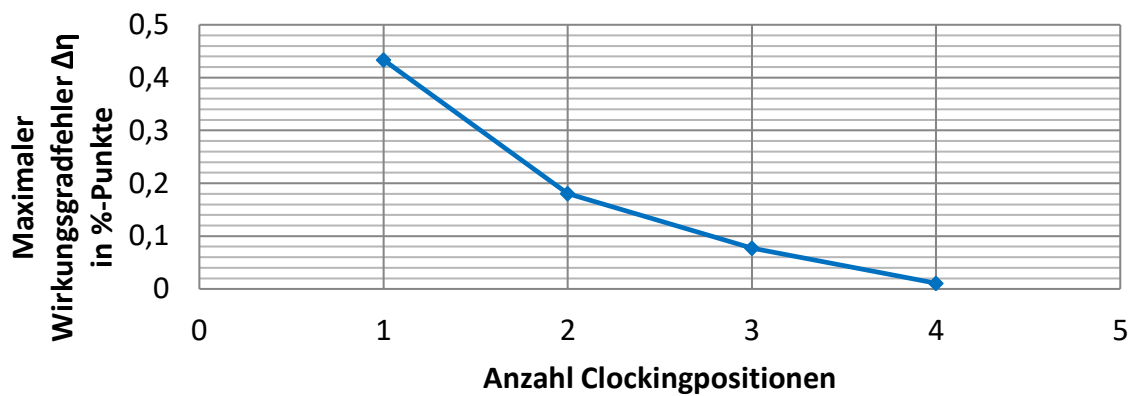


Abbildung C.1: Clocking von Rotor und Stator der Turbine BZ3. Gegenüberstellung des maximalen Wirkungsgradfehlers bei der Mittelung einer variablen Anzahl von Clockingpositionen. Die Clockingpositionen weisen eine äquidistante Verteilung auf.

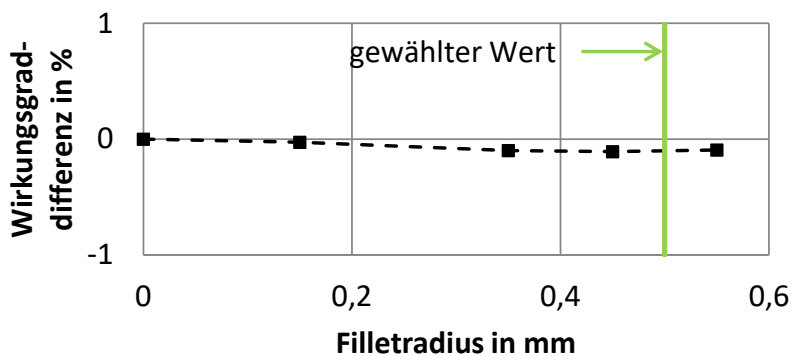


Abbildung C.2: Einfluss des Fillet-Radius auf den Turbinenwirkungsgrad

Tabelle C.1: Ergebnisse der Netzstudie für das Rechnetz II nach Roache (1994)

	Leistung	η_T	π_{ts}
r_{32}	1,2643	1,2643	1,2643
r_{21}	1,3164	1,3164	1,3164
$f_{c,2}$	4519,4	0,7013	37,0559
p	4,6451	4,7878	8,8431
f_e	4524,9	0,7022	37,0484
GCI_2	0,0015	0,0015	2,52E-04
E_2	0,0012	0,0012	2,02E-04
$\frac{GCI_2}{GCI_1 \cdot r_{21}^p}$	9,74E-01	1,03E+00	1,00E+00
$f_{e,p=1}$	4,54E+03	0,7038	37,0275
$GCI_{2,p=1}$	0,0115	0,0115	0,0066
$E_{2,p=1}$	0,0037	0,0036	7,66E-04

r_{xy}	Netzverfeinerung je Raumrichtung von Netz y zu Netz x
$f_{c,x}$	Mit Netz x berechneter Wert aus der CFD
f_e	Abschätzung der exakten Lösung
p	Ordnung
GCI_x	Grid Convergency Index von Netz x
E_x	Fehler mit Netz x bezogen auf die abgeschätzte exakte Lösung
$f_{e,p=1}$	Abschätzung der exakten Lösung mit $p = 1$
$GCI_{x,p=1}$	Grid Convergency Index von Netz x mit $p = 1$
$E_{x,p=1}$	Fehler mit Netz x bezogen auf die abgeschätzte exakte Lösung mit $p = 1$

