

Untersuchung von Dampfturboladern zur Effizienzsteigerung durch Kopplung von Dampf- und Druckluftnetzen

Dissertation
zur
Erlangung des Grades
Doktor-Ingenieur

der
Fakultät für Maschinenbau
der Ruhr-Universität Bochum

von

Markus Wäscher

aus Dülmen

Bochum 2021

Dissertation eingereicht am: 24.06.2021

Tag der mündlichen Prüfung: 27.10.2021

Erstgutachter: Prof. Dr.-Ing. Doetsch

Zweitgutachter: Prof. Dr.-Ing. habil. Wirsum

Vorwort

Zum Abschluss meiner Promotion und zur Finalisierung der Dissertation blicke ich auf einen sehr prägenden und lehrreichen Lebensabschnitt zurück. An dieser Stelle möchte ich daher den Personen, ohne die diese Zeit nicht so erfolgreich verlaufen wäre, Danke sagen.

Besonders möchte ich meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. Christian Doetsch, für den offenen Austausch, die konstruktiven Fachgespräche und die kurzfristigen Unterstützungen danken. Ebenso gilt ein großer Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. Manfred Wirsum für die Übernahme des Koreferats.

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter bei Fraunhofer-Institut UMSICHT in der Abteilung Energieanlagen. Herrn Dr.-Ing. Björn Bülten danke ich für die wissenschaftliche Unterstützung meiner Arbeit, die gewährten Freiräume und die Begeisterung für das Thema Dampfturbolader. Außerdem möchte ich der gesamten Abteilung Energieanlagen für die Unterstützung während meiner Promotionszeit danken. Besonders erwähnen möchte ich hierbei Dr.-Ing. Marcus Budt, Dr.-Ing. Wilhelm Althaus und Norman Kienzle, die mir stets mit Rat und Hilfe zur Seite standen. Darüber hinaus möchte ich mich bei meinen Masteranden Tobias Goetz und Goutham Nimmala für den wertvollen Input zum Thema dieser Arbeit danken.

Der Deutschen Bundesstiftung Umwelt danke ich für die Gewährung eines Promotionsstipendiums. Diese Unterstützung ermöglichte mir die nötigen Freiräume, diese wissenschaftliche Arbeit erfolgreich zu finalisieren. Auch der Austausch bei den interdisziplinären Stipendiatentreffen war gewinnbringend für die vorliegende Arbeit und ebenso darüber hinaus eine wichtige Erfahrung.

Meiner Familie und insbesondere meinen Eltern danke ich für die langjährige Unterstützung und dass sie mir alle Möglichkeiten geben und gegeben haben, meinen beruflichen und privaten Weg zu gehen. Ebenso danke ich meiner Partnerin Tonia für Ihr Verständnis und Ihre Unterstützung in den vergangenen Jahren.

Oberhausen, im November 2021

Markus Wäsker

Kurzfassung

Der Ersatz von Expansionsventilen in Dampfnetzen durch Turbinen bietet ein exergetisches Potenzial zur Stromerzeugung, das unterhalb einer Turbinenleistung von einem Megawatt aufgrund ökonomischer Restriktionen zumeist nicht genutzt wird. Gründe hierfür sind die in dieser Leistungsklasse geringen Effizienzen von Dampfturbinen und die hohen Investitionskosten von insbesondere elektrischen Generatoren und Getrieben. Durch einen Dampfturbolader – eine direkte Kopplung einer Axialturbine mit einem Radialverdichter – soll dieses Potenzial erschlossen und ohne den Umwandelungsschritt in elektrische Energie direkt Druckluft erzeugt werden. Diese Prozessoptimierungsoption wird in der vorliegenden Arbeit im Leistungsbereich von 50 kW bis 300 kW untersucht.

Hierzu wird ein Modell zur Auslegung und Untersuchung von Dampfturboladern entwickelt. Die typischen Randbedingungen für die betrachtete Dampfturbolader-Anwendung sind in Deutschland sehr heterogen, sodass zur individuellen Auslegung der Fokus bei der Modellierung auf Flexibilität, kurzen Rechenzeiten und einem hohen Detaillierungsgrad liegt. Neben der Stromfadentheorie und CFD-Simulationen werden CFD-basierte Surrogate-Models eingesetzt. Letztgenannte Methode wird in der vorliegenden Arbeit erstmalig in diesem Detaillierungsgrad für axiale Gleichdruckturbinen entwickelt und angewandt.

Die im Rahmen der Arbeit durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass die gewählten Turbomaschinenbauarten eine geeignete Kombination für einen Dampfturbolader darstellen. In der vorliegenden Arbeit werden insgesamt zwölf Dampfturbolader auf Basis eines Baukastensystems thermo- und aerodynamisch ausgelegt und untersucht. Die Turbinen erreichen dabei isentrope Wirkungsgrade zwischen 63 % und 71 %. Die polytropen Wirkungsgrade der Verdichterstufen betragen zwischen 76 % und 82 %. Die exergetischen Wirkungsgrade der zwölf Dampfturbolader-Designs liegen zwischen 40 % und 50 %. Der Einsatz eines Dampfturboladers bietet einen ökonomischen Mehrwert für Unternehmen. Es können jährlich zwischen 20.000 € und 62.000 € an Betriebskosten in der Druckluftherzeugung eingespart werden. Die maximalen spezifischen Investitionskosten für positive Bruttokapitalwerte liegen zwischen 1.500 €/kW und 1.800 €/kW. Darüber hinaus wurden in den betrachteten Fällen der Primärenergieaufwand um 34 % bis 42 % sowie der CO₂-Ausstoß um 58 % bis 63 % gesenkt. Außerdem werden durch den Dampfturbolader Energiewandlungsverluste reduziert und zudem kann die Maschine in Kombination mit einem stromgetriebenen Kompressor netzdienlich zur Laststeuerung eingesetzt werden.

In weiterführenden Untersuchungen sollte ein Prototyp des Dampfturboladers konstruiert, gebaut und getestet werden, um Betriebserfahrungen zu sammeln und die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit anhand von Messdaten zu validieren.

Schlagwörter: Energieeffizienz, Druckluft, Prozessdampf, Turbomaschinen, CFD, Surrogate-Modelling

Abstract

The replacement of expansion valves in steam networks by turbines for electricity generation offers an exergetic potential, which is rarely used below a turbine power of one megawatt due to economic restrictions. In this power class, low turbine efficiencies are often a reason for this, but also high investment costs, in particular, for the electrical generator and gearbox are a key factor. Using a steam turbocharger (Dampfturbolader), a direct coupling of an axial turbine and a centrifugal compressor, this potential is used without the conversion into electricity for direct air compression. In this thesis, this option for process optimization is analyzed in the power range of 50 kW to 300 kW.

Therefore, a model for the design and analysis of steam turbochargers is developed. As typical conditions for the usage of steam turbochargers in Germany are heterogeneous, for the individual design the focus in the modelling is on flexibility, short computation times as well as a high level of detail. Besides the stream filament theory and CFD simulations, the CFD-based surrogate modelling is used in this work. Especially for the CFD-based surrogate modelling of axial impulse turbines, the methodology is developed and utilized in this work for the first time with this level of detail.

Based on the analyses, the selected turbomachinery types represent a suitable combination for a steam turbocharger. Overall, twelve steam turbochargers are thermodynamically and aerodynamically developed and analyzed in this work based on a modular system. The turbines achieve isentropic efficiencies between 63 % and 71 %. The polytropic efficiencies of the compressor stages are between 76 % and 82 %. Furthermore, the exergetic efficiencies of the twelve investigated steam turbochargers are between 40 % and 50 %. In addition, the steam turbocharger offers an economic benefit for industrial companies. The operating costs of air compression can be reduced by 20,000 € to 62,000 € per year. Thus, the maximum specific investment costs for a positive net present value of a steam turbocharger are between 1,500 €/kW and 1,800 €/kW. Moreover, for the analyzed cases the steam turbocharger enables a reduction of primary energy demand in air compression by 34 % to 42 % and a reduction of CO₂-emissions by 58 % to 63 %. Additionally, losses caused by energy conversion are reduced and furthermore the steam turbocharger in combination with an electrically driven air compressor can be used for demand side management.

In further studies, a prototype of the steam turbocharger should be constructed, built and tested in order to gain operational experience and to validate the results of this thesis on the basis of test data.

Keywords: energy efficiency, compressed air, process steam, turbomachinery, CFD, surrogate modelling

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	iii
Abbildungsverzeichnis.....	xv
Tabellenverzeichnis	xix
1 Einleitung und Motivation.....	1
2 Grundlagen und Stand des Wissens.....	3
2.1 Arbeitsweisen von Radialverdichtern und Axialturbinen	3
2.2 Methoden zur Berechnung von Turbomaschinen.....	13
2.2.1 Surrogate-Modelling.....	14
2.2.2 Numerische Strömungssimulation	16
2.3 Stand des Wissens	22
2.3.1 Dampfturbolader.....	22
2.3.2 Gekoppelte Turbomaschinen	26
2.3.3 CFD-basierte Surrogate-Models im Bereich der Turbomaschinen	28
2.4 Fragestellung und Mehrwert der vorliegenden Arbeit	31
3 Vorgehensweise und Voruntersuchungen	33
3.1 Entwicklung der Vorgehensweise	33
3.2 Ermittlung von Referenzszenarien und Anforderungen an einen Dampfturbolader	35
3.3 Vergleich des Dampfturboladers mit anderen Fluidenergiemaschinenbauarten.....	42
3.4 Validierung der CFD-Einstellungen für Dampfturbolader.....	48
4 Modellentwicklung zur Auslegung und Untersuchung von Dampfturboladern	59
4.1 Matching-Modell	60
4.2 Turbinen-Modell	66
4.2.1 Beschreibung der Module.....	67
4.2.2 CFD-basierte Surrogate-Models (CSM) von Lavaldüsen und Laufradprofilen.....	74
4.3 Verdichter-Modell.....	80
4.3.1 Beschreibung der Module.....	80

4.3.2 Auswahl geeigneter Minderleistungsmodelle und CFD-basiertes Surrogate-Model (CSM) von Diffusoren	87
4.4 Modell zur Systembewertung.....	89
5 Modellbasierte Entwicklung des Dampfturboladers und Bewertung der Auslegungsmethoden	93
5.1 Ermittlung optimaler Drehzahlen und Stufenanzahlen	93
5.2 Auslegung der Dampfturbolader für die Referenzszenarien	96
5.3 Ermittlung des Teillastverhaltens	112
5.4 Bewertung der Auslegungsmethoden anhand optimierter Geometrien	116
5.5 Diskussion der Dampfturbolader-Auslegungen und der Auslegungsmethoden	119
6 Quantifizierung des ökonomischen und ökologischen Nutzens.....	125
6.1 Betriebsweise des Dampfturboladers.....	125
6.2 Quantifizierung des ökonomischen Nutzens	127
6.3 Quantifizierung des ökologischen Nutzens	131
6.4 Diskussion der Ergebnisse	134
7 Zusammenfassung und Ausblick.....	139
Literaturverzeichnis	143
Anhang	I

Nomenklatur

Abkürzungen

BB	<u>B</u> ox- <u>B</u> ehnken
BP	<u>B</u> etriebs <u>p</u> unkt
B1, B2, B3	<u>B</u> edingung <u>1</u> , <u>B</u> edingung <u>2</u> , <u>B</u> edingung <u>3</u>
CFD	<u>C</u> omputational- <u>E</u> luid- <u>D</u> ynamics
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
CPU	<u>C</u> entral- <u>P</u> rocessing- <u>U</u> nit
CSM	<u>C</u> FD-basiertes <u>S</u> urrogate- <u>M</u> odel
Def	<u>D</u> efinition
DNS	<u>D</u> irekte <u>n</u> umerische <u>S</u> imulation
DO	<u>D</u> - <u>o</u> ptimal
DTL	<u>D</u> ampfturbo <u>l</u> ader
EU	<u>E</u> uropäische <u>U</u> nion
EVE	<u>E</u> xpansions <u>v</u> entile <u>e</u> intritt
FuE	<u>F</u> orschung <u>u</u> nd <u>E</u> ntwicklung
FVM	<u>F</u> inite <u>V</u> olumen <u>M</u> ethode
GCI	<u>G</u> rid- <u>C</u> onvergence- <u>I</u> ndex
Geom.	<u>G</u> eometrisch
GPOD	<u>G</u> appy- <u>P</u> roper- <u>O</u> rthogonal- <u>D</u> ecomposition
FCCD	<u>F</u> ace- <u>C</u> entered- <u>C</u> omposite- <u>D</u> esign
FF	<u>F</u> ull- <u>F</u> actorial
F1, F2, F3, F4	<u>F</u> orschungsfrage 1 usw.
Kap.	<u>K</u> apitel
KMU	<u>K</u> leinere und <u>m</u> ittlere <u>U</u> nternehmen
LCVT	<u>L</u> atin- <u>C</u> entroidal- <u>V</u> oronoi- <u>T</u> essellations

LES	<u>L</u> arge- <u>E</u> ddy- <u>S</u> imulation
LHS	<u>L</u> atin- <u>H</u> ypercube- <u>S</u> ampling
MARS	<u>M</u> ulti- <u>V</u> ariate- <u>A</u> daptive- <u>R</u> egression- <u>S</u> pline
MCS	<u>M</u> onte- <u>C</u> arlo- <u>S</u> imulation
MLS	<u>M</u> oving- <u>L</u> east- <u>S</u> quares
MZ	<u>M</u> aßzahl
NN	<u>N</u> euronales <u>N</u> etz
PE	<u>P</u> rimäre <u>e</u> nergie
PEA	<u>P</u> rimäre <u>e</u> nergie <u>a</u> ufwand
Pol, Pol1, Pol2	<u>P</u> olynom, <u>P</u> olynom Grad <u>1</u> , <u>P</u> olynom Grad <u>2</u>
PK	<u>P</u> rognose <u>k</u> oeffizient (Coefficient-of-Prognosis)
P250B8, P250B8S1	Verdichterbezeichnung, Ziffer nach dem P entspricht Leistung in kW, Ziffer nach B dem Verdichterdruckverhältnis, Ziffer nach S der Stufe
P250R3	Turbinenbezeichnung, Ziffer nach dem P entspricht Leistung in kW, Ziffer nach R der Dampferferenz
P100R1B8	Bezeichnung für die Dampfturbolader; Ziffer nach dem P entspricht der Leistung in kW, Ziffer nach R der Dampferferenz und Ziffer nach dem B dem Verdichterdruckverhältnis
RANS	<u>R</u> eynolds- <u>A</u> verage- <u>N</u> avier- <u>S</u> tokes
RB	<u>R</u> and <u>b</u> edingung
RBF	<u>R</u> adial- <u>B</u> asis- <u>F</u> unction
Ref1, Ref2, Ref3	<u>R</u> eferenz <u>1</u> , <u>R</u> eferenz <u>2</u> , <u>R</u> eferenz <u>3</u>
Rel.	<u>R</u> elativer
RMS	<u>R</u> oot- <u>M</u> ean- <u>S</u> quare (Quadratisches Mittel)
RMSE	<u>R</u> oot- <u>M</u> ean- <u>S</u> quare- <u>E</u> rror (Wurzel der mittleren Fehlerquadratsumme)
SG	<u>S</u> tufengewicht
SSE	<u>S</u> um-of- <u>S</u> quared- <u>E</u> rrors (Summe der Fehlerquadrate)

SSF	<u>S</u> obol- <u>S</u> pace- <u>F</u> illing
SVP	<u>S</u> tatistische <u>V</u> ersuchsplanung
SVR	<u>S</u> upport- <u>V</u> ector- <u>R</u> egression
SST	<u>S</u> hear- <u>S</u> tress- <u>T</u> ransport
TE	<u>T</u> urbinen <u>e</u> intritt
Therm.	<u>T</u> hermodynamisch
Turbo	<u>T</u> urbomaschine
VBA	<u>V</u> isual- <u>B</u> asic-for- <u>A</u> pplications
WZ	<u>W</u> ertungszahl
1D	<u>E</u> indimensional
3D	<u>D</u> reidimensional

Formelzeichen

Symbol	Bezeichnung	Einheit
A	Fläche	[m ²]
a	Beschleunigung	[m/s ²]
a	Spezifische Arbeit	[J/kg]
AD	Amortisationsdauer	[a]
AF _i ⁿ	Annuitätenfaktor	[-]
AK ₀	Anschaffungskosten	[€]
Ann ₀	Annuität	[€]
a(x)	Faktor des MLS-Ansatzes	[-]
B	Blockagefaktor	[-]
b	Breite	[m]
BKW ₀	Bruttokapitalwert	[€]
c	Geschwindigkeit im Absolutsystem	[m/s]
c _{Center,j}	Funktionszentrum im RBF-Ansatz	[-]

c_j	Faktor/ Konstante im Polynomenansatz	[-]
c_p	Spezifische Wärmekapazität	[J/(kg·K)]
c_p'	Druckbeiwert	[-]
d	Durchmesser	[m]
d_{LE}	Vorderkantendicke	[m]
d_{SSE}	Quadratisch-euklidischer Abstand	[-]
d_{TE}	Hinterkantendicke	[m]
E	Exergie	[kWh]
e	Spezifische Energie	[J/kg]
E_{Absatz}	Erlöse aus Produktabsatz	[€]
ea_x/ea_y	Ellipsenverhältnis	[-]
EF	CO ₂ -Emissionsfaktor	[kg/kWh]
E_k	Fehlerschranke	[-]
F	Kraft	[N]
f_i	Externe Massenkräfte	[kg/(m ² ·s ²)]
f_p	Primärenergiefaktor	[kWh/kWh _{PEA}]
F_Q	Formfaktor QIU-Modell	[-]
$f(r)$	Radiale Basisfunktion	[-]
$F(x)$	Funktionssymbol	[-]
$\hat{F}(x)$	Übergeordnete Funktion im Kriging-Modell	[-]
G	Gewinn	[€]
g	Erdbeschleunigung	[m/s ²]
g_k	Knotengewicht	[-]
g_s	Stufengewicht	[-]
h	Spezifische Enthalpie	[J/kg]
h_B	Schaufelhöhe	[m]
h_{rot}	Rothalpie	[J/kg]

I	Investitionskosten	[€]
i	Interner Zinssatz	[%]
J	Massenträgheitsmoment	[kg·m ²]
j	Gehäusespalt	[m]
K	Kosten	[€]
k	Turbulente kinetische Energie	[m ² /s ²]
k _{Cluster}	Anzahl Clusterzentren	[-]
k _{CO₂}	CO ₂ -Preis	[€/t]
k _{el}	Strompreis	[€/kWh]
k _f	Reibkoeffizient der Reibleistung	[kg·m ² /s]
k _{Gas}	Gaspreis	[€/kWh]
L	Charakteristische Länge	[m]
l	Eintrittslänge konvergenter Teil Lavaldüse	[mm]
M	Machzahl	[-]
m	Masse	[kg]
m	Meridionale Länge	[m]
M _k	Parameteranzahl	[-]
MZ	Maßzahl	[-]
\dot{m}	Massenstrom	[kg/s]
N	Drehzahl	[1/s]
n	Projektlaufzeit	[a]
N _k	Anzahl Datenpunkte Regressionsbewertung	[-]
NKW ₀	Nettokapitalwert	[€]
n _s	Spezifische Drehzahl	[-]
P	Leistung	[kW]
p	Druck	[bar]
P _{Diffusor}	Diffusor-Faktor Pfeleiderer-Modell	[-]

PEA	Primärenergieaufwand	[kWh]
PK	Prognosekoeffizient	[%]
$p_{\text{spez,DL},\dot{V}}$	Spezifische Leistung der Druckluftherzeugung bezogen auf den Volumenstrom	[kW/(m ³ /min)]
Q	Wärmestrom	[kW]
q	Spezifischer Wärmestrom	[J/kg]
r	Radius	[m]
Re	Reynoldszahl	[-]
RR	Radienverhältnis der Passagenbereiche (Turbinenlaufrad)	[-]
R_s	Spezifische Gaskonstante	[J/(kg·K)]
RVE _n	Restverkaufserlös	[€]
r_{Zins}	Zinssatz der internen-Zinssatz-Methode	[%]
R ²	Bestimmtheitsmaß	[-]
s	Spezifische Entropie	[J/(kg·K)]
SG	Stufengewicht	[-]
s_2	Teilung am Impelleraustritt (impeller exit pitch)	[m]
T	Temperatur Kelvinskala	[K]
t	Temperatur Celsiuskala	[°C]
t	Zeit	[s]
t_B	Schaufeldicke	[m]
TP	Umlenkverhältnis der Passagenbereiche (Turbinenlaufrad)	[-]
TRR	Verhältnis der Querschnittslänge zum Umlenkbereichsradius (Turbinenlaufrad)	[-]
t_{throat}	Engste Querschnittslänge	[m]
u	Umfangsgeschwindigkeit	[m/s]
u_τ	Schubspannungsgeschwindigkeit	[m/s]

u^+	Dimensionslose Geschwindigkeit	[-]
\bar{u}	Gemittelte Strömungsgeschwindigkeit	[m/s]
v	Spezifisches Volumen	[m ³ /kg]
\dot{V}	Volumenstrom	[m ³ /s]
W	Arbeit	[Nm]
w	Geschwindigkeit im Relativsystem	[m/s]
w	Spezifische Arbeit	[J/kg]
WZ	Wertungszahl	[-]
x	Eingabegröße	[-]
x_D	Dampfgehalt	[-]
x_z	Parameter Schaufelzahl-Formel (4.3)	[-]
\vec{x}	Ortsvektor	[-]
Y	Datenmenge	[-]
y	Spezifische Stutzenarbeit/Verdichterarbeit	[J/kg]
y_i	Attribute des Clusterzentrums	[-]
Y_v	Kompressionsarbeit	[kW]
y^+	Dimensionsloser Wandabstand	[-]
\hat{Y}	Regression einer Datenmenge	[-]
Z	Schaufelzahl	[-]
z	Axiale Länge	[m]
Z_t	Ein- oder Auszahlung zum Zeitpunkt t	[€]
$Z(x)$	Abweichungsfunktion im Kriging-Modell	[-]
α	Strömungswinkel im Absolutsystem	[°]
α_B	Betriebsbereich	[-]
β	Strömungswinkel im Relativsystem	[°]
γ	Umlenkungswinkel	[°]

δ	Durchmesserzahl	[-]
Δi	Inzidenz	[°]
δ_{ij}	Kronecker-Delta	[-]
$\Delta \alpha$	Abströmabweichung	[°]
Δy_w	Dicke der wandnächsten Zelle	[m]
$\Delta \theta$	Rake-Winkel	[°]
$\Delta \sigma_M$	Differenz des Minderleistungsfaktors	[-]
ε	Turbulente Dissipation	[m ² /s ³]
$\varepsilon_{\text{Limit}}$	Grenzwert im WIESNER-Modell	[-]
ζ	Verlustbeiwert	[-]
η	Wirkungsgrad	[-]
θ	Winkelkoordinate	[°]
κ	Isentropenexponent	[-]
λ_j	Modellparameter im RBF-Ansatz	[-]
μ	Dynamische Viskosität	[kg/(m·s)]
ν	Laufzahl	[-]
ξ	Totaldruckverlustfaktor	[-]
Π	Druckverhältnis	[-]
ρ	Dichte	[kg/m ³]
ρ	Reaktionsgrad	[-]
σ	Standardabweichung	[-]
σ_L	Schnelllaufzahl	[-]
σ_M	Minderleistungsfaktor (europäische Def.)	[-]
σ'_M	Minderleistungsfaktor (amerikanische Def.)	[-]
ζ	Flächenverhältnis	[-]
τ	Volllaststunden	[h/a]

τ_{ij}	Schubspannung/Reibspannung	[kg/(m·s ²)]
υ	Relative axiale Länge	[-]
Φ	Allgemeines Symbol einer Strömungsgröße; bei mehreren Strömungsgrößen Φ_1, Φ_2 usw.	[-]
φ	Durchflusskenngröße	[-]
$\varphi_{\text{Robinson}}$	Durchflusskenngröße (Definition nach ROBINSON UND CASEY)	[-]
Ψ	Druckzahl	[-]
ψ	Strömungsbeiwert	[-]
ω	Inverses Zeitmaß der Turbulenz	[1/s]

Indizes und Exponenten

aero	Aerodynamisch
Antrieb	Antrieb
aus	Ausgehend/Austritt
BP	Betriebspunkt
BS	Brennstoff
C	Choke
CO ₂	CO ₂
DA	Dampf
Design	Auslegungsdesign
DL	Druckluft
DTL	Dampfturbolader
ein	Eingehend/Eintritt
el	Elektrisch
energ	Energetisch
Erdgas	Erdgas
ex	Exergetisch

f	Friction (Reibung)
fix	Fix
G	Generator
Gas	Gas
GT	Gekoppelte Turbomaschine
hub	Hub (Nabe)
i	I-ter Eintrag eines Vektors; allgemein für Auswerteebene
i, j, k	X, Y, Z-Koordinatenrichtung
intern	Intern
is	Isentroper Zustand
j	J-te Stufe eines Radialverdichters
K	Kosten
KA	Kompressorarbeit
Kessel	Kessel
Krümmung	Krümmung
LE	Leading Edge (Vorderkante)
Limit	Limit
m	Meridional Komponente; Wert auf gemitteltem Eulerradius
max	Maximum/Grenzwert
mech	Mechanisch
Motor	Motor
opt	Optimal
para	Parasitär
Passage	Passage
PEA	Primärenergieaufwand
pol	Polytrop
Radial	Radial

Ref	Referenz
rel	Relativ
S	Surge
s	Statischer Zustand
shr	Shroud (Gehäuse)
spez	Spezifisch
Strom	Strom
T	Turbine
t	Totalzustand
TE	Trailing Edge (Hinterkante)
therm	Thermisch
throat	Throat (engster Querschnitt) einer Schaufel
Transition	Transition
ts	Total-statisch (Zustandsänderung von einem totalen zu einem statischen Zustand)
turb	Turbulent/ Turbulenz
Turning	Turning (Umlenkung)
U	Umgebungszustand
u	Umfangskomponente
V	Verdichter
var	Variable
Verlust	Verlust
w	Geschwindigkeiten bezogen auf das Relativsystem
Wand	Wand
Y	Datenmenge
\hat{Y}	Regression einer Datenmenge
zScore	Z-Score normiert

0	Eintritt Turbinendüse
1	Austritt Turbinendüse Eintritt Turbinenlaufrad/Verdichterimpeller
2	Austritt Turbinenlaufrad/Verdichterimpeller Eintritt Verdichterdiffusor
3	Austritt Verdichterdiffusor
∞	Idealer Freistrom Zustand

Sonderzeichen

Δ	Differenz
'	Schwankungsanteil der Reynoldsmittelung
'	Leitrad (Turbinendüse/Verdichterdiffusor)
"	Laufrad (Turbinenlaufrad/Verdichterimpeller)
*	Schaufel
—	Arithmetisch gemittelte Größe
→	Vektorielle Größe

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Querschnitt einer Radialverdichter- (links) und einer Axialturbinenstufe (rechts) mit Kennzeichnung der Komponenten, Strömungsrichtung und Bezugsebenen.....	4
Abbildung 2.2: Darstellung des Geschwindigkeitsdreiecks eines Radialverdichters in der Ebene 2 (Impelleraustritt) mit Winkelnotation.....	5
Abbildung 2.3: h-s-Diagramm der Kompression (links) und der Expansion (rechts) mit Darstellung der Bezugsebenen der Turbomaschinen	5
Abbildung 2.4: Schematische Darstellung des relativen Kanalwirbels in einem Radialverdichterimpeller und der resultierenden Abweichung der Umfangsgeschwindigkeit Δc_{u2}	8
Abbildung 2.5: Schematische Darstellung der Machlinien und Umlenkungen an einer konvexen Wand (links; Prandtl-Meyer-Expansion) und konkaven Wand (rechts; Kompressionsfächer)	11
Abbildung 2.6: Anströmung eines Laufradprofils mit Überschallströmung (axial subsonisch) mit Skizzierung der auftretenden Strömungsphänomene	12
Abbildung 2.7: Flussdiagramm einer numerischen Strömungssimulation von Turbomaschinen	17
Abbildung 2.8: Visualisierung der Turbulenzannäherung im RANS-Modell als Komposition aus gemitteltem (durchgezogen) und Schwankungsanteil (gestrichelt), in Anlehnung an SCHWARZE [40, S. 136]	19
Abbildung 2.9: Universelles Wandgesetz: Geschwindigkeitsverteilung in Abhängigkeit des dimensionlosen Wandabstands $u^+=F(y^+)$ der turbulenten Couette-Strömung, in Anlehnung an SCHLICHTING [42, S. 563]	21
Abbildung 3.1: Flussdiagramm der Vorgehensweise sowie Untergliederung zur Beantwortung der Forschungsfragen (F1, F2, F3, F4) der vorliegenden Arbeit.....	34
Abbildung 3.2: h-s-Diagramm der Entspannung in einem Expansionsventil und einer Turbine (Turbineneintritt (TE); Expansionsventileintritt (EVE)); zur Vereinfachung ist die Entspannung außerhalb des Nassdampfgebietes dargestellt	36
Abbildung 3.3: Clustering der Dampfparameter von Expansionsventilen aus Literaturdaten (Anhang E) und Realdaten (Quelle: Fraunhofer UMSICHT), Clusterzentren rot markiert.....	37

Abbildung 3.4: Aufsummierte Leistungen der Verdichter in den Ausführungen von RADGEN [116, S. 125–126] im Druckbereich von 7 bar _{abs} bis 15 bar _{abs}	39
Abbildung 3.5: Referenzszenarien der vorliegenden Arbeit zur Quantifizierung des ökologischen und ökonomischen Nutzens des Dampfturboladers	41
Abbildung 3.6: Zielsystem der Nutzwertanalyse zur Ermittlung der Gewichtungsfaktoren. Für jedes Kriterium Z wird am Pfeil das relative Knotengewicht g_k und im Kasten das absolute Stufengewicht g_s angegeben.....	42
Abbildung 3.7: Vergleich der Schlierenansichten nach HUNTER [133, S. 7–9] (oben) und Dichtegradienten in CFD-Simulationen (unten) einer Lavaldüse bei verschiedenen Druckgradienten Π_{ts} der Düsenströmung	53
Abbildung 3.8: Gegenüberstellung der Strömungsbeiwerte ψ in den Messungen von COLCLOUGH [30, S. 195] und CFD-Simulationen für variierende Inzidenzen Δi (Daten aus WAESKER ET AL. [92, S. 3])	54
Abbildung 3.9: Vergleich der Gitterströmung in den Messungen von COLCLOUGH [30, S. 192] (links) und den CFD-Simulationen (rechts, Darstellung des Dichtegradienten) bei einer Inzidenz von $\Delta i = +9^\circ$, in Anlehnung an WAESKER ET AL. [92, S. 5]	55
Abbildung 3.10: Vergleich verschiedener Drehzahllinien des Rotor0 aus den Messungen von ECKARDT [138, S. 80] mit den 1D- und CFD-Modellen der vorliegenden Arbeit	56
Abbildung 3.11: Gegenüberstellung der Minderleistungsfaktoren σ_M in den Messungen nach ECKARDT [138, S. 85] und in den CFD-Simulationen der vorliegenden Arbeit.....	57
Abbildung 3.12: Gegenüberstellung der Machzahlabhängigkeit des Druckbeiwertes cp' in CFD-Simulationen und Experimenten von DENIZ [143, S. 194–196].....	58
Abbildung 4.1: Darstellung der Abhängigkeiten zwischen den einzelnen Modellen sowie des Informationsflusses und der Iterationen im <i>Dampfturbolader-Gesamtmodell</i>	59
Abbildung 4.2: Darstellung der Abhängigkeiten der Module im <i>Matching-Modell</i> mit der Visualisierung des Informationsflusses sowie der Iterationsschleifen	60
Abbildung 4.3: Zusammenhang zwischen spezifischer Drehzahl n_s und isentropem Wirkungsgrad $\eta_{ts,is}$ in 1D- und CFD-Modellen für	

	Turbine P100R3; Regression mit Polynom vierten Grades unter Angabe des Bestimmtheitsmaßes R^2	62
Abbildung 4.4:	Darstellung des Iterationsablaufes im Modul <i>Grobauslegung Verdichter</i>	63
Abbildung 4.5:	Darstellung der Abhängigkeiten der Module im <i>Turbinen-Modell</i> mit der Visualisierung des Informationsflusses sowie der Iterationsschleifen	66
Abbildung 4.6:	Zweidimensionale Skizze der Parametrisierung von Lavaldüsen	70
Abbildung 4.7:	Zweidimensionale Skizze der Parametrisierung der Laufräder von Gleichdruckturbinen, in Anlehnung an WAESKER ET AL. [92, S. 3]	71
Abbildung 4.8:	Flussdiagramm der Erstellung des Surrogate-Models von Überschalllaufrädern	75
Abbildung 4.9:	Betriebsbereich α_B von Radialverdichtern in Abhängigkeit der Umfangsmachzahl M_{u2} und des Diffusors; Daten: CASEY UND ROBINSON [157, S. 8].....	81
Abbildung 4.10:	Vergleich des isentropen Wirkungsgrades $\eta_{ts, is}$ des RadiVers aus den Messungen von ZIEGLER [160, S. 101] ⁵ und den 1D-Modellen der vorliegenden Arbeit.....	86
Abbildung 4.11:	Darstellung der Abhängigkeiten der Module im <i>Systembewertungs-Modell</i> sowie des Informationsflusses	89
Abbildung 4.12:	Schema der Bestimmung der Dampfturbolader-Drehzahl und -Leistung auf Basis des Turbinen- und Verdichterkennfelds.....	90
Abbildung 5.1:	Drehzahlabhängigkeit der Wirkungsgrade $\eta_{T, ts, is}$ und $\eta_{V, ts, pol}$ bei 250 kW Antriebsleistung; Darstellung der drei Dampfpräferenzen und einer dreistufigen $\Pi=11$ -Kompression; Daten basieren auf <i>Grobauslegungen</i> (Abschnitt 4.1)	95
Abbildung 5.2:	Gegenüberstellung der relativen Verlustanteile $\Delta h/\Delta h_{ts, is}$ (Spalt-, Nässe-, Düsen-, Laufradverluste und Restenergie) in den sechs Turbinenauslegungen der vorliegenden Arbeit.....	98
Abbildung 5.3:	CFD-Simulation der Turbine mit 100 kW und Dampfpräferenz 1; Darstellung der Machzahl M im Schaufelschnitt bei 50 % Kanalhöhe	100
Abbildung 5.4:	Gegenüberstellung der Stromlinien für einen Fall mit großem (P100R2) und kleinem (P250R1) relativen Gehäusespalt	101
Abbildung 5.5:	Darstellung der Laufradanströmung an die Turbine mit 250 kW und Dampfpräferenz 1; links bei 25% Kanalhöhe, rechts bei 75 % Kanalhöhe	102

Abbildung 5.6: Darstellung der Machzahlkonturen bei 50 % Schaufelhöhe der ersten Stufe der 250 kW Verdichter mit $\pi=8$ (links) und $\pi=11$ (rechts).....	107
Abbildung 5.7: Darstellung der Machzahlkonturen bei 50 % Schaufelhöhe der 250 kW Verdichter; 2. Stufe $\pi=8$ -Verdichter (links) und 3. Stufe $\pi=11$ -Verdichter (rechts)	108
Abbildung 5.8: Gegenüberstellung der exergetischen Wirkungsgrade η_{ex} der zwölf ausgelegten Dampfturbolader der vorliegenden Arbeit.....	110
Abbildung 5.9: Einordnung der vier unterschiedlichen spezifischen Leistungen $p_{spez,DL,V}$ der Dampfturbolader der vorliegenden Arbeit; Einteilung der Verdichterklassen aus [166, S. 759]	111
Abbildung 5.10: Darstellung der Turbinenleistung P_T in Abhängigkeit der Drehzahl N und des Dampfdruckverhältnisses π_{DA} ; Daten aus <i>1D-Nachrechnung</i> Turbine P250R1	112
Abbildung 5.11: Kennfeld des Verdichters P250B8 basierend auf der <i>1D-Nachrechnung</i>	113
Abbildung 5.12: Darstellung des Teillastverhaltens des Dampfturboladers P250R1B8; Abhängigkeit des Druckluftmassenstroms m_{DL} (links) und der Drehzahl N (rechts) vom Dampfdruckverhältnis π_{DA}	114
Abbildung 6.1: Darstellung des Bruttokapitalwerts BKW_0 in Abhängigkeit der Projektlaufzeit n und des internen Zinssatzes i für den Dampfturbolader P100R1B8.....	129
Abbildung 6.2: Darstellung des Bruttokapitalwerts BKW_0 in Abhängigkeit des Strom- k_{el} und Gaspreises k_{Gas} für den Dampfturbolader P100R1B8 .	130
Abbildung 6.3: Darstellung der Differenz des Primärenergieaufwandes ΔPEA in Abhängigkeit der Primärenergiefaktoren von Strom $f_{p,el}$ und (Erd-)Gas $f_{p,Gas}$	133
Abbildung 6.4: Darstellung der CO_2 -Einsparung Δm_{CO_2} in Abhängigkeit der CO_2 -Emissions-faktoren von Strom EF_{el} und (Erd-)Gas EF_{Gas}	134
Abbildung A.1: Darstellung der Domains und Randbedingungen in der CFD-Simulation der Turbine in ANSYS CFX.....	VII
Abbildung A.2: Darstellung der Domains und Randbedingungen in der CFD-Simulation des Verdichters in ANSYS CFX.....	VII
Abbildung D.1: Visualisierung der spezifischen Leistungsbedarfe $p_{DL,p}$ verschiedener Schraubenverdichter der Hersteller Atlas Copco, BOGE, ELGI, KAESER und Renner; Regression mit einem Polynom zweiten Grades.....	XIII