D Anhang: Rotordynamik des Prototyps

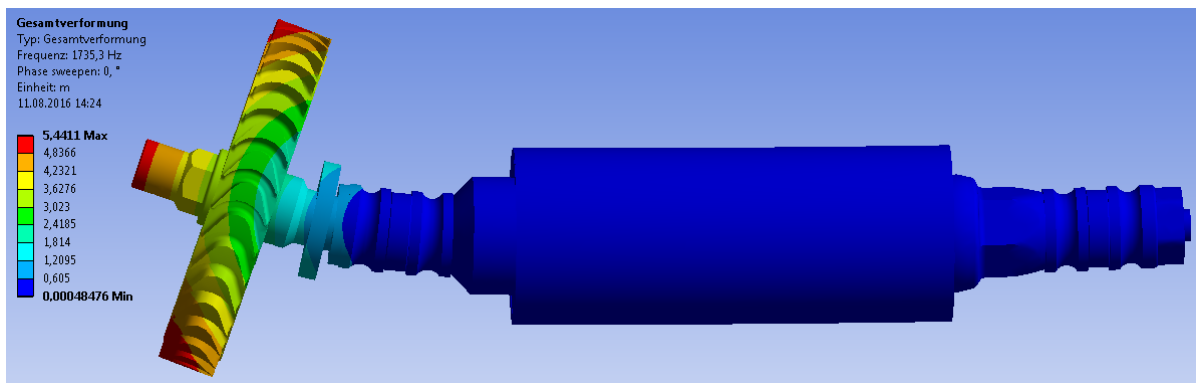


Abbildung D.1: 1. Biegemode der Welle

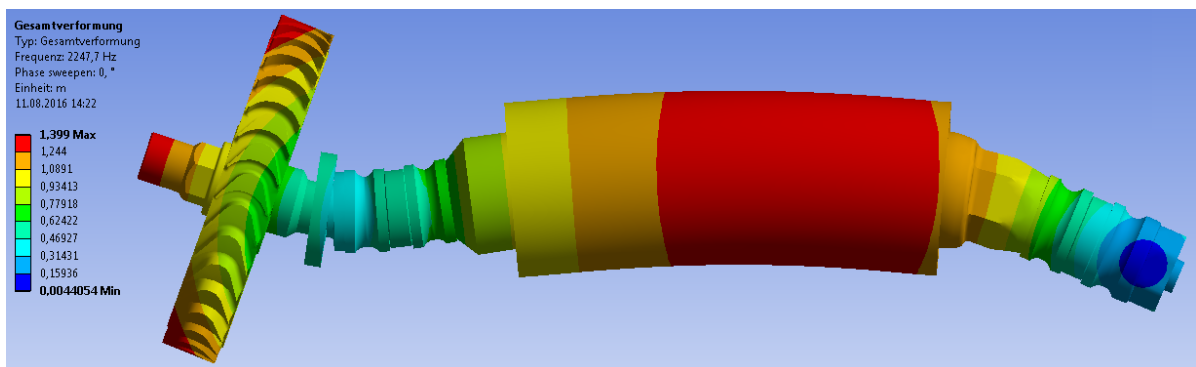


Abbildung D.2: 2. Biegemode der Welle

D Anhang: Rotordynamik des Prototyps

E Anhang: Konstruktion und experimentelle Versuchsdurchführung

Tabelle E.1: Eingesetzte Dichtungsmaterialien in der Expansionsmaschine, die mit Ethanol in Kontakt kommen

Material	Max. Einsatztemperatur	Prognostizierte Betriebstemperatur
FFKM	325°C	260°C
FKM	150°C	150°C
PTFE	260°C	260°C
Graphit	400°C	260°C

Tabelle E.2: Metallische Werkstoffe, die mit Ethanol in Kontakt stehen

Werkst.-Nr.	Legierung	Bauteil
Stähle mit hohem Chromgehalt (>16%)		
1.4104	X14CrMoS17	Lagerhalter
1.4305	X8CrNiS18-9	Turbinenstator, T-Stück
1.4542	X5CrNiCuNb16-4	Verteiler
1.4571	X6CrNiMoTi17-12-2	Freudenbergdichtung (Gehäuse)
1.4848	GX40CrNiSi25-20	Spirale
Stähle mit niedrigem Chromgehalt (1,5%)		
1.3505	100Cr6	Freudenbergdichtung (Laufkörper)
1.6582	34CrNiMo6	Welle, Wellenbahnmutter
Nichteisenmetalle		
	TiAl6V4Pd	Turbinenrotor