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1:	Zusammenfassung bisheriger Veröffentlichungen im Bereich der CFD-basierten Surrogate-Models (CSM) von Turbomaschinen	30
Tabelle 3.1:	Charakteristische Dampfnetzparameter als Ergebnis der Clusteranalyse (Abbildung 3.3), Methode: k-means Clustering, z-Score Normierung	37
Tabelle 3.2:	Nutzwertanalyse der Verdichterbauarten für eine Dampfturbolader-Anwendung (SG: Stufengewicht; MZ: Maßzahl; WZ: Wertungszahl).....	44
Tabelle 3.3:	Nutzwertanalyse der Turbinenbauarten für eine Dampfturbolader-Anwendung (SG: Stufengewicht; MZ: Maßzahl; WZ: Wertungszahl).....	45
Tabelle 3.4:	Abschätzung charakteristischer Kennwerte eines dreistufigen Radialverdichters mit einer Leistung von 100 kW und einem Druckverhältnis von $\pi=11$	48
Tabelle 3.5:	Kriterien der Diskretisierungsgüte in CFD-Simulationen und gewählte Limits.....	49
Tabelle 3.6:	Randbedingungen und numerische Einstellungen der CFD-Simulationen.....	50
Tabelle 4.1:	Verdichter-Bewertungskriterien im Modul <i>Grobauslegung Verdichter</i>	64
Tabelle 4.2:	Zusammenfassung der Parameter und der Parametergrenzen für das Surrogate-Model von Überschalllaufrädern (WAESKER ET AL. [92, S. 4]).....	77
Tabelle 4.3:	Zusammenfassung der drei Turbinen-CSM; Auflistung der Regressionsmodelle, PK, mittleren Fehler, Eingangsparameter und SVP-Größen	78
Tabelle 4.4:	Abweichungsanalyse der Minderleistungsmodelle $\Delta\sigma_M$ auf Basis von CFD-Simulationen aus WAESKER ET AL. [141, S. 9].....	88
Tabelle 4.5:	Zusammenfassung der Parameter und der Parametergrenzen für das CSM von Diffusoren.....	89
Tabelle 5.1:	Zusammenfassung der übergeordneten Kennzahlen der sechs Turbinenauslegungen der vorliegenden Arbeit; Daten aus 1D-Turbinennachrechnung	97

Tabelle 5.2:	Gegenüberstellung der Ergebnisse der <i>1D-Nachrechnung</i> (exklusive der Nässeverluste) und <i>CFD-Nachrechnung</i> der Turbinenauslegungen.....	99
Tabelle 5.3:	Zusammenfassung der übergeordneten Kennzahlen der vier Verdichterauslegungen der vorliegenden Arbeit; Daten aus 1D-Verdichternachrechnung	104
Tabelle 5.4:	Gegenüberstellung der Ergebnisse der <i>1D-Nachrechnung</i> (exklusive der Leckageverluste) und <i>CFD-Nachrechnungen</i> der Verdichterauslegungen.....	105
Tabelle 5.5:	Gegenüberstellung wichtiger Kennzahlen der ausgelegten Turbinen der vorliegenden Arbeit zu CFD-basierten Optimierungen (alle Daten aus CFD-Simulationen).....	118
Tabelle 6.1:	Zusammenfassung der fixen Werte und Variationsbereiche für die Parameter der ökonomischen Untersuchung des Dampfturboladers	127
Tabelle 6.2:	Gegenüberstellung des ökonomischen Mehrwerts der verschiedenen Dampfturbolader	128
Tabelle 6.3:	Zusammenfassung der fixen Werte und Variationsbereiche für die Parameter der ökologischen Untersuchung des Dampfturboladers ..	132
Tabelle 6.4:	Gegenüberstellung des ökologischen Mehrwerts der verschiedenen Dampfturbolader.....	132
Tabelle A.1:	Zusammenfassung der Berechnungsformeln für die thermodynamischen Parameter im Totalzustand und statischem Zustand einer Auswerteebene	I
Tabelle A.2:	Zusammenfassung der Parameter und der Parametergrenzen für das CSM von Lavaldüsen	VIII
Tabelle E.1:	Quellenangaben zu den Literaturdaten der Drücke in industriellen Dampfschienen zur Abbildung 3.3.....	XIV

1 Einleitung und Motivation

»Aber machen wir uns nichts vor: Alle noch so ehrgeizigen Maßnahmen für den Ausbau der erneuerbaren Energien und der dafür erforderlichen Netze werden nicht ausreichen, wenn es nicht gelingt, die Energieeffizienz in unserem Land zu steigern« (MERKEL, [1, S. 1]). FLEITER ET AL. [2, S. 703] definieren in ihren Ausführungen vier Kernbereiche der Energieeffizienz: Abwärmeeinbindung, Prozessoptimierung, Verwendung der effizientesten Technologien und Prozessinnovationen. In der vorliegenden Arbeit wird eine Prozessoptimierung im Bereich der Dampf- und Druckluftversorgung in der Industrie – beides verbreitete Querschnittstechnologien – erarbeitet, die hier als »Dampfturbolader« bezeichnet wird. Die Bezeichnung Dampfturbolader verdeutlicht die Parallelen zum Autoturbolader, der das Potenzial der Restenergie im Abgas in einer Turbine verwendet, um dezentral Luft zu komprimieren. Im Unterschied dazu sollen in der vorliegenden Arbeit Druckdifferenzen in Dampfversorgungsnetzen als Antriebspotenzial eines Druckluftkompressors genutzt werden. Die Expansion soll in einer Axialturbine und die Kompression in einem Radialverdichter erfolgen.

In industriellen Prozessen wird Wärme auf unterschiedlichen Temperaturniveaus durch Dampf bereitgestellt. Weil die Dampftemperatur im Nassdampfgebiet an den Dampfdruck gekoppelt ist, wird somit Dampf mit unterschiedlichen Druckniveaus respektive Dampfschienen verwendet. Aktuell wird der Dampf größtenteils auf dem höchsten Druckniveau erzeugt und auf die niedrigeren Drücke der weiteren Dampfschienen in Expansionsventilen herunter gedrosselt. In einigen großen Industrieunternehmen durchläuft der Dampf zur Druckreduzierung eine Dampfturbine, die zumeist einen gekoppelten elektrischen Generator bedient [3, S. 59]. Die Nutzung der Exergie der Druckentspannung sorgt für erhebliche Effizienz- und Emissionsvorteile. Bei kleineren Dampfleistungspotenzialen (unter einem Megawatt Turbinenleistung) ist der Einsatz von Mikrodampfturbinen heutzutage häufig nicht rentabel [4, S. 94–95]. Die Restriktionen stellen hierbei die vergleichsweise hohen Investitionskosten insbesondere der elektrischen Generatoren und der Getriebe [5, S. 2] sowie die geringen Effizienzen der in diesem Leistungsbereich verfügbaren Turbinen dar. Die Anwendungsfälle mit kleinem Dampfleistungspotenzial liegen vor allem bei kleinen und mittleren Industrieunternehmen (KMU) vor.

In der vorliegenden Arbeit wird das Konzept des Dampfturboladers untersucht, um das Potenzial der Druckdifferenzen in Dampfnetzen auch im kleinen Dampfleistungsbereich zu bedienen. Kleine Dampfturbinen sollen hierbei Druckluftkompressoren antreiben, da in Unternehmen mit Dampfnetzen in aller Regel auch ein Bedarf an Druckluft vorliegt [6, S. 44] [7, S. 215, 225]. Speziell für den kleinen Leistungsbereich entwickelte Dampfturbinen reduzieren die Restriktion der geringen Effizienz. Die Restriktion der hohen Investitionskosten wird durch die Nutzung der Turbinenarbeit zum Antrieb eines direktgekoppelten Radialverdichters, der optimal auf die Turbine abgestimmt wird, umgangen. In herkömmlichen Druckluftsystemen wird der Druckluftkompressor durch einen Elektromo-

tor und somit durch den elektrischen Strommix des Netzes betrieben [8, S. 52]. Die Energiewandlungskette wird durch den Dampfturbolader verkürzt, wodurch auch der Primärenergieaufwand (PEA) deutlich sinkt. Außerdem wird der aus der Turbinenarbeit resultierende zusätzliche Erdgasbedarf im Dampfnetz effizient verwertet, da elektrischer Strom substituiert wird. Dieser ist aktuell mit einem hohen CO₂-Ausstoß verknüpft.

Bisher wurde ein Dampfturbolader als Kopplung einer axialen Dampfturbine mit einem Radialverdichter zur Druckluftherzeugung noch nicht erforscht. Zwar wird in der Literatur das Potenzial der Druckdifferenzen in Dampfnetzen benannt, allerdings bietet der Markt speziell im kleinen Dampfleistungsbereich kaum Lösungen (vergleiche Kapitel 2). Zum einen ist zu überprüfen, welche Vorteile die Kombination aus einer Axialturbine mit einem Radialverdichter für den Anwendungsfall des Dampfturboladers bietet und wie der Zeitaufwand und somit die Entwicklungskosten dieser Prozessoptimierung gesenkt werden können. Zum anderen besteht eine Forschungslücke in der ökonomischen sowie ökologischen Quantifizierung des Dampfturbolader-Potenzials und der direkt-gekoppelte Dampfturbolader ist technisch-wissenschaftlich auch noch nicht erforscht. Diese vier Aspekte werden in den Forschungsfragen der vorliegenden Arbeit adressiert (vergleiche Kapitel 2):

- 1. Welche Vorteile hat ein Dampfturbolader bei den typischen gesamtsystemischen Randbedingungen in Konkurrenz zu anderen Fluidenergiemaschinenbauarten?*
- 2. Welche Methoden senken den Zeitaufwand der detaillierten technischen Auslegung von Dampfturboladern?*
- 3. Wie ist ein Dampfturbolader für geringe Dampfleistungen technisch auszuführen, damit bei geringen Herstellkosten ein hoher Wirkungsgrad erreicht wird?*
- 4. Wie hoch ist der ökologische sowie ökonomische Mehrwert eines Dampfturboladers in Deutschland?*

Hinsichtlich der zweiten Forschungsfrage werden für die technische Auslegung unterschiedliche Methoden und deren Kombinationen untersucht. Beispielsweise werden die Strömungspfade in den Maschinen eindimensional berechnet oder dreidimensionale numerische Strömungssimulationen (Computational-Fluid-Dynamics; CFD) durchgeführt. Für die eindimensionalen Berechnungen werden CFD-basierte Surrogate-Models (CSM) der Umströmung der Teilkomponenten entwickelt. Die Ökologie wird mittels CO₂-Betriebsbilanzierungen bewertet und im Bereich der Ökonomie Kostenvergleichsrechnungen sowie die Kapitalwertmethode herangezogen. Die adressierten Fragestellungen werden in den folgenden sechs Kapiteln beantwortet. In Kapitel 2 werden die Grundlagen und der Stand des Wissens im Bereich des Dampfturboladers zusammengefasst. Im Anschluss daran werden die Vorgehensweise und die Voruntersuchungen beschrieben (Kapitel 3). Das methodische Vorgehen zur Untersuchung von Dampfturboladern (Kapitel 4) wird detailliert hergeleitet und in Kapitel 5 anhand modellbasierter Dampfturbolader-Auslegungen für die Referenzszenarien zur Untersuchung der technischen Ausführung angewendet. Im Anschluss wird in Kapitel 6 die Dampfturbolader-Betriebsweise ermittelt und der ökologische und ökonomische Mehrwert determiniert. Abschließend werden in Kapitel 7 eine Zusammenfassung der gewonnenen Erkenntnisse und ein Ausblick gegeben.

2 Grundlagen und Stand des Wissens

In diesem Kapitel werden zunächst die Arbeitsweisen der Teilkomponenten des Dampfturboladers – Radialverdichter und Axialturbinen – beschrieben. Im Anschluss daran werden Methoden zur Berechnung dieser Turbomaschinen dargestellt. Zum Abschluss des Kapitels wird der Stand des Wissens im Bereich des Dampfturboladers zusammengefasst. Basierend hierauf werden die Fragestellungen der vorliegenden Arbeit zum Forschungsstand abgegrenzt und deren Mehrwert herausgearbeitet.

2.1 Arbeitsweisen von Radialverdichtern und Axialturbinen

In der Einleitung ist beschrieben, dass der Dampfturbolader als Kopplung einer Axialturbinen mit einem Radialverdichter untersucht wird. Daher werden im Folgenden zunächst die Verdichtungs- und Entspannungsprozesse thermo- und aerodynamisch betrachtet. Darauf aufbauend werden Definitionen, Notationen, Kennzahlen und Strömungsverhalten der Radialverdichter und Axialturbinen vertieft. Die Kopplung der beiden Maschinen wird in Abschnitt 2.3.2 beschrieben.

Thermo- und aerodynamische Betrachtung des Verdichtungs- und Entspannungsprozesses in Turbomaschinen

Trotz ihrer Diversität zeigt die Beschreibung der thermo- und aerodynamischen Prozesse unabhängig von den Verdichter- und Turbinenbauarten Analogien, die im Folgenden beschrieben werden. Schematisch sind der Querschnitt und die Anströmung eines Radialverdichters und einer Axialturbinen in Abbildung 2.1 dargestellt. Auf der linken Seite der Abbildung 2.1 ist ein Radialverdichter visualisiert. Dem Fluid wird durch den rotierenden Impeller Energie zugeführt; im stationären Diffusor wird kinetische Energie in potenzielle Energie (Druck) gewandelt. Als Bezugsebenen sind Ebene 1 als Impellereintritt, Ebene 2 als Impelleraustritt und Ebene 3 als Diffusoraustritt definiert. In der Axialturbinen auf der rechten Seite der Abbildung 2.1 sind ebenfalls die Notationen gekennzeichnet. Zwischen den Ebenen 0 und 1 wird in der stationären Düse potenzielle Energie in kinetische Energie gewandelt. Zwischen den Ebenen 1 und 2 wird der Strömung Drall und somit Energie durch das Laufrad entzogen.

Die hohe Geschwindigkeit in den Turbomaschinen bedingt eine starke Variation zwischen statischen und totalen Zustandsgrößen. Die statischen Zustandsgrößen sind die Fluideigenschaften exklusive der dynamischen Geschwindigkeitsanteile [9, S. 119]. Die totalen Zustandsgrößen wiederum inkludieren diese Komponente. Der dynamische Druckanteil setzt sich hierbei aus der quadrierten Geschwindigkeit c^2 und der Dichte ρ zusammen (Formel (2.1), [9, S. 121]).

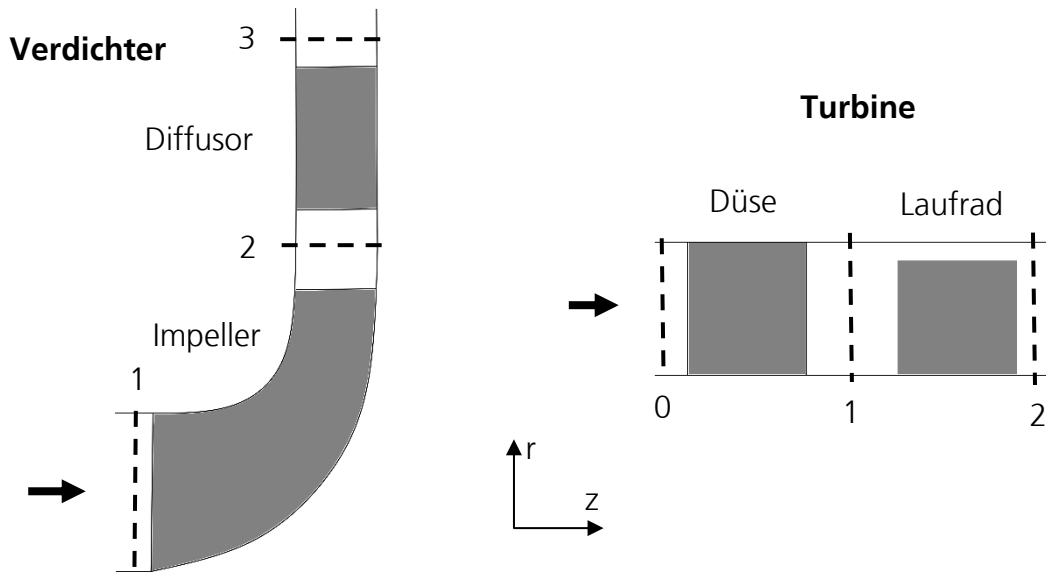


Abbildung 2.1: Querschnitt einer Radialverdichter- (links) und einer Axialturbinenstufe (rechts) mit Kennzeichnung der Komponenten, Strömungsrichtung und Bezugsebenen

$$p_t = p + \frac{\rho}{2} c^2 \quad (2.1)$$

Die Separation in die Temperaturkomponenten T_t und T erfolgt analog über einen dynamischen Temperaturanteil in Formel (2.2). Dieser setzt sich aus der quadrierten Geschwindigkeit c^2 und der spezifischen Wärmekapazität c_p zusammen [9, S. 124].

$$T_t = T + \frac{c^2}{2 \cdot c_p} \quad (2.2)$$

Neben dem Zusammenhang von Geschwindigkeit und thermodynamischem Betrachtungssystem sind die einzelnen Geschwindigkeitskomponenten bei der Turbomaschinenbetrachtung essenziell. Hierbei wird zwischen der Geschwindigkeit im statischen Absolutsystem \vec{c} und im rotierenden Relativsystem \vec{w} unterschieden. Das Relativsystem beschreibt das mit der Umfangsgeschwindigkeit \vec{u} mitrotierende Betrachtungssystem. Dieser Zusammenhang ist in Formel (2.3) dargestellt [10, S. 20].

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} \quad (2.3)$$

Sowohl die Absolut- als auch die Relativgeschwindigkeit werden hierbei in eine meridionale c_m und eine Umfangskomponente c_u aufgeteilt (Formel (2.4)). [10, S. 20]

$$|c| = \sqrt{c_m^2 + c_u^2} \quad (2.4)$$

Die formellen Zusammenhänge (2.3) und (2.4) werden in dem Geschwindigkeitsdiagramm in Abbildung 2.2 verdeutlicht. Neben den einzelnen Geschwindigkeitskomponenten sind die Winkelnotationen des Absolut-Strömungswinkels α und Relativ-Strömungswinkels β aufgezeigt. Diese werden zur Normalen der Rotationsrichtung definiert. Ein positiver Winkel impliziert hierbei eine Abströmung in Rotationsrichtung. [10, S. 19]

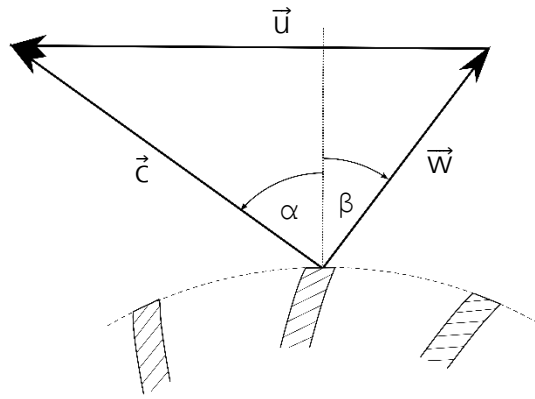


Abbildung 2.2: Darstellung des Geschwindigkeitsdreiecks eines Radialverdichters in der Ebene 2 (Impelleraustritt) mit Winkelnotation

Die Geschwindigkeitskomponenten sind mit der Leistung der Turbomaschine verknüpft. Die totale Enthalpieänderung Δh_t entspricht bei einer adiabaten Betrachtung der spezifischen Arbeit w [11, S. 12]. Den Zusammenhängen von Euler folgend, entspricht diese spezifische Arbeit der Änderung der Geschwindigkeitskomponenten $u \cdot c_u$ zwischen Ein- und Austritt der rotierenden Komponente (Formel (2.5)) [9, S. 701].

$$w = \frac{P}{\dot{m}} = \Delta h_t = u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1} \quad (2.5)$$

Die Kopplung der Aerodynamik und Thermodynamik über die Eulergleichung sowie die zuvor definierten Zusammenhänge werden im h - s -Diagramm in Abbildung 2.3 konkretisiert. Die statische und totale Enthalpie ist über die Geschwindigkeitskomponente $c^2/2$ verknüpft. Bei der Kompression wird zunächst im Impeller neben dem statischen Druck p_2 auch die Geschwindigkeit c_2 erhöht. In dem nachfolgenden Diffusor wird ein Teil dieser Geschwindigkeitskomponente in statischen Druck gewandelt. In der Axialturbinen wird zunächst ein Großteil der Totalenthalpie in kinetische Energie $c_1^2/2$ gewandelt und dann im Laufrad als spezifische Arbeit w entnommen.

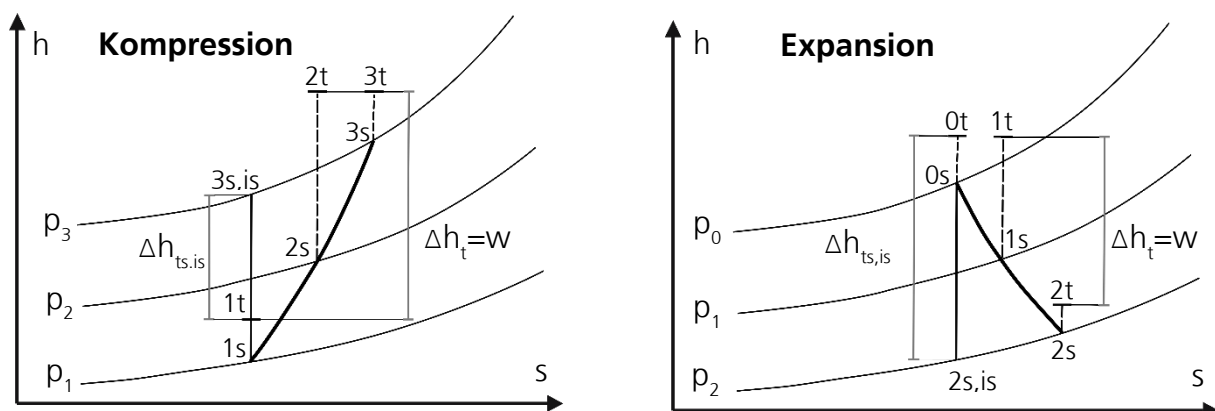


Abbildung 2.3: h - s -Diagramm der Kompression (links) und der Expansion (rechts) mit Darstellung der Bezugsebenen der Turbomaschinen

Zur Quantifizierung der Güte der dargestellten Fluidprozesse wird der reale Prozess ins Verhältnis zum Vergleichsprozess gesetzt. Hierbei wird je nach Anwendungsfall am Austritt der Maschine der statische oder totale Zustand betrachtet. Entscheidend ist, ob die kinetische Energie des Fluids in nachfolgenden Maschinen verwertet wird [11, S. 167]. In den folgenden Definitionen wird die Maschine als einstufig und somit der statische Zustand am Austritt betrachtet.

Im isentropen Wirkungsgrad wird die reale Zustandsänderung Δh_t zu einer optimal isentropen Zustandsänderung $\Delta h_{ts,is}$ ins Verhältnis gesetzt [12, S. 106, 117]. Die isentrope Zustandsänderung ist ebenfalls in Abbildung 2.3 dargestellt. Bei der Betrachtung idealer Gase lassen sich diese Zustandsänderungen durch die Änderung der Drücke p und Temperaturen T zwischen dem Stufeneintritt 0 und Stufenaustritt 2 darstellen. Der formelle Zusammenhang der Expansion ist in Gleichung (2.6) gegeben. Bei der Betrachtung von Kompressionsprozessen werden die Zähler und Nenner getauscht und die Betrachtungsebenen entsprechend angepasst [10, S. 6].

$$\eta_{T,ts,is} = \frac{P}{\dot{m} \cdot \Delta h_{ts,is}} = \frac{\Delta h_t}{\Delta h_{ts,is}} \approx \frac{T_{t2}/T_{t0} - 1}{\left(\frac{p_2}{p_{t0}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1} \quad (2.6)$$

Die Divergenz der Isobaren bei steigender Entropie in einem h - s -Diagramm zeigt sich in Abbildung 2.3. In dem polytropen Verdichterwirkungsgrad in Formel (2.7) wird diese physikalische Eigenschaft berücksichtigt und daher die isentrope Druckerhöhung in infinitesimalen Teilschritten im Vergleichsprozess analysiert [10, S. 8]. Diese infinitesimal-isentrope Verdichterarbeit y , die dem integrierten spezifischen Volumen entlang der Zustandsänderung $\int v dp$ entspricht, wird mit der realen polytropen Verdichterarbeit Δh_t ins Verhältnis gesetzt (Formel (2.7)) [11, S. 43]. Für ideale Fluide kann dies erneut mithilfe der Temperaturen T und Drücke p am Eintritt und Austritt ins Verhältnis gesetzt werden [10, S. 8]. Die Anpassung des Turbinenwirkungsgrades erfolgt analog zum isentropen Wirkungsgrad.

$$\eta_{V,ts,pol} = \frac{y}{\Delta h_t} = \frac{\int v dp}{\Delta h_t} \approx \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{\ln\left(\frac{p_3}{p_{t1}}\right)}{\ln\left(\frac{T_{t3}}{T_{t1}}\right)} \quad (2.7)$$

Radialverdichter

Basierend auf dem h - s -Diagramm in Abbildung 2.3 wird im Impeller eines Verdichters dem Fluid Arbeit zugefügt. Während in Axialverdichtern die Drallerhöhung nach Gleichung (2.5) nahezu ausschließlich über die Änderung der Geschwindigkeits-Umfangskomponente c_u erfolgt, wirkt in Radialmaschinen der Zentrifugaleffekt [13, S. 331]. Die Durchströmung des Verdichters von innen nach außen bedingt eine Erhöhung des Radius sowie der Umfangsgeschwindigkeit und der Drall nimmt zu. Im Vergleich zu Axialverdichtern können daher deutlich größere Druckverhältnisse realisiert werden [11, S. 158].

Die umgesetzte Stufenarbeit eines Verdichters wird in der Druckzahl Ψ quantifiziert. Hierbei wird die spezifische Stutzenarbeit y der Stufe zur Umfangsgeschwindigkeit u_2 ins Verhältnis gesetzt. Somit wird ein Zusammenhang zwischen der spezifischen Stutzenarbeit, der Rotationsgeschwindigkeit und dem Austrittsdurchmesser hergestellt (Formel (2.8)) [14, S. 60]. Impeller ohne Deckscheibe werden mit Druckzahlen zwischen $\Psi=1,0$ und $1,3$ ausgeführt. Bei geschlossenen Impellern sind Druckzahlen bis $1,6$ umsetzbar [14, S. 61]. Ein Grund hierfür ist, dass durch den fehlenden Spalt an der Schaufelspitze die Verwirbelungen und Sekundärströmungen vermindert werden [10, S. 83]. Allerdings sind geschlossene Impeller schwerer zu fertigen [10, S. 83] und aufgrund des zusätzlichen Materials an der Schaufelspitze in der Umfangsgeschwindigkeit stärker eingeschränkt [15, S. 7].

$$\Psi = \frac{y}{u_2^2/2} \quad (2.8)$$

Neben dem Zentrifugaleffekt beeinflusst die Geschwindigkeits-Umfangskomponente am Impelleraustritt c_{u2} die spezifische Verdichterarbeit. Diese Geschwindigkeit ist wiederum abhängig vom Austrittswinkel der Impellerbeschaufelung β_2^* . Hierbei werden die Impeller in drei Kategorien separiert [16, S. 226–227]:

- Rückwärtsgekrümmte Impeller ($\beta_2^* < 0^\circ$)
Energieumsatz klein; Wirkungsgrad hoch; Mechanische Belastung hoch
- Radial-endende Impeller ($\beta_2^* = 0^\circ$)
Energieumsatz mittel; Wirkungsgrad mittel; Mechanische Belastung gering
- Vorwärtsgekrümmte Impeller ($\beta_2^* > 0^\circ$)
Energieumsatz hoch; Wirkungsgrad gering; Mechanische Belastung hoch

Vorwärtsgekrümmte Impeller werden nur in Ventilations- oder Klimasystemen verwendet [10, S. 26]. Bedingt durch die Effizienzvorteile werden in der Regel rückwärtsgekrümmte Impeller verbaut, wobei der optimale Schaufelwinkel im Bereich von $\beta_2^* \approx -45^\circ$ liegt [14, S. 63]. Durch die Rückwärtskrümmung sinkt der Energieumsatz in der Schaufel (c_{u2} sinkt, Formel (2.5)) sowie die Schaufelkrümmung. Die höhere Effizienz rückwärtsgekrümmter Schaufeln ist zum einen in der niedrigeren Schaufelbelastung durch die geringere Krümmung begründet. Zum anderen steigt der Anteil des Zentrifugaleffekt-basierten Druckanstiegs, da bei gleichem Druckverhältnis rückwärtsgekrümmte Impeller eine höhere Umfangsgeschwindigkeit haben. Daraus folgend werden die Sekundärströmung und die resultierenden Verluste gemindert. Auch der Diffusorwirkungsgrad wird erhöht, da die Abströmgeschwindigkeit des Impellers sinkt [17, S. 263–264].

Bei endlicher Schaufelzahl entspricht der Strömungswinkel in der Ebene 2 nicht dem Schaufelwinkel [18, S. 82]. Dies lässt sich modellhaft mit dem relativen Kanalwirbel erläutern. Die radiale Fluidströmung wird durch die – aus der Impellerdrehbewegung resultierenden – Fliehkräfte in Umfangsrichtung transportiert. Dies impliziert, dass die Geschwindigkeit an der Saugseite höher als auf der Druckseite ist. Die Geschwindigkeits- und

Druckunterschiede induzieren den relativen Kanalwirbel, der die Ausgleichbewegungen zwischen Druck- und Saugseite darstellt. Der relative Kanalwirbel in den Impellern von Radialverdichtern bedingt eine (Minder-)Umlenkung der Fluidströmung am Austritt und ist nicht an Reibungseffekte geknüpft [9, S. 821–823]. Die Abweichung in der Umfangsgeschwindigkeit Δc_{u2} – bedingt durch den relativen Kanalwirbel – ist in Abbildung 2.4 dargestellt. Verstärkt wird die Minderumlenkung durch Strömungsablösungen und Nachlaufzellen [16, S. 238–240]. Die Nachlaufzelle ist das strömungsarme Gebiet an der Hinterkante einer Schaufel aufgrund der Schaufeldicke.

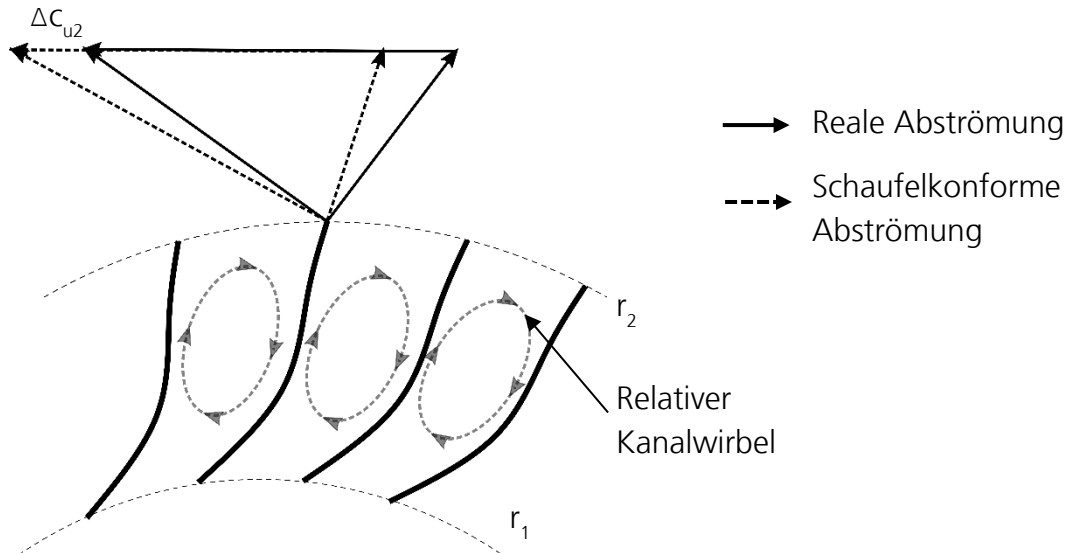


Abbildung 2.4: Schematische Darstellung des relativen Kanalwirbels in einem Radialverdichterpeller und der resultierenden Abweichung der Umfangsgeschwindigkeit Δc_{u2}

Aus dieser Minderumlenkung Δc_{u2} resultiert nach der Euler-Gleichung (2.5) eine Minderleistung. Im Minderleistungsfaktor σ_M wird diese Abweichung zu einer idealen (schaufelkonformen) Umfangsgeschwindigkeit c_{u2}^∞ in Relation gesetzt. Empirische Minderleistungsmodelle ermöglichen die Abschätzung der tatsächlichen Verdichterleistung ohne aufwändige numerische Strömungssimulationen oder Verdichtertestläufe. Ein Beispiel für ein empirisches Minderleistungsmodell stammt von WIESNER [19]. Hierbei finden die Schaufelzahl Z , der Schaufelwinkel β_2^* sowie die Durchflusskenngröße φ_2 Anwendung. Die Durchflusskenngröße entspricht dem Quotienten aus der Meridionalgeschwindigkeit c_{m2} und der Umfangsgeschwindigkeit u_2 am Austritt [9, S. 762]. Der Zusammenhang ist in Formel (2.9) dargelegt [9, S. 826]. Weitere Ausführungen finden sich in Anhang A.

$$\sigma_M = \frac{c_{u2}}{c_{u2}^\infty} = 1 - \frac{\Delta c_{u2}}{c_{u2}^\infty} \approx 1 - \frac{\sqrt{\cos(\beta_2^*)}}{Z^{0,7} \cdot (1 + \varphi_2 \cdot \tan(\beta_2^*))} \quad (2.9)$$

Neben der tatsächlichen Stufenarbeit werden durch empirische Modelle die Radialverdichterverluste eindimensional abgeschätzt, um frühzeitig im Auslegungsprozess die Wirkungsgrade und Druckverhältnisse abschätzen zu können. Beispiele sind die Modelle von OH ET AL. [20] sowie GUTIÉRREZ VELÁSQUEZ [21]. Die Verluste werden in externe-parasitäre

sowie interne Verluste aufgeschlüsselt. Zu den parasitären Verlusten zählen die Leckageverluste in den Dichtungen, Radreibungsverluste sowie Rückströmverluste zwischen Diffusor und Impeller [20, S. 333]. In den internen Verlusten werden die Fluidreibungs-, Spalt-, Beladungs- sowie Inzidenzverluste zusammengefasst [20, S. 332]. Für jeden der Verluste wird empirisch eine verlustbedingte Enthalpiedifferenz $\Delta h_{\text{Verlust}}$ bestimmt. Die Modelle der einzelnen Verluste basieren in der Regel auf einem Verlustbeiwert ζ und einer quadrierten Geschwindigkeit. Dies ist in Formel (2.10) beispielhaft mit der Umfangsgeschwindigkeit angegeben. Der Verlustbeiwert ζ der einzelnen Verluste ist hierbei abhängig von geometrischen, thermodynamischen und aerodynamischen Größen. Eine Zusammenfassung der Verlustmodelle von OH ET AL. [20] sowie GUTIÉRREZ VELÁSQUEZ [21] findet sich in Anhang A.

$$\Delta h_{\text{Verlust}} = \zeta \cdot u_2^2 \quad (2.10)$$

Die Krümmung und RADIUSERHÖHUNG im Impeller sorgt für eine Querschnittserweiterung und somit Verzögerung der Relativströmung. Trotzdem wird im h-s-Diagramm in Abbildung 2.3 ersichtlich, dass ein Großteil der umgesetzten Stufenarbeit am Impelleraustritt kinetischer Energie (Absolutgeschwindigkeit) entspricht. Um die statische Druckerhöhung der Stufe zu vergrößern, wird im nachfolgenden statischen Diffusor kinetische Energie in potenzielle Energie gewandelt. Das Bewertungskriterium eines Diffusors ist somit die statische Druckerhöhung. Dies spiegelt sich im Druckbeiwert c_p in Formel (2.11) wider. Zur Quantifizierung wird die Erhöhung des statischen Druckes $p_3 - p_2$ ins Verhältnis zum Druckpotenzial $p_{t2} - p_2$ gesetzt. [22, S. 27]

$$c_p = \frac{p_3 - p_2}{p_{t2} - p_2} \quad (2.11)$$

In diesem Abschnitt wird deutlich, dass Sekundärströmungen maßgeblich die Strömung in Radialverdichtern und somit die Effizienz beeinflussen. Die Sekundärströmung ist hierbei als Differenz zwischen nicht-viskoser und realer Strömung definiert. Die Wirbelstrukturen können in drei Wirbel separiert werden: Der Passagenwirbel (passage vortex) wird durch die Strömungsumlenkung getrieben und wirkt bedingt durch die hohe Schaufelkrümmung vor allem im Einlassbereich des Impellers. Verstärkt wird dieser Wirbel durch die Grenzschichtentwicklung und somit auch durch die Vorderkantenströmung. Der Schaufelflächenwirbel (blade surface vortex) wird durch die meridionale Krümmung des Kanals induziert und wirkt daher primär im axial-radialen Übergang der Schaufel und nicht in der radialen Passage. Der Corioliswirbel (coriolis vortex) wird durch die Corioliskraft auf das Fluid getrieben und wirkt somit nur in der radialen Passage. [10, S. 78–79]

Axialturbinen

Analog zur Klassifizierung von Verdichtern, werden Turbinen basierend auf der vorwiegenden Strömungsrichtung in Axial- und Radialturbinen unterteilt. Zusätzlich wird basierend auf dem Reaktionsgrad ρ nach Gleichdruck- ($\rho \approx 0$) und Reaktionsturbinen ($\rho \approx 0,5$)

klassifiziert. Der Reaktionsgrad ist das Verhältnis aus isentroper Enthalpieänderung im Laufrad $\Delta h_{is}''$ zur gesamten Enthalpieänderung $\Delta h_{is}' + \Delta h_{is}''$ (Formel (2.12)) [11, S. 188].

$$\rho = \frac{\Delta h_{is}''}{\Delta h_{is}' + \Delta h_{is}''} \quad (2.12)$$

Bedingt durch die große Enthalpie- und somit Druckänderung in der Düse ($\Delta h_{is}'$) haben Gleichdruckturbinen einerseits eine höhere Leistungsdichte und daher eine kürzere Baulänge im Vergleich zu Reaktionsturbinen. Andererseits sind die Strömungsgeschwindigkeiten und Umlenkungen höher und somit die Wirkungsgrade geringer. [11, S. 147–148]

Einfluss auf den Wirkungsgrad hat unter anderem der Strömungsbeiwert ψ der Düse und des Laufrads. Bei diesem Beiwert in Formel (2.13) wird die reale Abströmgeschwindigkeit c zu einer optimal isentropen Abströmgeschwindigkeit c_{is} in Relation gesetzt. In die isentrope Abströmgeschwindigkeit fließt die isentrope Enthalpiedifferenz $\Delta h_{ts,is}$ und somit die Eintritts- und isentropen Austrittsbedingungen ein. Der quadrierte Strömungsbeiwert entspricht dem aerodynamischen Wirkungsgrad η_{aero} einer Schaufelpassage. [23, S. 62–63] [9, S. 867]

$$\psi = \frac{c}{c_{is}} = \frac{c}{\sqrt{2 \cdot \Delta h_{ts,is}}} = \sqrt{\eta_{aero}} \quad (2.13)$$

Im kleinen Leistungsbereich und bei hohen (Dampf-)Druckverhältnissen wird häufig eine Sonderform der Axialturbine – die Überschallturbine – verwendet. Diese wird stets als Gleichdruckturbine ausgeführt [24, S. 3]. Die Definition der Überschallturbine ist in der Literatur nicht eindeutig belegt. Im Folgenden wird die Definition von HORLOCK [23] verwendet: In Unterschallturbinen ist zwischen den Schaufelpassagen die Strömung subsonisch. Überschallturbinen haben supersonische Strömungsbedingungen sowohl bei der Düsenabströmung als auch der Laufradanströmung. Im Gegensatz dazu ist in transsonischen Turbinen die Anströmung des Laufrads im Relativsystem subsonisch. [23, S. 198]

Um in transsonischen und Überschallturbinen eine supersonische Abströmung der Düse zu erreichen, wird eine Lavaldüsenkontur verwendet. Im Gegensatz zum klassischen konvergenten Verlauf hat die Düse eine konvergent-divergente Kontur. Im Übergang zwischen diesen beiden Bereichen hat die Lavaldüse den engsten Querschnitt. Wenn an dieser Stelle das kritische Druckverhältnis erreicht wird, ist die Geschwindigkeit im engsten Querschnitt sonisch und die Düse sperrt. Allein der divergente Düsenabschnitt ermöglicht die supersonische Beschleunigung [25, S. 183–192]. Grund dafür ist, dass im Unterschallbereich bei einer Querschnittsänderung die Geschwindigkeit schneller steigt als die Dichte und im Überschallbereich vice versa [26, S. 161].