Tabelle E.3: Auslegungsrandbedingungen des Prüfstands

Parameter	Einheit	Wert
$\dot{m}_{T,\text{ein}}$	kg s^{-1}	0,0132 bis 0,132
$T_{T,\text{ein}}$	$^{\circ}\text{C}$	260
$p_{T,\text{ein}}$	bara	1 bis 43
$p_{T,\text{aus}}$	bara	0,5 bis 11



Abbildung E.1: ORC-Modul des Instituts für Kraftwerkstechnik und Wärmeübertragung der Universität Hannover außerhalb des Turboladerprüfstands (Seume et al. 2016)

F Anhang: Korrosion von Titanlegierungen in alkoholischen Lösungen

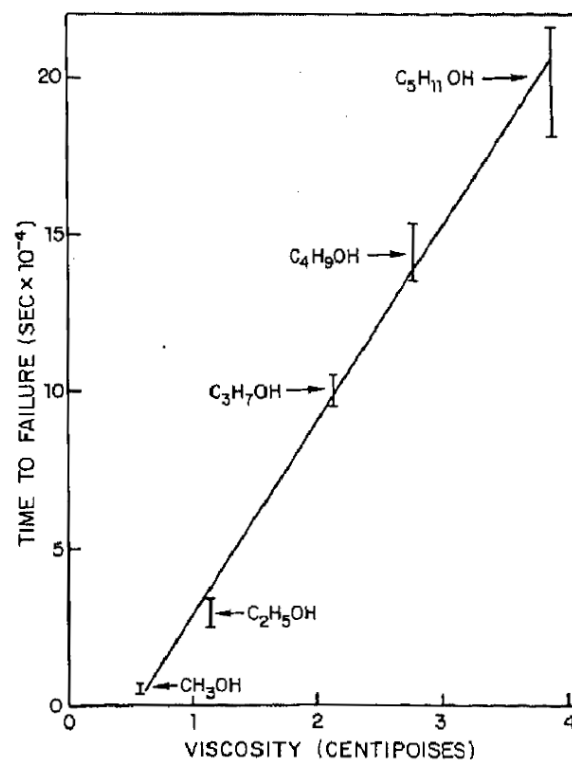


Abbildung F.1: Ergebnisse eines Zugversuchs mit einer Zugprobe aus unlegiertem Titan in alkoholischer Lösung, belastet mit 80% der Streckgrenze. Auftragung des Versagenszeitpunkts in Abhängigkeit der Viskosität (Sedriks 1969)

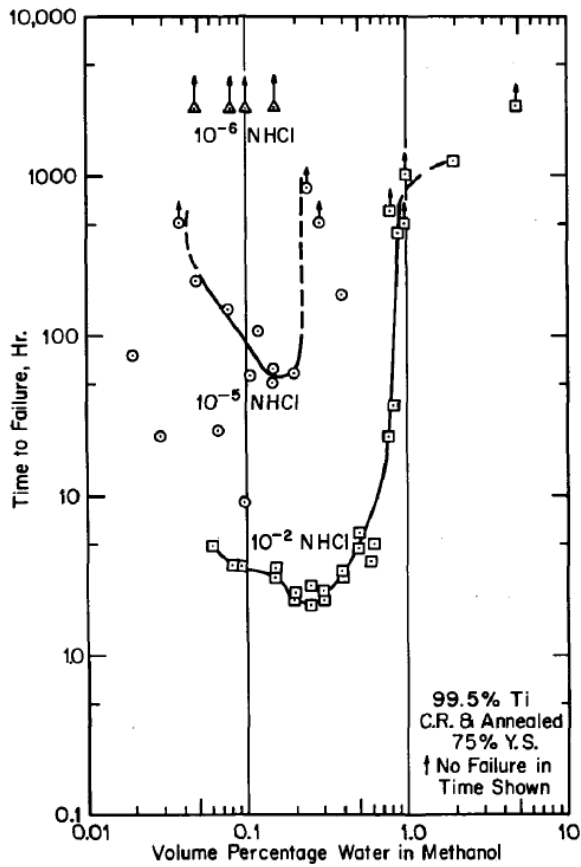


Figure 2 – Effect of HCl and water content on time-to-failure.