Neben dem konträren Verhalten bei Kanalkontraktion treten in der Überschallströmung einige spezifische Strömungsphänomene auf. Im Folgenden liegt der Fokus auf den Verdichtungsstößen, der Prandtl-Meyer-Expansion und der Unique-Incidence.

Im Verdichtungsstoß steigen der Druck und die Dichte eines Fluides unter Zunahme der Entropie und Abnahme der Geschwindigkeit sprunghaft. Verdichtungsstöße treten in der Überschallströmung auf, wenn diese auf einen Strömungskörper trifft oder konkave sowie konvexe Konturen umströmt werden [25, S. 203–207]. Der Auslöser ist somit eine Druckänderung in der Strömung, die durch die umströmte Geometrie induziert wird [26, S. 15]. Anhand ihrer Lage zur Strömungsrichtung werden Verdichtungsstöße in gerade und schräge Stöße unterteilt. Die Geschwindigkeit hinter einem geraden Stoß ist subsonisch [25, S. 200]. Da bei schrägen Verdichtungsstößen nur die Normalkomponente eine Verzögerung erfährt, wird die Strömung zum Stoß hingelenkt und ist hinter der Stoßfront mitunter weiterhin supersonisch [25, S. 203–206]. Der Stoßwinkel ist hierbei abhängig von der Machzahl, der Kanalkontur und den Fluideigenschaften [25, S. 207]. Je nach Stoßwinkel und resultierender Abströmmachzahl wird zwischen schwachen Stößen mit supersonischer Abströmung und starken Stößen mit subsonischer Abströmung unterschieden [25, S. 207].

Wenn sich die Kanalkontur nicht sprunghaft ändert, sondern eine kontinuierliche Krümmung besitzt, bilden sich viele infinitesimale schwache Stöße [25, S. 211]. Sie werden auch als Machlinien bezeichnet [26, S. 16] und sorgen dafür, dass auch die Überschallströmung der Kontur folgt [27, S. 3]. Dieser kontinuierliche Expansionsvorgang von Überschallströmung wird Prandtl-Meyer-Expansion genannt und ist für eine konkave Wand links in der Abbildung 2.5 schematisch dargestellt. Die Machlinien laufen ohne Interaktion auseinander und sind sehr schwach, sodass die Entropie nahezu konstant ist. Dieser Expansionsvorgang existiert auch an scharfen konvexen Ecken. Dort stellt sich ein Fächer der Machlinien ein, sodass die Überschallströmung um eine Ecke expandiert [11, S. 107].

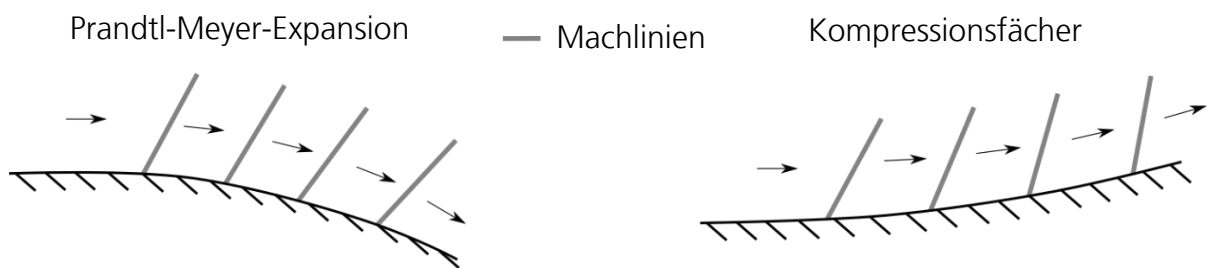


Abbildung 2.5: Schematische Darstellung der Machlinien und Umlenkungen an einer konvexen Wand (links; Prandtl-Meyer-Expansion) und konkaven Wand (rechts; Kompressionsfächer)

Im Gegensatz dazu entstehen bei einer konkaven Wand (Abbildung 2.5, rechts) infinitesimale Kompressionswellen. Der Winkel der Stoßwellen ist – den Gesetzen der Verdichtungsstöße folgend – abhängig von der Machzahl [27, S. 4]. Bedingt durch die konkave Kontur und die resultierenden Stoßwinkel ist ein Zusammenlaufen der Machlinien möglich. Bei zu großen Machzahlen oder Krümmungswinkeln der Wand schneiden sich die Machlinien und bilden einen unstetigen starken Stoß [11, S. 108]. Dieser wird als koalischer Stoß bezeichnet.

Die Differenz zwischen dem Anströmwinkel β_i und Schaufelwinkel β_i^* eines Gitters wird als Inzidenz Δi bezeichnet (Formel (2.14)) [23, S. 73]. Der Schaufelwinkel bezieht sich in der vorliegenden Arbeit auf die Saugseite. Bei Unterschallturbinen ist die Inzidenz frei wählbar, respektive abhängig vom Düsenaustrittswinkel und der Umfangsgeschwindigkeit des Laufrads. Die Prandtl-Meyer-Expansion sowie Verdichtungsstöße bedingen bei der Überschallanströmung einer Passage (mit axialer Unterschallströmung) die Unique-Incidence [28, S. 5]. Somit sind die Inzidenz und der Anströmwinkel in diesem Fall nicht frei wählbar, sondern an die Anströmmachzahl und die Schaufelkontur gebunden [28, S. 5] und dabei speziell an die Saugseiten- und Vorderkantenkontur [29, S. 58, 74].

$$\Delta i = \beta_i - \beta_i^* \quad (2.14)$$

Die Unique-Incidence sowie die beschriebenen Überschallströmungsphänomene werden anhand der Anströmung einer Schaufelpassage in Abbildung 2.6 erläutert. Das Auftreffen der Überschallströmung auf die Schaufelpassage induziert einen Verdichtungsstoß. Hierbei ist die Stärke des Stoßes bei spitzen Vorderkanten am geringsten. Der Stoß sorgt für eine Umlenkung der Strömung in die Schaufelpassage zur Saugseite. Die konvexe Krümmung der Saugseite resultiert in einer Prandtl-Meyer-Expansion und somit einer weiteren Umlenkung der Strömung in die Passage. Die Kompressionswellen auf der konkaven Druckseite sind nicht visualisiert. Das anströmende Fluid wird durch die beschriebenen Phänomene somit in die Schaufelpassage gelenkt. Da die Umlenkung über die Stöße an die Schaufelkontur und Anströmmachzahl geknüpft ist und der Verdichtungsstoß die Anströmung an die weiteren Schaufeln des Laufrads beeinflusst, ist der Anströmwinkel nicht frei wählbar, sondern entspricht der Unique-Incidence [29, S. 43–45]. Falls die Anströmung auch axial supersonisch ist, wird der Verdichtungsstoß spitzer und trifft auf die Druckseite. Dadurch wird die Anströmung nicht mehr von anderen Schaufelpassagen beeinflusst und jegliche Inzidenz ist denkbar [29, S. 45]. Eine detaillierte Beschreibung der Strömungsphänomene und Unique-Incidence liefern LICHTFUSS UND STARKEN [29, S. 43–61].

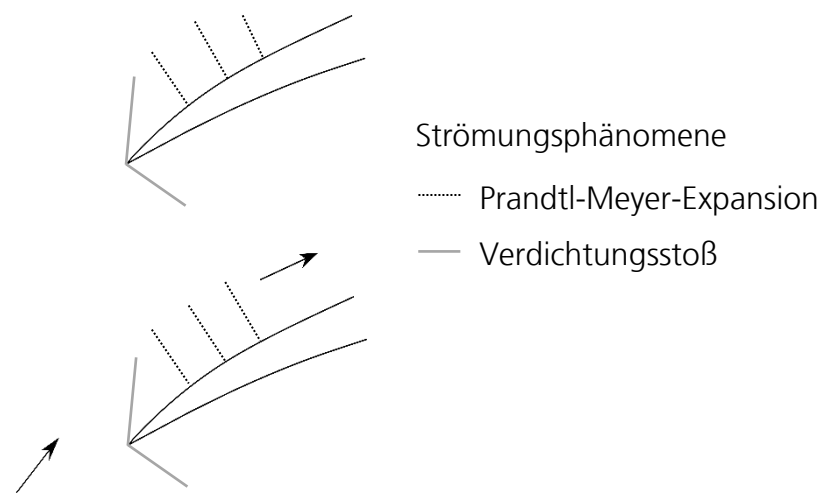


Abbildung 2.6: Anströmung eines Laufradprofils mit Überschallströmung (axial subsonisch) mit Skizzierung der auftretenden Strömungsphänomene

Bei realen Turbinenanwendungen ist die Vorderkante der Schaufelpassage nicht spitz ausgeführt, wie es ideal für Überschallanströmung ist. Stattdessen ist die Vorderkante leicht abgerundet, um Erosion zu vermeiden [30, S. 196]. Direkt vor der abgerundeten Vorderkante hat das Fluid keine Geschwindigkeit (Staupunkt) und der Verdichtungsstoß am Eintritt in die Passage ist von der Vorderkante abgesetzt. Diese Änderung des Stoßes am Eintritt sorgt zwar für einen anderen Wert der Unique-Incidence, verhindert aber nicht dieses Überschallströmungsphänomen.

2.2 Methoden zur Berechnung von Turbomaschinen

In Abschnitt 2.1 wurden die hohen Geschwindigkeiten und die turbulente dreidimensionale Strömung in Turbomaschinen verdeutlicht. Um die Strömungsmechanik und Thermodynamik und somit das Systemverhalten zu ermitteln, existiert für die Auslegung und Berechnung von Turbomaschinen eine Vielzahl an Methoden. Die Methoden reichen von einfachen Ähnlichkeitsbetrachtungen und der eindimensionalen Stromfadentheorie bis hin zu dreidimensionalen numerischen Strömungssimulationen.

Bei der eindimensionalen Stromfadentheorie wird die dreidimensionale instationäre Strömung als gemittelte stationäre Strömung auf einem repräsentativen Stromfaden (eindimensional) modelliert [12, S. 347]. Die Berechnungen erfolgen in den Bezugsebenen aus Abschnitt 2.1. In jeder Bezugsebene werden die thermodynamischen Größen wie Druck, Dichte und Temperatur sowie die Geschwindigkeiten in Umfangs- und Meridionalrichtung ermittelt. Durch die Kopplung der thermo- und aerodynamischen Größen wird zwischen statischen und totalen Zuständen unterschieden. Für die verlustbehafteten Strömungsvorgänge zwischen den Bezugsebenen werden Modelle für die Fehlabbströmung und Verluste herangezogen [11, S. 163–166]. Für eine detaillierte Beschreibung der Stromfadentheorie und der eindimensionalen Turbomaschinenberechnungen wird auf die Fachliteratur verwiesen [11] [12] [22]. Die generellen Berechnungsvorschriften werden im Zuge des Kapitels 4 und in Anhang A vorgestellt.

Mithilfe von Verlust- und Minderleistungsmodellen (Abschnitt 2.1) wird die Abschätzung der Verluste oder Fehlabbströmung von Schaufelpassagen in der Stromfadentheorie ermöglicht. Hierbei werden auf Basis einer Datengrundlage (halb-)empirische Regressionsmodelle erstellt. Bei den in Abschnitt 2.1 vorgestellten Modellen bilden experimentelle Untersuchungen die Datengrundlage. Eine weitere Methode zur Modellierung von Verlusten ist das Surrogate-Modelling. Hierbei werden basierend auf Simulationsdaten Regressionsmodelle erstellt. Dazu ist einerseits eine Vielzahl numerischer Rechnungen notwendig, sodass die Methode erst seit einigen Jahren vermehrt eingesetzt wird. Auch müssen Abweichungen der Simulationen von der Realität berücksichtigt werden. Andererseits kann die Parametervariation basierend auf einer statistischen Versuchsplanung (SVP) sukzessiv und fundiert durchgeführt werden. Ebenso liegt der finanzielle Aufwand weit unter dem Aufwand der experimentellen Datenerhebung. Eine Möglichkeit der Erstellung der Simulationsdaten bieten die dreidimensionalen numerischen Strömungssimulationen. Im

Folgenden werden die Methoden des Surrogate-Modelling und der numerischen Strömungssimulation erläutert.

2.2.1 Surrogate-Modelling

Bei der Neuentwicklung von Maschinen ist eine schnelle Abschätzung des Systemverhaltens wichtig. Hierfür ist das Surrogate-Modelling eine Methode, bei der anhand einer Datenbasis der Einfluss von Eingangsparameter auf die System-Ausgabegrößen quantifiziert wird [10, S. 164]. Die Erstellung von Surrogate-Models erfolgt in der Regel in drei Schritten: Zu Beginn wird in der statistischen Versuchsplanung (SVP) eine Matrix der Eingangsparameter-Variation definiert, wobei die Matrizengröße systemspezifisch variiert werden kann. Für die Parametermatrix wird anschließend basierend auf einem Simulationsmodell die zugehörige Matrix mit Ausgabegrößen erstellt. In einem letzten Schritt wird mittels Regressionsmodellen der Einfluss der Parametermatrix auf die Ausgabematrix quantifiziert. Für die Verknüpfung der Teilschritte und die Erstellung des SVP existieren verschiedene Softwarelösungen, wie das Programm ANSYS OptiSLang. In diese Softwareumgebung lassen sich eine Vielzahl an numerischen Modellen und diverse Berechnungssoftware integrieren, um die jeweilige Ausgabematrix zu erstellen. Für die SVP und Regression werden diverse Modelle verwendet, die im Folgenden zusammengefasst werden.

Für die Erstellung von Surrogate-Models mit minimalen Regressionsfehlern ist die SVP essenziell. VAN DEN BRAEMBUSSCHE [10, S. 165] verdeutlicht, dass SVP basierte Surrogate-Models stets geringere Fehler als Modelle mit zufälligen Parametermatrizen aufweisen. Bei der SVP werden zunächst die Variationsmöglichkeiten durch Parameterbereiche vordefiniert. Ziel der SVP ist es, mit einer geringen Anzahl an Untersuchungspunkten (Samples) optimale Stützstellen für ein Regressionsmodell zu liefern. Bei stetigem Systemverhalten steigt die Genauigkeit der Modelle mit steigender Datenpunktanzahl. In wenigen Anwendungsfällen kippt dieses Verhalten bei einer weiteren Steigerung der Datenpunkte, die Ungenauigkeiten nehmen wieder zu (Oversampling) [31, S. 3].

Die SVP-Methoden basieren auf deterministischen oder stochastischen Ansätzen. Die deterministischen Ansätze zeichnen sich durch strukturierte Anordnungen und eine Korrelation der Datenpunkte mit der Parameteranzahl aus. Beispiele hierfür sind das Full-Factorial (FF) Sampling und das D-optimal Sampling. Beim Full-Factorial Sampling erfolgt die Verteilung der Samples gleichmäßig über den Parameterraum. Die Sampleanzahl steigt dementsprechend exponentiell mit der Parameteranzahl [32, S. 64]. Beim linearen D-optimal Sampling ist der Zusammenhang linear, jedoch ist die Datenpunktdichte auch deutlich geringer [32, S. 66].

Bei den stochastischen Verfahren erfolgt die Datenpunktzuordnung zufällig, in der Monte-Carlo-Simulation (MCS) sogar ohne zusätzliche Einschränkungen. Da ohne weitere Einschränkungen und bei geringer Datenpunktdichte ungewollte Korrelationen der Eingangsparameter entstehen, wird im Latin-Hypercube-Sampling (LHS) als Nebenbedingung

die Parameterkorrelation minimiert. Vorteile der stochastischen Verfahren sind eine Reduktion der Datenpunkte und die Unabhängigkeit der Sample- und Parameteranzahl [32, S. 6–8]. Für eine globale Varianz-basierte Sensitivitätsanalyse wird das LHS empfohlen [33, S. 2]. Weitere Ausführungen und Modelle wie die deterministischen Box-Behnken- (BB), Sobol-Space-Filling- (SSF), Face-Centered-Composite-Design- (FCCD) Modelle und das stochastische Latinized-Centroidal-Voronoi-Tessellations- (LCVT) Modell finden sich in der Fachliteratur [32] [34] [35].

Die Verknüpfung der Eingangs- und Ausgangsgrößen des modellierten Systems erfolgt mittels numerischer Zusammenhänge. Hierbei determiniert die Komplexität des Systems die Anforderungen an das Regressionsmodell. Außerdem korreliert die Komplexität der Regressionsmodelle mit dem numerischen Aufwand der Modellerstellung. In der Literatur sind einige Beispiele der Regressionsmodelle zu finden. In ANSYS OptiSLang werden automatisch die Ansätze Polynome, Moving-Least-Squares (MLS) und Kriging verglichen. Diese drei Modelle und der RBF-Ansatz als Grundlage des Kriging-Modells werden nachfolgend zusammengefasst. Für weitere Informationen zu diesen Modellen und weiteren Regressionsmodellen wie den neuronalen Netzen (NN), Gappy-Propor-Orthogonal-Decomposition (GPOD), Support-Vector-Regression (SVR) und Multi-Variate-Adaptive-Regression-Splines (MARS) wird auf die Fachliteratur verwiesen [34] [36] [37].