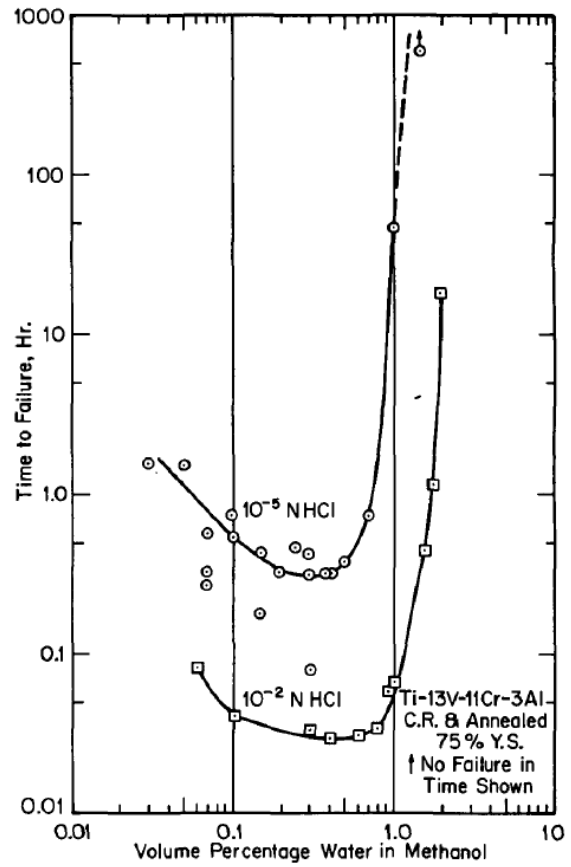


Figure 3 – Effect of HCl and water content on time-to-failure.

Abbildung F.2: Ergebnisse eines Zugversuchs mit einer Zugprobe aus legiertem und unlegiertem Titan in alkoholischer Lösung (Methanol), belastet mit 75% der Streckgrenze. Auftragung des Versagenszeitpunkts in Abhängigkeit des Wasser- und Salzsäuregehalts (Haney und Wearmouth 1969)

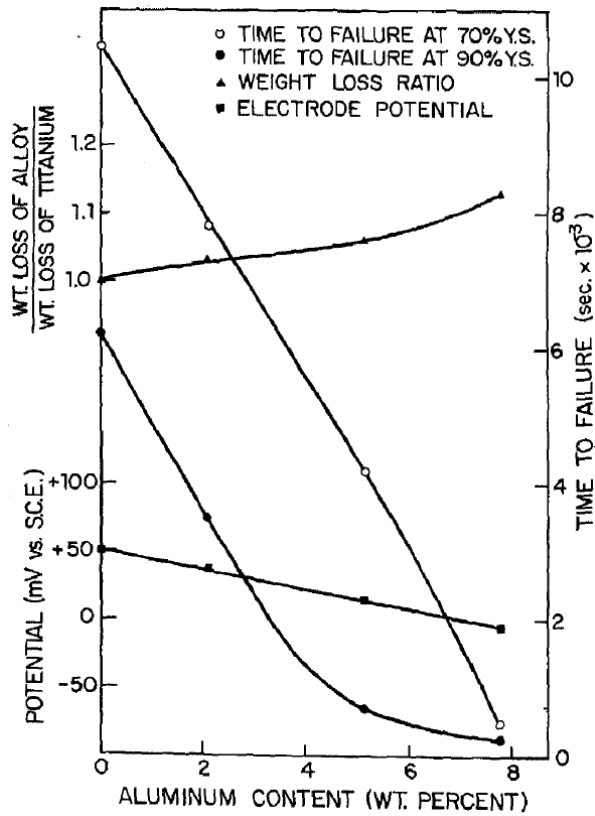


Abbildung F.3: Ergebnisse eines Zugversuchs mit Zugproben aus legiertem und unlegiertem Titan in alkoholischer Jodlösung (Methanol). Aufgetragen ist der Versagenszeitpunkt in Abhängigkeit des Aluminiumanteils (Sedriks et al. 1968)