Den bekanntesten Regressionsansatz stellen die Polynome dar. Hierbei werden die Polynome der Eingabegrößen x mit den Konstanten c multipliziert. Auch gemischte Terme $x_i \cdot x_j$ werden betrachtet. Die Regressionsfunktion $F(x)$ ist in Gleichung (2.15) dargestellt. Die Anzahl der Konstanten ist hierbei eine Funktion der Parameteranzahl M_k . [36, S. 181]

$$F(x) = c_0 + \sum_{j=1}^{M_k} c_j \cdot x_j + \sum_{j=1}^{M_k} c_{jj} \cdot x_j^2 + \sum_{i \neq j}^{M_k} c_{ij} \cdot x_i \cdot x_j \quad (2.15)$$

Mit zunehmender Entfernung zu den Stützstellen werden Polynome ungenau. Polynome höheren Grades als zwei sorgen lediglich für höhere lokale Genauigkeiten mit zunehmender Anzahl lokaler Maxima [31, S. 3]. Außerdem sind Polynome ungeeignet um die stark nichtlinearen, mehrdimensionalen Problemstellung im Ingenieursbereich abzubilden. Des Weiteren liefern sie keine Auskunft über die Bereiche mit ungenügender Datenpunktdichte. Allerdings hat ihre einfache Handhabung große Vorteile im Bereich der Unsicherheitsanalyse [37, S. 75]. Es wird empfohlen, Polynome nur für relativ glatte Funktionen mit einer geringen Anzahl an Eingangsparametern zu verwenden [33, S. 5].

Im MLS-Ansatz werden die Polynome um einen variablen Faktor $a(x)$ erweitert. Dieser Faktor variiert im Modellierungsbereich und wird mittels statistischer Verfahren bestimmt. In der Regel sind die Gleichungssysteme überbestimmt, zur Determinierung der Parameter wird der Least-Square-Ansatz gewählt. Der Vorteil gegenüber Polynomen ist die Abbildung beliebig komplexer, nichtlinearer Funktionen. Außerdem konvergiert der Ansatz bei steigender Anzahl an Stützstellen gegen die reale Funktion [31, S. 6]. Des Weiteren bietet

der MLS-Ansatz eine gute Glättung von »Solver-Noise« und einen vergleichsweise geringen Modellierungsaufwand. Allerdings kommt es schnell zum Overfitting [32, S. 14]. Der MLS-Ansatz sollte nur für weniger als zehn Eingangsparameter verwendet werden [33, S. 40].

Beim RBF-Ansatz werden lineare Kombinationen von radialen Basisfunktionen (RBF) verwendet. Typische Funktionen sind hierbei $f(r)=r$, $f(r)=r^3$ und $f(r)=r^2 \cdot \ln(r)$. Aber auch flexiblere Funktionen aus dem Bereich der Statistik können verwendet werden. Unbekannt sind die Modellparameter λ_j . Bekannt wiederum sind die Funktionszentren $c_{\text{Center},j}$. Der lineare Charakter ist der große Vorteil des RBF-Modells. Die Unbekannten sind skalare Werte, die sich in einer Matrix – der sogenannten Gram-Matrix – zusammenstellen lassen. Wenn die Daten große Ungenauigkeiten bedingt durch »Solver-Noise« beinhalten, ist der Ansatz aus Formel (2.16) nicht anwendbar, da Overfitting auftreten kann. Abhilfe schafft beispielsweise eine Flexibilisierung des Modells durch einen Regulierungsparameter. RBF bieten universelle Approximationen und ihre Flexibilität ist kontrollierbar. [37, S. 45–49, 75].

$$F(x) = \sum_{j=1}^{M_k} \lambda_j \cdot f(x - c_{\text{Center},j}) \quad (2.16)$$

Das Kriging-Verfahren ist eine Variation der RBF-Methode [37, S. 63]. Hierbei ist die Interpolationsfunktion $F(x)$ eine Zusammensetzung aus einer übergeordneten Funktion $\hat{F}(x)$, die den generellen Trend der Datenpunkte mittels eines einfachen Polynoms wiedergibt, und der Abweichungsfunktion $Z(x)$ (Formel (2.17)) [36, S. 182]. Die Abweichungsfunktion $Z(x)$ wird über Kovarianzen und die Maximum-Likelihood-Methode – also statistische Verfahren – hergeleitet [37, S. 56].

$$F(x) = \hat{F}(x) + Z(x) \quad (2.17)$$

Der Vorteil der Kriging-Modelle ist deren Flexibilität und Detailltiefe der Approximation. Außerdem lassen sich diskrete Zustände abbilden. Andererseits ist die Bestimmung der Kriging-Modelle ein aufwändiger iterativer Prozess [33, S. 5–6]. Das Kriging-Verfahren liefert Auskunft über die Bereiche, in denen die Datenpunktdichte noch nicht ausreichend ist [37, S. 75] und die Unsicherheit lässt sich direkt quantifizieren [10, S. 168].

2.2.2 Numerische Strömungssimulation

Die Effizienz und das Teillastverhalten von Turbomaschinen sind unter anderem in der Strömungsmechanik der Schaufelumströmung begründet. Ein gesteigertes Verständnis und die Analyse der Strömungen ermöglichen somit die strömungsmechanische Verbesserung von Turbomaschinen. Zur strömungsmechanischen Analyse werden numerische Strömungssimulationen eingesetzt. Im Bereich der Turbomaschinen basiert das numerische Verfahren in der Regel auf der Finiten Volumen Methode (FVM) [38, S. 3]. Das zu untersuchende Fluidkontrollvolumen wird in finite Volumen diskretisiert. Eine Änderung der physikalischen Größen dieses finiten Volumenelementes entspricht den Flüssen über

die Systemgrenzen. Das Vorgehen impliziert eine diskrete Erhaltung der physikalischen Größen sowie geringe numerische Fehler [39, S. 535]. Der typische Ablauf einer numerischen Strömungssimulation ist in Abbildung 2.7 gegeben. Zunächst wird die betrachtete Geometrie und somit das Fluidkontrollvolumen erstellt. Anschließend wird das Fluidkontrollvolumen räumlich in finite Volumenelemente diskretisiert [40, S. 59–61]. An den Rändern des Kontrollvolumens werden Randbedingungen im Preprocessing definiert. Außerdem werden im Preprocessing numerische Einstellungen vorgenommen. Das berechnete Strömungsverhalten und die Lösungskonvergenz werden in einem letzten Schritt ausgewertet und analysiert [40, S. 13]. Im Folgenden wird detailliert auf die Turbulenzmodellierung, die räumliche Diskretisierung und im Speziellen die Simulation der Grenzschichtströmung sowie die Randbedingungen eingegangen, da in diesen Bereichen ein hohes Verständnis und viele Einstellungen des Anwenders notwendig sind.

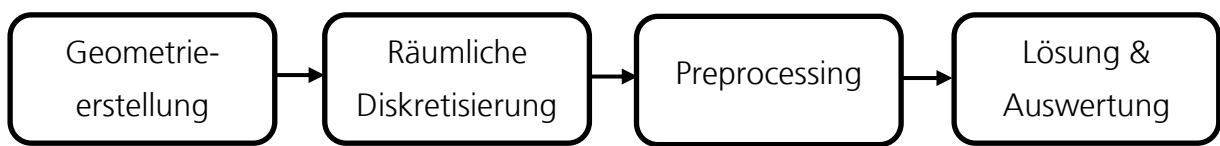


Abbildung 2.7: Flussdiagramm einer numerischen Strömungssimulation von Turbomaschinen

Turbulenzmodellierung

Das Geschwindigkeits- und Druckfeld einer Strömung lässt sich durch die partiellen Differentialgleichungen der Massen- und Impulserhaltung – die Navier-Stokes-Gleichungen – beschreiben [12, S. 158]. In Kombination mit der Energieerhaltung, den Zustandsgleichungen und Materialgesetzen ist eine Fluidströmung aero- und thermodynamisch beschrieben [41, S. 53]. Für detaillierte Herleitungen und Erläuterungen der Gleichungen wird auf die Fachliteratur verwiesen [25] [41] [42]. Für die nachfolgenden Erläuterungen wird lediglich die Impulserhaltung eingeführt: Dem zweiten Newton’schen Gesetz folgend impliziert eine Kraft F auf einen beweglichen Körper einen Impuls $m \cdot a$ (Impulserhaltung) [43, S. 39]. In der differentiellen transienten Betrachtung der Impulsänderung wird die Kraft auf das Kontrollsystem differenziert betrachtet. Es wird zwischen externen Massenkraften f_i sowie Oberflächenkräften unterschieden. Diese werden wiederum in einen Druckterm $\delta p / \delta x_i$ und einen Reibungsterm $\delta \tau_{ij} / \delta x_j$ untergliedert. Die Impulserhaltung ist in Gleichung (2.18) zweidimensional dargestellt ($\vec{x} = (x_i, x_j)$ ist der Ortsvektor). [42, S. 82]

$$\frac{\delta(\rho c_i)}{\delta t} + \frac{\delta(\rho c_i c_j)}{\delta x_j} = f_i - \frac{\delta p}{\delta x_i} + \frac{\delta \tau_{ij}}{\delta x_j} \quad (2.18)$$

Bei der Analyse dreidimensionaler Fluidinteraktionen liefern die Navier-Stokes-Gleichungen und die Energieerhaltung ein Gleichungssystem mit fünf Erhaltungsgleichungen (Massen- und Energieerhaltung, sowie Impulserhaltung in allen Koordinatenrichtungen). Die Betrachtung der unbekanntenen Feldgrößen Dichte ρ , spezifische Energie e , Druck p , Temperatur T und Geschwindigkeit \vec{c} (c_i, c_j, c_k) verdeutlicht die Notwendigkeit weiterer Gleichungen. Geschlossen wird das Gleichungssystem durch thermodynamische Zu-

standsgleichungen und stoffspezifische Materialgesetze. Ein Beispiel der thermodynamischen Zustandsgleichungen ist das ideale Gasmodell, das eine thermische Zustandsgleichung ($\rho=F(p,T)$) und eine kalorische Zustandsgleichung ($h=F(T)$) liefert. [40, S. 55]

Theoretisch lässt sich die Durchströmung von Turbomaschinen vollständig durch die Navier-Stokes-Gleichungen beschreiben. Allerdings können die Differentialgleichungen nur in den einfachsten Fällen analytisch gelöst werden [44, S. 25]. Dies ist vor allem in der Turbulenz der Strömung begründet. Ein Maß der Turbulenz und des Umschlags von laminarer zu turbulenter Strömung ist die Reynoldszahl Re (Formel (2.19)). Diese quantifiziert das Verhältnis von Trägheits- zu Reibungskräften mithilfe der Dichte ρ , der Freistromgeschwindigkeit c^∞ , der charakteristischen Länge L und der dynamischen Viskosität μ . [42, S. 4–6]

$$Re = \frac{\rho \cdot c^\infty \cdot L}{\mu} \quad (2.19)$$

Turbulente Strömung ist von stochastisch-schwankender Natur und weist Wirbelstrukturen auf [40, S. 129]. Der stochastisch-instationäre Charakter turbulenter Strömung bedingt mehrere Längen- und Zeitskalen zur Turbulenzbeschreibung. Für kleinskalige Wirbelstrukturen auf der Kolmogoroff-Skala dominiert die Viskosität. Für große Charakteristiken, in denen die Geschwindigkeitsschwankungen korrelieren, wird das integrale Längenmaß verwendet [44, S. 318]. Große Wirbelstrukturen zerfallen fortlaufend in kleine Strukturen der Kolmogoroff-Skala. Die Diversität der Längenmaße verdeutlicht den Detaillierungsgrad, der für eine direkte numerische Simulation (DNS) turbulenter Strömung notwendig ist. Mit der aktuellen Rechenleistung ist im Turbomaschinenbereich jedoch keine Berechnung der Turbulenz anhand der Navier-Stokes-Gleichungen mittels DNS möglich [44, S. 319]. Abhilfe schaffen die Large-Eddy-Simulation (LES) und Reynolds-Average-Navier-Stokes-Equation (RANS). Bei der LES wird nur das integrale Längenmaß vollständig aufgelöst und kleine Wirbelstrukturen durch Untersysteme angenähert [40, S. 135]. Bei der RANS-Approximation erfolgt eine Reynolds-Mittelung der turbulenten Strömungsgrößen. Dies bedingt eine Separation der turbulenten Größen in einen zeitlich gemittelten Anteil $\bar{\phi}$ und einen Schwankungsanteil ϕ' . Da LES-Simulationen bedingt durch den hohen Rechenaufwand aktuell nur für Spezialanwendungen verwendet werden [44, S. 344], liegt der Fokus im Folgenden auf dem RANS-Ansatz.

Die Reynolds-Mittelung ist in Abbildung 2.8 visualisiert. Auf der linken Seite der Abbildung ist eine turbulente Strömung mit starker stochastischer Schwankung dargestellt. Im rechten Abschnitt verdeutlichen die durchgezogenen Pfeilstriche die gemittelten Terme und die gestrichelten Pfeilstriche die Schwankungsgrößen. Die gemittelte Strömung ähnelt der laminaren Strömung. [40, S. 129–130]

Im RANS-Ansatz werden die Navier-Stokes-Gleichungen Reynolds-gemittelt. Beispielhaft wird dies für die Impulsgleichung in Gleichung (2.20) verdeutlicht. Der Term der externen

Massenkräfte wird hierbei vernachlässigt und ein zweidimensionales Strömungsfeld betrachtet (i entspricht der x - und j der y -Koordinatenrichtung). Die Strömungsgrößen in dieser Gleichung werden durch die gemittelten Größen und Schwankungsgrößen ersetzt und der gesamte formelle Zusammenhang gemittelt. Bedingt durch die Mittelung entfallen Teile der Gleichung, wobei für die Gesetzmäßigkeiten auf die Fachliteratur verwiesen wird [44, S. 345–347].

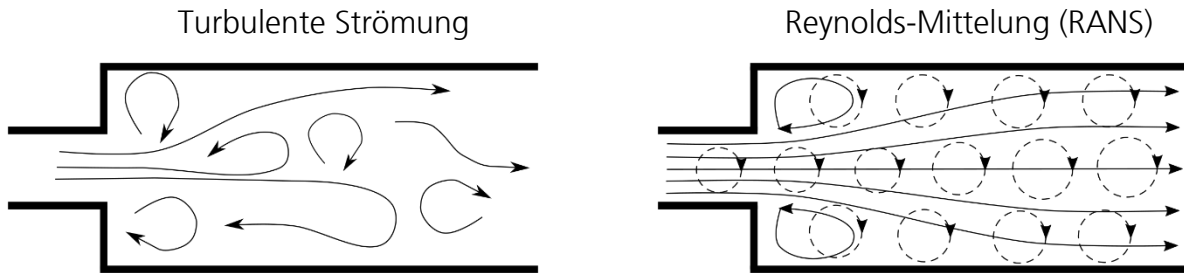


Abbildung 2.8: Visualisierung der Turbulenzannahme im RANS-Modell als Komposition aus gemitteltem (durchgezogen) und Schwankungsanteil (gestrichelt), in Anlehnung an SCHWARZE [40, S. 136]

$$\frac{\delta \overline{\rho c_i}}{\delta t} + \frac{\delta}{\delta x_j} (\overline{\rho c_i c_j} + \overline{\rho c_i' c_j'}) = -\frac{\delta \overline{p}}{\delta x_i} + \frac{\delta \overline{\tau_{ij}}}{\delta x_j} \quad (2.20)$$

Die Mittelwerte der Strömungsgrößen sind als Ergebnisgrößen der numerischen Gleichungssysteme bekannt. Unbekannt ist hingegen der $\overline{c_i' c_j'}$ -Term, der auch als Schubspannungstensor τ_{ij} bezeichnet wird. Zur Schließung des Gleichungssystems wird dieser Tensor durch die Turbulenzmodelle angenähert (Gleichung (2.21)). Das verwendete Kronecker-Delta δ_{ij} nimmt im Falle i gleich j den Wert $\delta_{ij}=1$ sowie in allen anderen Fällen den Wert $\delta_{ij}=0$ an [44, S. 7]. Die Geschwindigkeitsgradienten sind hierbei erneut Ergebnisgrößen der numerischen Gleichungssysteme. Die turbulente Wirbelviskosität μ_{turb} und die turbulente kinetische Energie k wiederum sind unbekannt [44, S. 347].

$$\overline{c_i' c_j'} = -\mu_{\text{turb}} \left(\frac{\delta c_i}{\delta x_j} + \frac{\delta c_j}{\delta x_i} \right) + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (2.21)$$

Auf Basis der Wirbelviskosität – auch als Scheinzähigkeit bezeichnet – sind diverse Approximationen möglich. Ein Ansatz der Klassifizierung der Approximationen ist die Anzahl der benötigten Differentialgleichungen, somit eine Aufteilung in Null-, Ein- und Zwei-Gleichungssysteme [40, S. 140–142]. Im Turbomaschinenbereich werden aus der Vielzahl an Modellen häufig die Zweigleichungssysteme k - ε -Turbulenzmodell, k - ω -Turbulenzmodell sowie Shear-Stress-Transport Turbulenzmodell (SST) verwendet [40, S. 142]. Das k - ε -Turbulenzmodell approximiert die turbulente Wirbelviskosität mittels Differentialgleichungen der turbulenten kinetische Energie k und der turbulenten Dissipation ε . Ablösungsfreie Strömungen werden mit einer hohen Genauigkeit approximiert. In Ablösegebieten hingegen wird die Dissipation überschätzt [40, S. 140–146]. Im k - ω -Turbulenzmodell wird statt der turbulenten Dissipation eine Differentialgleichung des inversen Zeitmaßes der

Turbulenz ω verwendet. Die turbulente Grenzschicht wird mit hoher Genauigkeit modelliert. Allerdings existieren Ungenauigkeiten in der Freistrom-Turbulenzmodellierung [40, S. 146]. Es wird deutlich, dass die Vor- und Nachteile der beiden Modelle invers sind. Daher werden die beiden Modelle im SST-Turbulenzmodell mithilfe einer Schaltfunktion kombiniert, sodass in der Grenzschicht der k - ω -Ansatz und im Freistrom der k - ε -Ansatz verwendet wird [40, S. 146]. Obgleich der hohen Genauigkeiten wird nicht in allen Fällen das SST-Turbulenzmodell verwendet. Im SST-Modell muss die Grenzschicht vollständig mit Hexaedern aufgelöst werden und es können nicht die Beziehungen des universellen Wandgesetzes verwendet werden [45, S. 171–173]. Das universelle Wandgesetz und die Simulation der Grenzschichtströmung werden im Folgenden dargestellt. Eine detaillierte Beschreibung der drei Turbulenzmodelle findet sich in der Fachliteratur [40] [44].

Simulation der Grenzschichtströmung

Der Fokus in der räumlichen Diskretisierung liegt auf der physikalischen Auflösung der Randbereiche. An Wänden gilt die Haftbedingung, das Fluid hat an der Wand somit keine Geschwindigkeit [40, S. 32]. Dies impliziert einen Gradienten zur Freistromgeschwindigkeit, der für eine korrekte Wiedergabe der Fluideigenschaften essenziell ist. Um den Einfluss der Randschicht auf das Strömungsverhalten zu quantifizieren und Aussagen über die notwendige Güte der räumlichen Diskretisierung in diesen Bereichen zu treffen, werden die Herleitungen von Couette herangezogen. Couette betrachtet eine einfache Scherströmung mit konstanter Schubspannung im gesamten Strömungsfeld, aus der allgemeine Aussagen über die turbulente wandnahe Strömung getroffen werden [42, S. 557].