G Anhang: Ermittlung der Kraftstoffeinsparung

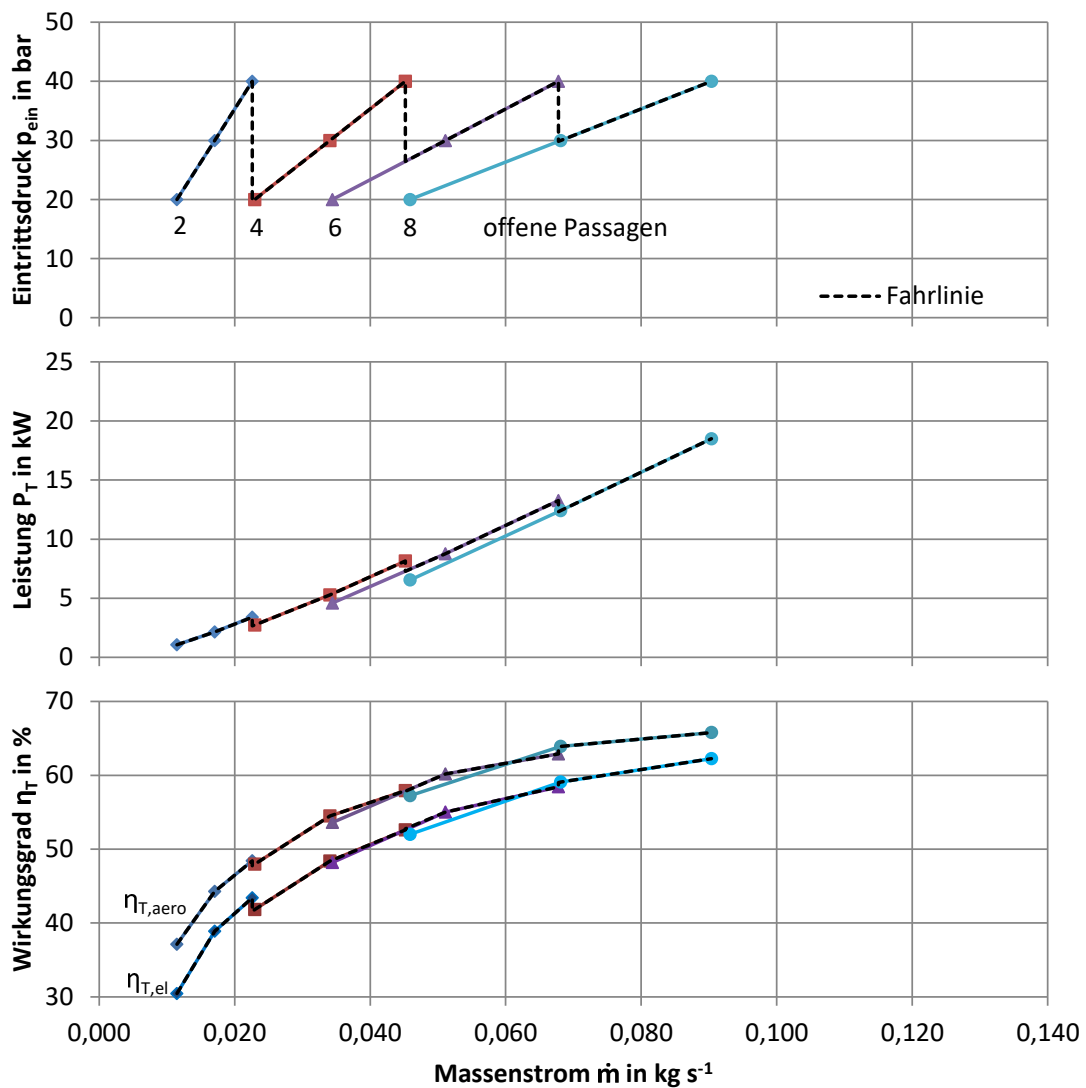


Abbildung G.1: Turbinenkennfeld für die Berechnung der Treibstoffeinsparung; Turbine BZ1, numerisch ermittelt

G Anhang: Ermittlung der Kraftstoffeinsparung

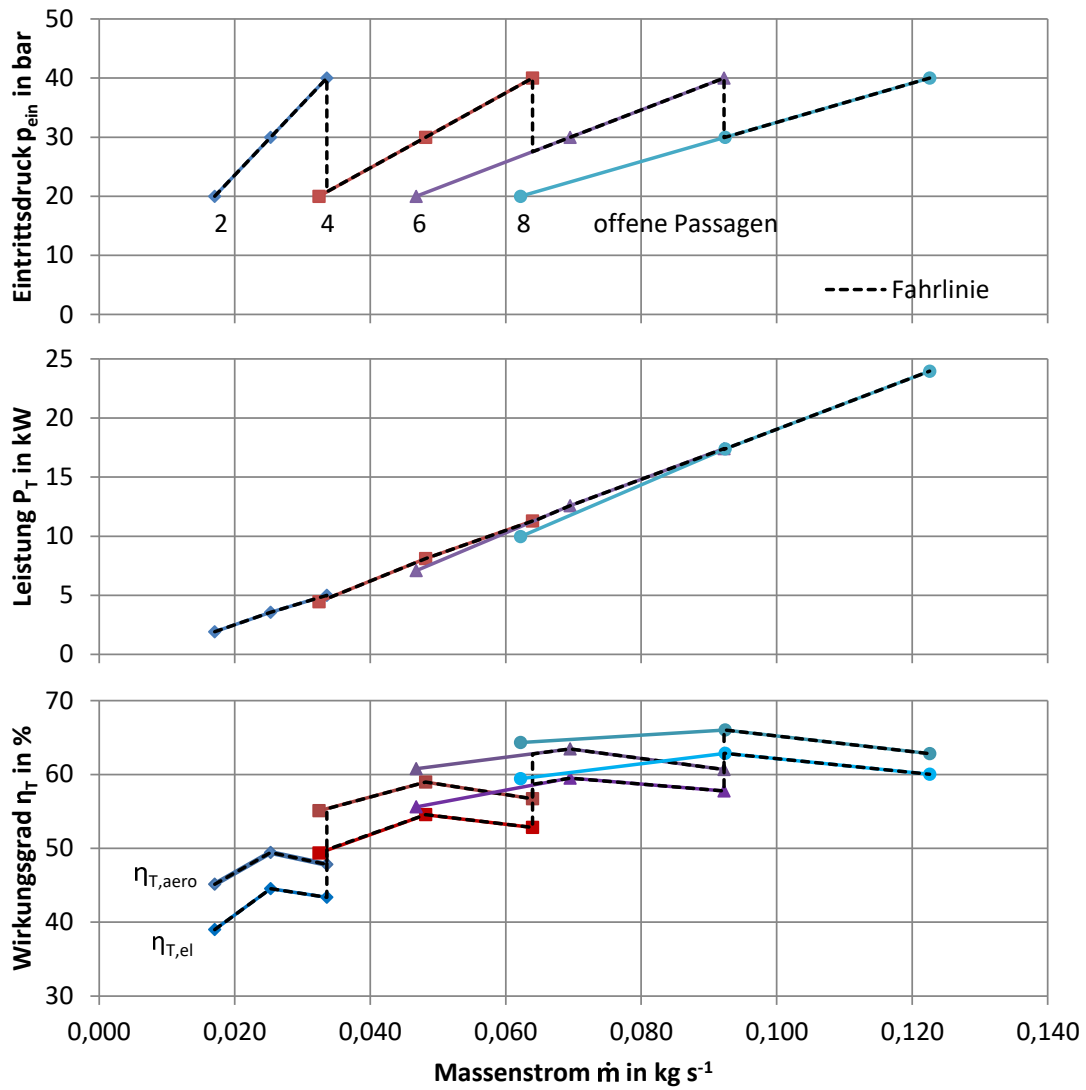


Abbildung G.2: Turbinenkennfeld für die Berechnung der Treibstoffeinsparung; Turbine BZ3, numerisch ermittelt