Um eine Verallgemeinerung der Anwendungsfälle zu schaffen, werden zwei dimensionslose Kennzahlen für die Geschwindigkeit sowie die Größe der wandnächsten Schicht definiert. Dieser dimensionslose Wandabstand wird als y^+ bezeichnet (Formel (2.22)). Hierbei werden die Dicke der wandnächsten Zelle Δy_w sowie die Dichte ρ , die Schubspannungsgeschwindigkeit u_τ und die dynamische Viskosität μ ins Verhältnis zueinander gesetzt. [38, S. 57, 275]

$$y^+ = \frac{\rho \cdot u_\tau \cdot \Delta y_w}{\mu} \quad (2.22)$$

Eine Kennzahl für die Geschwindigkeit ist die dimensionslose Geschwindigkeit u^+ (Formel (2.23)). Die gemittelte Strömungsgeschwindigkeit \bar{c} wird ins Verhältnis zur Schubspannungsgeschwindigkeit u_τ gesetzt. Die Schubspannungsgeschwindigkeit determiniert das turbulente Strömungsverhalten in Abhängigkeit der Wandschubspannung τ_{Wand} . [38, S. 57]

$$u^+ = \frac{\bar{c}}{u_\tau} = \bar{c} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\tau_{\text{Wand}}}} \quad (2.23)$$

In Abbildung 2.9 ist der Zusammenhang von u^+ zu y^+ der Couette-Strömung dargestellt. Die Ergebnisse werden zur Modellierung turbulenter Wandströmungen verwendet und werden als universelles Wandgesetz bezeichnet. Es zeigen sich zwei klare Abhängigkeitsbereiche: Die reinviskose Unterschicht im Bereich y^+ kleiner fünf und die Überlappungsschicht im Bereich y^+ größer siebzig (beide gestrichelt dargestellt). Zwischen den Bereichen existiert eine Übergangsschicht, die den Übergang von einem linearen in ein logarithmisches Verhalten widerspiegelt. Die Überlappungsschicht geht bei größerem Wandabstand in die Freistromgeschwindigkeit c^∞ über. [42, S. 557–563]

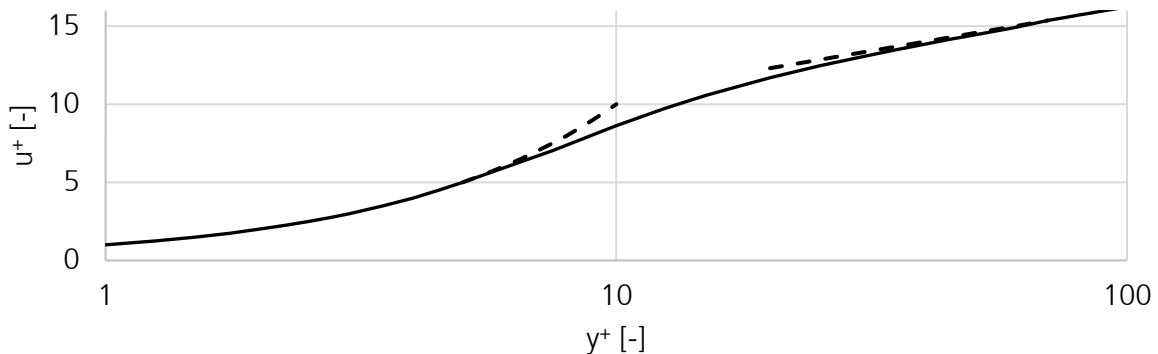


Abbildung 2.9: Universelles Wandgesetz: Geschwindigkeitsverteilung in Abhängigkeit des dimensionlosen Wandabstands $u^+=F(y^+)$ der turbulenten Couette-Strömung, in Anlehnung an SCHLICHTING [42, S. 563]

In numerischen Strömungssimulationen bestehen im Wesentlichen zwei Möglichkeiten der Grenzschichtsimulationen. Bei Möglichkeit 1 wird die räumliche Diskretisierung im Bereich der Überlappungs- oder Übergangsschicht ($y^+ < 30$) gewählt und die Grenzschicht anhand des universellen Wandgesetzes modelliert ($k-\varepsilon$ -Modell). Bei Möglichkeit 2 wird die Grenzschicht vollständig aufgelöst und die Strömung in diesem Bereich simuliert. Dementsprechend sind zumindest y^+ -Werte der reinviskosen Unterschicht notwendig. Üblicherweise wird ein Wert $y^+ < 1$ gewählt (SST-Modell). [40, S. 155]

Randbedingungen

Aufbauend auf der räumlichen Diskretisierung der Fluidströmung werden in den numerischen Strömungssimulationen Randbedingungen und Fluideigenschaften definiert. Die Betrachtung der Navier-Stokes-Gleichungen zeigt, dass weitere Zustandsgleichungen zur Schließung des Gleichungssystems benötigt werden. Ein weiterer Definitionsbedarf besteht an den Begrenzungen des diskretisierten Fluidvolumens. Die Feststoff-Begrenzungen werden entweder als reibungsbehaftet ($c_{Wand}=0$) oder reibungsfrei ($c_{Wand}=c^\infty$) betrachtet und Randbedingungen für den Wärmeübergang definiert. Neben der festen Begrenzung sind Teile des betrachteten Fluidelementes offen, sodass Fluidströme über die Systemgrenzen treten. Analog werden an diesen Grenzen die physikalischen Zustände des Fluides der angrenzenden Systeme als Randbedingung gesetzt (Ein- und Austrittsrandbedingungen).

Bei stationären Strömungssimulationen impliziert der Entfall der Zeitauflösung eine Übergangsbedingung zwischen dem Inertial- (stehend) und Relativsystem (rotierend). In der vorliegenden Arbeit werden zwei gängige Übergangsbedingungen betrachtet. Die erste Übergangsbedingung ist der Frozen-Rotor-Übergang. Hierbei werden die Fluidgrößen stromauf des Überganges um die Umfangsgeschwindigkeit des Relativsystems korrigiert und stromab des Überganges übergeben. Bei Übergangsbedingung zwei werden die Strömungsgrößen vor dem Wechsel der Koordinatensysteme gemittelt (Mixing-Plane-Übergang; Mischungsebenenansatz). [46, S. 132–133]

2.3 Stand des Wissens

Nachdem die Methoden und Definitionen für die Untersuchung des Dampfturboladers dargelegt wurden, wird im Folgenden der Stand des Wissens des Dampfturboladers – also einer Maschine zur Kopplung von Dampf- und Druckluftnetzen – erarbeitet. Hierbei wird zunächst die Kopplung der beiden Querschnittstechnologien betrachtet und darauf aufbauend allgemein auf bisherige Ausführungen gekoppelter Turbomaschinen eingegangen. Im Anschluss wird der Stand der Forschung der Methode der CFD-basierten Surrogate-Models für Turbomaschinen zusammengefasst. Zum Abschluss des Kapitels wird eine Zusammenfassung gegeben und die Forschungsfragen der vorliegenden Arbeit hiervon abgegrenzt und der Mehrwert dargestellt.

2.3.1 Dampfturbolader

Zunächst wird im Folgenden der Stand der Technik bezüglich der Kopplung von Dampf- und Druckluftnetzen zusammengefasst. Hierbei werden nicht nur Axialturbinen und Radialverdichter, sondern auch Verdrängermaschinen betrachtet. Zwei Kompressoren-Hersteller koppeln ihre Schraubenkompressoren mit Dampfturbinen, die nicht explizit für diese Applikation ausgelegt wurden:

Die Firma BOGE setzt bei einem Folienhersteller eine Dampfturbine der Firma Tuthill Nadrowski ein, um ihren Schraubenkompressor SL 2708 getriebelos anzutreiben. Der Kompressor wird als Grundlastmaschine eingesetzt und komprimiert die Luft auf 9 bar_{abs} bei einer Antriebsleistung von ungefähr 200 kW. Die einstufige Reaktionsturbine wurde hierbei nicht für den Anwendungsfall ausgelegt und wird mit der herkömmlichen Antriebsdrehzahl des Kompressors betrieben. Die geringe Drehzahl lässt auf einen geringen Turbinenwirkungsgrad schließen. Über weitere Umsetzungen dieser Applikation seitens der Firma BOGE ist nichts bekannt. [47, S. 32–33]

Eine ähnliche Anwendung liefert die Firma ELANG, die eine Turbine von Siemens zum gekoppelten Antrieb der ERC-Kompressoren anbietet. Hierbei werden verschiedene Druckluftbedarfe (9 bar_{abs}, 11 bar_{abs} und 13,5 bar_{abs}) sowie verschiedene Leistungen adressiert (400–750 kW; für einige Drücke auch 160 kW). Der ölgeschmierte Turbomaschinenstrang dreht mit einer Drehzahl von 3.000 U/min und ist an einen assistierenden Elektromotor gekoppelt. Auch sind bei der Dampfentspannung die Netzparameter am Eintritt auf den Druckbereich 10–16 bar_{abs} und am Austritt auf den Bereich 1–2 bar_{abs} beschränkt.

Im Gegensatz zum alten Produktkatalog aus dem Jahre 2016 wird diese Applikation im aktuellen Produktkatalog 2020 außerdem nicht mehr geführt. [48] [49]

Die Firma Heliex bietet neuerdings den AirComp an, eine getriebelose Kopplung eines Schraubenexpanders mit einem Schraubenverdichter. Die Leistungen des Verdichters liegen zwischen 22 und 250 kW. Die Maschine ist ölgeschmiert [50]. Allerdings sind Schraubenexpander im Vergleich zu Turbomaschinen weniger erprobt und haben tendenziell geringere Wirkungsgrade [51, S. 4–6].

Die drei aufgezeigten Anwendungen verdeutlichen, dass im Leistungsbereich unter einem Megawatt speziell bei den Dampfturbinen Entwicklungspotenzial besteht. Druckluftkompressoren werden in diesem Leistungsbereich hingegen von einer Vielzahl von Firmen vertrieben, da der Bedarf an Druckluft in der Regel im Kilowattbereich vorliegt (Firmenbeispiele: AERZEN, Atlas Copco, ALMiG, BOGE, CompAir, ELGI, ELANG, Kaeser, Kaishanusa, Naili, Renner, Remeza, RotorComp, Schneider). Druckluftkompressoren im Megawattbereich sind die Ausnahme. Bei Turbinen sind die angebotenen Leistungen konträr. Außerdem wird der weltweite Markt im Turbinenbau von einigen großen Unternehmen dominiert (Firmenbeispiele: General Electric, Siemens, Mitsubishi Heavy Industries, MAN Turbo). Weitere Anbieter von Turbinen sind z. B. Atlas Copco, UTC (inkl. Pratt & Whitney, Carrier), G-Team, DEPRAG, PBS, MTU, Spilling, Howden, Barber Nichols, M+M sowie TURBONIK.

Nachfolgend sind die Turbinenangebote im kleinen Leistungsbereich einiger dieser Unternehmen zusammengefasst: Siemens hatte ehemals als Antriebsturbinen im kleinen Leistungsbereich die SST-060 (500–6.000 kW) und SST-040 (75–1.000 kW) im Sortiment, wobei diese Turbinen mittlerweile von Howden vertrieben werden [52]. Hierbei ist die SST-060 speziell für diesen Leistungsbereich entwickelt worden, während die SST-040 lediglich eine herunterskalierte Variante der SST-060 darstellt. Ebenso ist die SST-040 für den Generatorbetrieb entwickelt worden, wodurch für die Anwendung als Antriebsmaschine ein Getriebe verwendet werden müsste. Die kleinste Leistung, die Turbinen von GE bereitstellen, liegt bei 5 MW [53, S. 2]. Ebenso fokussiert sich die MAN Diesel & Turbo SE, die viele Turbomaschinenstränge im Portfolio hat, auf den Leistungsbereich oberhalb von 1 MW [54, S. 5]. Mitsubishi hat mit der AT34C eine Turbine im Leistungsbereich von 200 bis 2.000 kW im Angebot, die jedoch nicht speziell für den Einsatz in einem Turbomaschinenstrang konzipiert ist [55]. Atlas Copco bietet Kompander (gekoppelte Turbinen und Verdichter) an, die jedoch lediglich zur Erdgas- und CO₂-Kompression ausgelegt sind. Ebenso liegen auch hier die Leistungen im Megawattbereich [56, S. 46–49].

Die Hersteller verwenden im kleinen Leistungsbereich in der Regel Turbinen aus dem Baukastensystem des großen Leistungsbereichs, die auf den kleinen Leistungsbereich skaliert wurden. Dies wird bei der Betrachtung der Drehzahlen der Turbomaschinen deutlich. Mitsubishi stellt in einer Studie die notwendigen Drehzahlen für einen optimalen Betrieb in verschiedenen Leistungsbereichen gegenüber. Die optimalen Drehzahlen sind antiproportional zur Leistung mit 3.000 U/min bei 120 MW hin zu 20.000 U/min bei 5 MW [57, S. 5].

Die maximalen Drehzahlen der anderen drei großen Hersteller liegen jedoch unter diesem Wert für 5 MW (GE: 11.000 U/min; MAN: 16.000 U/min; Siemens: 12.000 U/min)), was nahelegt, dass keiner der genannten Hersteller optimale Designs für Maschinen unter 5 MW entwickelt hat. Dies führt im kleinen Leistungsbereich zu Lösungen mit geringen Wirkungsgraden. Die isentropen Wirkungsgrade liegen hier bei 35–50 % [58, S. 5]. Die kleineren Hersteller adressieren Turbinen speziell für den kleinen Leistungsbereich, jedoch werden diese lediglich für den Antrieb von Generatoren ausgelegt.

WENZEL [59] geht in einer Patentschrift aus dem Jahr 1993 auf einen Dampfturbolader zur Kopplung von Dampf- und Druckluftnetzen ein. Ein Patent wurde für den Dampfprozess, der von der Abwärme einer Wärmekraftmaschine geheizt wird, erteilt. Patentierte war hierbei die spezielle Verschaltung der Prozesse untereinander und nicht der Dampfturbolader selbst. Auch wird der Dampfturbolader nicht weiter spezifiziert, sondern lediglich als Expander zum Antrieb eines Druckluftkompressors beschrieben, wie er seitens der Firmen BOGE und ELANG bereits angeboten wird. CHUNQIAN wurde 2011 in China ein Patent für turbinengetriebene Kompressoren im großen Leistungsbereich erteilt [60]. Dieses Patent wurde in 2018 jedoch aufgelöst und die Patentschrift liefert keine technischen Spezifikationen.

Es zeigt sich, dass bislang kein Dampfturbolader mit hohem Wirkungsgrad für den kleinen Leistungsbereich angeboten wird oder entwickelt wurde. Insbesondere bei kleinen Dampfturbinen besteht ein großer Entwicklungsbedarf. Auch die Kopplung nicht explizit aufeinander abgestimmter Turbinen und Verdichter wird nur von wenigen Unternehmen angeboten. Zusammenfassend wird der Forschungs- und Entwicklungsbedarf im Bereich direkt-gekoppelter Turbomaschinenstränge im kleinen Leistungsbereich untermauert.

Auch in der Forschung zeigt sich, dass die Fragestellung der technischen Ausführung eines Dampfturboladers für den kleinen Leistungsbereich bisher nicht tiefergehend bearbeitet wurden. Auch sind die Fragestellungen der ökonomischen und ökologischen Quantifizierung bislang wenig erforscht:

Die ökonomischen und ökologischen Vorteile von Antriebsturbinen im Allgemeinen quantifizieren WU ET AL. [4]. Die Autoren stellen für industrielle Betriebe mit Dampfnetzen und einem Bedarf an mechanischer Antriebsenergie für Pumpen und Verdichter ein Modell auf, das die Antriebstechniken Elektromotor und Dampfturbine direkt miteinander vergleicht. Die Dampfturbine nutzt hierbei die Druckdifferenzen im Dampfnetz. Die Vergleiche finden unter ökologischen und ökonomischen Gesichtspunkten statt. Für verschiedene Bedarfe an mechanischer Energie werden die Investitions- und die Betriebskosten in einer stationären Rechnung betrachtet [4, S. 90]. Das entwickelte Modell adaptiert jährliche Gesamtkosten für Elektromotoren und Turbinen in Abhängigkeit ihrer Leistung, wobei ein einfaches lineares Modell angesetzt wird. Außerdem werden für die Turbinen in den jeweiligen Leistungsbereichen keine für die Turbinenbauart spezifischen Wirkungsgrade ermittelt, sondern eine einfache Korrelation aus der Literatur verwendet [4, S. 94].

In Bezug auf die Ökologie wird die Umweltbelastung des gesamten Produktlebenszyklus von der Herstellung über den Betrieb bis zum Recycling betrachtet [4, S. 90–92].

In der Veröffentlichung werden am Beispiel einer Raffinerie drei verschiedene Szenarien dargestellt: Die Minimierung der Umweltbelastung, die Minimierung der jährlichen Gesamtkosten und eine Optimierung beider Parameter in einer Pareto-Analyse. Es zeigt sich, dass bei einer Minimierung der ökologischen Belastung in allen Fällen die Turbine dem Elektromotor vorgezogen wird. Begründet ist dies vor allem in der signifikanten Reduktion des Primärenergieverbrauches. Bei einer Optimierung des ökonomischen Aufwandes zeigen sich hingegen klare Leistungsklassen für die einzelnen Technologien. Für mechanische Antriebe im Leistungsbereich größer als 1250 kW sollten Turbinen gewählt werden. Im Vergleich dazu sind die Elektromotoren trotz ihrer ökologischen Unterlegenheit für den Leistungsbereich kleiner als 1071 kW wirtschaftlicher. Im Zwischenbereich ist der Unterschied der beiden Technologien marginal. Abschließend wird eine multikriterielle Optimierung der beiden Größen in einer Pareto-Analyse durchgeführt. Bei der Optimierung werden beide Ziele mit jeweils 50 % gewichtet. Das Ergebnis der Optimierung ist, dass Turbinen für mechanische Energiebedarfe größer als 211 kW verwendet werden sollen. Der Elektromotor sollte hingegen für den Bereich kleiner als 140 kW Anwendung finden. In dem Zwischenbereich ist der Unterschied zwischen den Technologien erneut marginal. [4, S. 94–95]

Diese Veröffentlichung von WU ET AL. bestätigt die zuvor ersichtliche Fokussierung der Turbinenhersteller auf den Megawattbereich und unterstreicht zudem den in diesen Untersuchungen verfolgten Ansatz, einen Dampfturbolader speziell für Leistungen unter einem Megawatt zu untersuchen, um den hier belegten ökologischen Mehrwert zu heben.

YAMAMOTO UND MATSUI [61] entwickelten hierzu eine getriebebasierte Kopplung eines Schraubenexpanders und -kompressors mit 55 kW Antriebsleistung. In der Studie werden die ökologischen Vorteile unterstrichen. Allerdings hat der Schraubenexpander lediglich einen Wirkungsgrad von 48 % und auch der isentrope Wirkungsgrad des Schraubenkompressors liegt bei nur 67 %. Dies verdeutlicht die Notwendigkeit optimal aufeinander abgestimmter Turbinen- und Kompressorkonfigurationen.