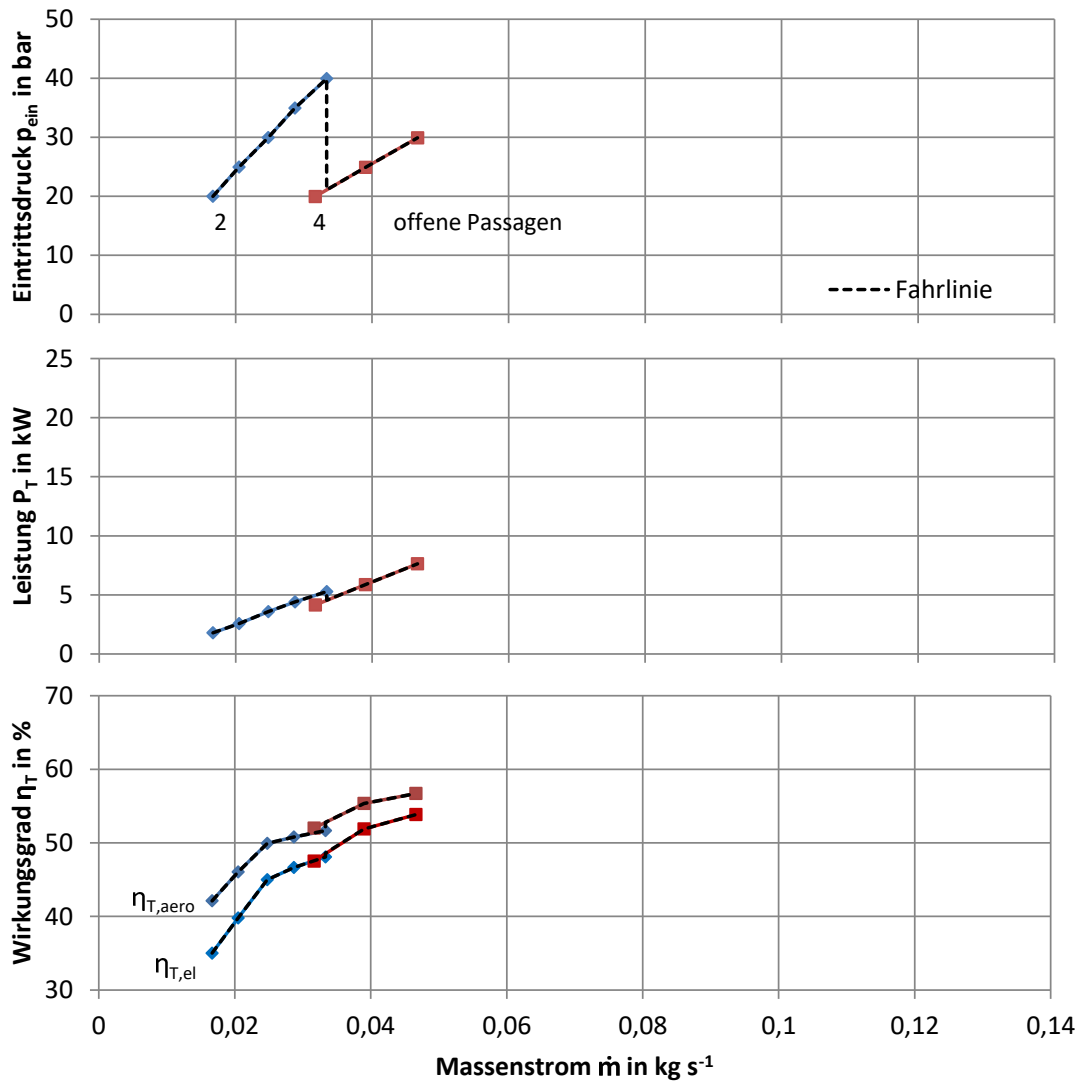


Abbildung G.3: Turbinenkennfeld für die Berechnung der Treibstoffeinsparung; Turbine BZ2, experimentell ermittelt

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name Harald Sebastian Kunte
Geburtsdatum 08. August 1983
Geburtsort Geldern

Schulbildung

1989 - 1993 Grundschule St. Antonius in Kevelaer
1993 - 2002 Gymnasium Kardinal-von-Galen in Kevelaer
Allgemeine Hochschulreife

Zivildienst

2002 - 2003 Umweltamt der Stadtverwaltung Kevelaer

Hochschulstudium

2003 - 2010 Studium des Maschinenbaus an der RWTH Aachen
Schwerpunkt: Energietechnik, Turbomaschinen
2007 - 2008 Auslandssemester an Dänemarks technischer Universität
in Lyngby/Kopenhagen

Berufstätigkeit

2010 - 2011 Projektingenieur bei der Ypsilon 3 GmbH:
Einsatz bei der Atlas Copco Energas GmbH
(Gas and Process Division)
2011 - 2016 Wissenschaftlicher Angestellter am Institut für Turbomaschinen
und Fluid-Dynamik der Leibniz Universität Hannover
seit 2016 Projektingenieur für die Entwicklung stationärer Gasturbinen
bei der Siemens AG