Abschließend werden Veröffentlichungen zusammengefasst, die Antriebs-Dampfturbinen in Dampfnetzen untersuchen. Hierbei wird eine Vielzahl von Publikationen, in denen die eingebundenen Turbinen einen Generator zur Stromproduktion antreiben, ausgeklammert. YUNCHAO UND MINGZHONG [62] erörtern in ihrer Veröffentlichung den Antrieb einer Wasserpumpe mittels einer Dampfturbine, die Druckdifferenzen in Dampfnetzen nutzt. Die Turbine liefert hierbei eine Antriebsleistung von 1,2 MW bei einer Drehzahl von 3.000 U/min. Die Pumpe rotiert mit einer Drehzahl von 660 U/min, sodass ein Getriebe benötigt wird [62, S. 2157]. Auch werden Speisewasserpumpen zum Teil durch Dampfturbinen angetrieben [63]. SUN ET AL. [64] optimieren ein industrielles Dampfnetz, in dem zwei Antriebsturbinen (100 kW und 2,75 MW) Anwendung finden. Welche Maschinen

angetrieben werden und welche Effizienzen vorliegen ist nicht ersichtlich. In einer vergleichbaren Studie von VELASCO-GARCIA ET AL. [65] sind insgesamt vier Turbinen integriert, die einen Kompressor (2,5 MW) und drei Pumpen (650 kW, 350 kW und 150 kW) antreiben. COCHRANE UND CHIAROTTO [66] stellen einen turbinengetriebenen Radialverdichter für Kühlanwendungen mit 2 MW Antriebsleistung vor. Es lassen sich pro Maschine bei einer Amortisationszeit von 8 Jahren 4.000 t CO₂ einsparen [66, S. 8]. Zusammenfassend zeigt sich auch in diesem Teilgebiet eine verhältnismäßig geringe Forschungsaktivität und eine Fokussierung auf den Megawattbereich. Bei kleineren Maschinen werden keine Angaben zur technischen Ausführung gegeben und es können die zuvor für diesen Leistungsbe- reich detektierten geringen Wirkungsgrade angenommen werden.

2.3.2 Gekoppelte Turbomaschinen

Die Ausführungen in Abschnitt 2.3.1 zeigen, dass zur Kopplung von Dampf- und Druckluftnetzen im kleinen Leistungsbereich durch einen Dampfturbolader im Sinne der vorliegenden Arbeit noch keine grundlegende Forschung getätigt wurde. Allerdings werden Turbomaschinen in vielfältigen Anwendungen direkt-gekoppelt. Die Erfahrungen hierbei helfen in der Konzeptionierung des Dampfturboladers als Kopplung einer Axialturbine mit einem Radialverdichter. Daher wird im Folgenden eine Übersicht über bisherige Anwendungen gekoppelter Turbomaschinen sowie eine Ableitung relevanter physikalischer Zusammenhänge gegeben.

Eine gekoppelte Anwendung von Turbomaschinen ist der Automobilturbolader. Hierbei wird die Restenergie des Motorabgases genutzt, um den Eintrittsdruck der Verbrennungsluft in den Motor zu erhöhen [67, S. 954]. Neben den typischen Anwendungen bei Dieselmotoren und Ottomotoren werden Turbolader auch bei Gasmotoren verwendet [68, S. 97]. Des Weiteren findet der Turbolader in Schiffs-, Lokomotiv- und Luftfahrtmotoren Anwendung. Die Entwicklung der Turbolader wird unter anderem im Bereich der Mehrstufigkeit und somit der höheren Druckverhältnisse, sowie im Bereich der Regelbarkeit vorangetrieben [69, S. 318, 321].

Des Weiteren sind Turbinen und Verdichter in Gasturbinen direkt-gekoppelt. Neben der Anwendung in der Stromerzeugung werden Gasturbinen als Antrieb von Gebläsen und Verdichtern verwendet [70, S. 423]. Die Kraftstoffquelle ist hierbei flexibel [71, S. 476]. Zum Teil werden sogar einstufige Automobilturbolader als Mikrogasturbinen eingesetzt.

Wie in Abschnitt 2.3.1 erläutert, werden großskalige Dampfturbinen in Dampfnetze integriert, um Kompressoren, Pumpen oder Generatoren anzutreiben [72, S. 3501]. Ebenfalls zeigen die Ausführungen von WU ET AL. [4], dass diese Form der dezentralen rationellen Energienutzung aufgrund ökonomischer Restriktionen in der Regel nur oberhalb von 1,25 MW verwendet wird (Abschnitt 2.3.1).

Weitere direkte Kopplungen von Turbinen und Verdichtern werden im Bereich der Kältetechnik verwendet [73, S. 1]. Auch in Wärmepumpen werden Expansionsventile durch Turbinen zum Antrieb des Kompressors ersetzt [74, S. 12]. In der Kryotechnik werden

Entspannungsexpander eingesetzt und diese direkt mit Radialverdichtern gekoppelt. Hierbei liegen hohe Bedarfe an Kompressionsenergie für die Erzeugung tiefer Temperaturen vor [75, S. 8]. Atlas Copco hat für Prozessgase wie Stickstoff und Methan getriebelose Kompander mit einer Leistung von knapp 30 MW entwickelt [76].

Allgemein zeigt sich, dass eine getriebelose Kopplung präferiert wird, um die mechanischen Verluste zu minimieren. Dies bedingt jedoch Einschränkungen im Auslegungsprozess der Turbomaschinen. Außerdem sorgt die konstruktive Verbindung und somit bauliche Nähe für einen ausgeprägten Wärmeaustausch zwischen den Systemen. Diese Einschränkungen werden im Folgenden zusammenfassend thematisiert.

Die direkte Kopplung von Verdichtern und Turbinen bedingt die Äquivalenz der Drehzahlen der beiden Turbomaschinen [77, S. 120]. Außerdem sind die Leistungen der beiden Komponenten basierend auf dem Newton'schen Gesetz der Energieerhaltung voneinander abhängig [77, S. 119]. Der transiente Zusammenhang ist in der Differentialgleichung (2.24) zusammengefasst [78, S. 10627]. Die transiente Änderung der Drehzahl \dot{N}_{GT} des Turbomaschinenstranges ist abhängig von der Turbinenleistung P_T , der Verdichterleistung P_V , der Reibleistung P_f , der Drehzahl N_{GT} sowie dem Massenträgheitsmoment J_{GT} . Die Reibleistung ist hierbei abhängig von der Drehzahl und dem Reibkoeffizienten k_f (Formel (2.25), [78, S. 10627]). In Näherung kann die Reibleistung als Funktion der Turbinenleistung mit einem mechanischen Wirkungsgrad η_{mech} modelliert werden [79, S. 39]. Im stationären Betrieb ($\dot{N}_{GT}=0$) entspricht die Turbinenleistung der Summe aus Verdichterleistung und Reibleistung.

$$\dot{N}_{GT} = \frac{dN_{GT}}{dt} = \frac{P_T - P_V - P_f}{4 \cdot \pi^2 \cdot N_{GT} \cdot J_{GT}} \quad (2.24)$$

$$P_f = 4 \cdot \pi^2 \cdot k_f \cdot N_{GT}^2 \approx P_T \cdot (1 - \eta_{mech}) \quad (2.25)$$

In einer Vielzahl der Anwendungen ist zusätzlich der Massenstrom der beiden Turbomaschinen gekoppelt. Je nach Anwendungsfall entspricht der Massenstrom in der Turbine dem Massenstrom im Verdichter zuzüglich möglicher Brennstoffmassenströme. Dieser Zusammenhang ist in Formel (2.26) gegeben. [79, S. 39]

$$\dot{m}_T = \dot{m}_V + \dot{m}_{BS} \quad (2.26)$$

Außerdem ist in Anwendungsfällen wie der Gasturbine oder dem Turbolader das Druckverhältnis der Turbomaschinen durch die Druckverluste in den zwischengestalteten Komponenten wie der Brennkammer oder dem Motor gekoppelt [9, S. 1470]. Die vorgestellten Kopplungsbeziehungen schränken den Auslegungsprozess des Verdichters sowie der Turbine ein und müssen daher als Nebenbedingungen in die in Kapitel 4 vorgestellten Modelle eingehen.

Neben den Einschränkungen in der aerodynamischen Auslegung der Turbomaschinen sorgt die direkte Kopplung für einen ausgeprägten Wärmetransport. In großskaligen Turbomaschinen wird der Wärmeaustausch in der Regel vernachlässigt, da die Austauschflächen im Vergleich zum Massenstrom klein sind. Diese Annahme ist in kleinen Anwendungen nicht weiter anwendbar [80, S. 2924]. Speziell im Bereich der Turbolader wird in der Forschung das Augenmerk auf die Auswirkungen der Wärmeflüsse auf die Verdichter- und Turbinenleistung untersucht. Der kompakte Aufbau mit diversen Fluiden sowie der große Gradient zwischen den Eintrittstemperaturen des Verdichters (-10–30 °C) und der Turbine (300–1.000 °C) initiieren einen ausgeprägten dreidimensionalen Wärmefluss [81, S. 2–3]. Der Wärmefluss sorgt für eine steigende Verdichtereintrittstemperatur, sodass für ein identisches Druckverhältnis eine größere Verdichterleistung benötigt wird [82, S. 1443]. Auch die Leistung der Turbine wird durch den Wärmetransport beeinflusst. Insbesondere im Teillastbereich ist der Unterschied zwischen einer adiabaten und einer realen Betrachtung des Turboladers signifikant [83, S. 800]. Da in dieser Untersuchung die Eintrittstemperaturen in die Turbine vergleichsweise gering sind (180–230 °C) und der Fokus der Untersuchungen auf dem Auslegungspunkt liegt, wird die Betrachtung von Wärmeströmen vernachlässigt.

2.3.3 CFD-basierte Surrogate-Models im Bereich der Turbomaschinen

In Abschnitt 2.2.1 ist die Surrogate-Modelling-Methode zusammengefasst. Die steigende Rechenkapazität ermöglicht heutzutage die Erstellung von CFD-basierten Surrogate-Models (CSM). Im Folgenden werden Anwendungen der CSM im Bereich der Turbomaschinen zunächst für Verdichter und anschließend für Turbinen zusammengefasst. Eine Zusammenfassung der verschiedenen Samplingmethoden und Regressionsmodelle findet sich in Abschnitt 2.2.1.

Basierend auf einer geometrischen Parametrisierung des Radialverdichterimpellers mit neunzehn Faktoren erstellte SCHEMMANN [84] ein CSM des Verdichterverhaltens. Neben dem eigentlichen Auslegungspunkt wurden die gesamte Betriebslinie und das mechanische Verhalten für ein LHS mit 200 Datenpunkten analysiert. Als Softwareumgebung wurde ANSYS OptiSLang verwendet. Je nach Ausgabeparameter variierten die optimalen Regressionsmodelle. Für den Wirkungsgrad erwies sich das Kriging-Modell als optimal. Im Bereich der Axialverdichter untersuchten SAMAD ET AL. [85] die Einflüsse von lean (Neigung), sweep (Pfeilung) und skew (Schrägung) auf die Strömung im NASA Rotor 37. Eine D-optimal SVP mit 24 Datenpunkten wurde erstellt. Bei der Regression wurden Polynome, das Kriging-Modell und neuronale Netze verglichen, wobei das neuronale Netz die höchste Regressionsgenauigkeit aufweist.

Im Turbinenbereich werden weit größere Parameteranzahlen betrachtet. POETHKE ET AL. [86] parametrisierten zwei Gasturbinenstufen mit 110 geometrischen Parametern. Hierbei wurde ein Latin-Hypercube-Sampling (LHS) mit 500 Datenpunkten verwendet. LEYLEK ET AL. [87] erstellten separate Modelle für die Düsen und Laufräder von Gasturbinen. Im Düsenbereich wurden 25 geometrische und drei thermodynamische Parameter untersucht.

Im Laufradbereich wurden 26 geometrische und vier thermodynamische Parameter betrachtet. Für beide Anwendungen wurden optimale Datenpunktzahlen ermittelt, so dass diese keinen Einfluss auf die Genauigkeit des Modells haben. Es wird eine Datenpunktzahl der 125-fachen Parameteranzahl empfohlen. In beiden Anwendungsfällen wies das Kriging-Verfahren den geringsten Regressionsfehler auf. Im Bereich der Dampfturbinen untersuchten BADJAN ET AL. [88] mittels numerischer Strömungssimulationen den Einfluss von Inzidenz, Eintrittsdruck sowie Viskosität auf die thermodynamischen Eigenschaften einer Beschaufelung. Eine SVP mit 150 Datenpunkten und einem LHS wurde verwendet. Es wurden neuronale Netze, radiale Basisfunktionen, Polynome und Kriging-Modelle miteinander verglichen. Basierend auf ihren Untersuchungen empfehlen die Autoren Kriging-Modelle, da diese Modelle gute Ergebnisse in vergleichsweise kurzer Zeit liefern. PETER UND MARCELET [89, S. 16] untersuchten die Anwendbarkeit von Polynomen, Kriging-Modellen und RBF am Beispiel der Düsenbeschaufelung einer Turbine. Es zeigte sich, dass das Kriging-Verfahren und die neuronalen Netze basierend auf der Approximationsgenauigkeit am besten geeignet sind.

Die Strömung in transsonischen und Überschallturbinen wird nur in wenigen Veröffentlichungen betrachtet. PAPILA ET AL. [90] untersuchten die Strömung mittels 1D-Solvern sowohl in einstufigen als auch mehrstufigen Applikationen. Aufbauend darauf wurden separate CFD-basierte Modelle für die Düse und das Laufrad entwickelt. Für die Düse wurden sieben geometrische Parameter bei 203 Datenpunkten variiert. Im Laufrad wurden elf geometrische Parameter und 250 Datenpunkte betrachtet. Als Samplingmethode wurde das Face-Centered-Composite-Design (FCCD) mit orthogonalen Arrays verwendet. Für die Erstellung des CSM wurden Polynome mit neuronalen Netzen verknüpft. Für einen spezifischen Betriebspunkt ($\Pi_{ts}=7,42$) untersuchten ROMEI UND PERSICO [91] die Einflüsse von 26 Kontrollpunkten einer B-Spline Parametrisierung. Ein LHS mit 650 Datenpunkten basierend auf CFD-Simulationen wurde erstellt. Den Ergebnissen folgend wird eine Datengröße von der fünfzehnfachen Parameteranzahl empfohlen. Es zeigte sich, dass das Kriging-Modell und adaptive Regressions-Splines (MARS) die Strömung in Überschallturbinen deutlich besser modellieren als neuronale Netze oder radiale Basisfunktionen. Des Weiteren zeigen die Untersuchungen, dass der divergente Teil einer Überschalldüse die Effizienz entscheidend beeinflusst. Eine vollständige Betrachtung der geometrischen und thermodynamischen Parametereinflüsse, wie sie LEYLEK ET AL. [87] für Gasturbinen analysieren, wurde für Überschallturbinen bisher lediglich von WAESKER ET AL. [92] im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Studie werden in Abschnitt 4.2.2 zusammengefasst.

Tabelle 2.1: Zusammenfassung bisheriger Veröffentlichungen im Bereich der CFD-basierten Surrogate-Models (CSM) von Turbomaschinen

Bauart	Bauteil	SVP-Methode	Parameter		Datenpunkte	Regression ¹	Quelle
			Geom.	Therm.			
Radialverdichter	Impeller	LHS	19	0	200	<i>Kriging</i> <i>MLS</i> Pol1	[84]
Radialverdichter	Impeller	LHS	28	0	1000	Kriging	[93]
Radialverdichter	Stufe	LHS	38	0	550	Kriging	[94]
Axialverdichter	Impeller	DO	3	0	24	Pol2 <i>NN</i> Kriging	[85]
Axialverdichter	Impeller	LHS	8	0	70	Kriging	[95]
Axialverdichter	Diffusor	LHS	5	0	450	Kriging	[96]
Axialverdichter	Impeller	MCS	12	0	106	<i>NN</i>	[97]
Axialverdichter	Diffusor	DO	2	0	7	Pol2	[98]
Axialverdichter	Diffusor	DO	5	0	35	Pol2	[99]
Axialverdichter	Impeller	LHS	10	0	78	Pol2, Kriging, <i>RBF</i> , <i>NN</i>	[100]
Axialverdichter	Stufe	LHS	22	0	700	Kriging	[101]
Axialturbine	2 Stufen	LHS	110	0	500	<i>GPOD</i> Kriging	[86]
Axialturbine	Düse Laufblad	SSF	25 26	3 4	5000 4500	<i>RBF</i> <i>NN</i> <i>SVR</i> <i>MARS</i> <i>Kriging</i>	[87]
Axialturbine	Laufblad	LHS	0	3	150	<i>NN</i> Pol2 <i>Kriging</i> <i>RBF</i>	[88]
Axialturbine	Düse	FF	2	0	441	Pol2, <i>RBF</i> , <i>Kriging</i>	[89]
Axialturbine	4 Stufen	LCVT	352	1	1760	<i>NN</i>	[102]
Axialturbine	Auslass- diffusor	LHS	4	0	200	Kriging	[103]
Axialturbine	Laufblad	BB	5	0	60	Pol2	[104]
Axialturbine	Stufe	FF	2	0	9	Kriging	[105]
Axialturbinen	Stufe	LHS	4	0	39	Kriging	[106]
Überschallturbine	Düse Laufblad	FCCD	7 11	0	203 250	<i>NN</i> Pol	[90]
Überschallturbine	Düse	LHS	26	0	650	<i>Kriging</i> <i>RBF</i> <i>MARS</i> <i>NN</i>	[91]
Überschallturbine	Laufblad	LHS	7	3	583	Kriging	[92]
Überschallturbine	Laufblad	LHS	17	0	42	<i>NN</i>	[107]
Transsonische Axialturbine	Düse	LHS	16	0	50	Kriging	[108]
Nicht definiert	Auslass- diffusor	LHS	7	0	70	Kriging	[109]

¹Beim Vergleich unterschiedlicher Modelle ist das als optimal ermittelte Modell kursiv dargestellt.

In Tabelle 2.1 sind die aufgeführten Studien sowie weitere Ausführungen zu CSM von Turbomaschinen zusammengefasst. Insgesamt sind 26 Studien aufgelistet, wobei elf Veröffentlichungen Verdichter, vierzehn Veröffentlichungen Turbinen sowie eine Veröffentlichung einen Stator behandeln. Am häufigsten wird als Samplingmethode das LHS verwendet (16 Studien). In der Regel werden in den Untersuchungen Geometrieparameter betrachtet. Thermodynamische Parameter werden lediglich in vier Studien betrachtet, wobei BAERT ET AL. [102] nur eine Variation des Austrittsdruckes betrachtet. LEYLEK ET AL. [87] parametrisieren die Inzidenz an Nabe und Gehäuse, das Druckverhältnis und die Drehzahl. BADJAN ET AL. [88] variieren für eine fixe Geometrie drei thermodynamische Parameter. Das Alleinstellungsmerkmal der im Zuge der vorliegenden Arbeit entstandenen Veröffentlichung zum CSM von Überschalllaufrädern ist die Variation von sowohl sieben geometrischen Parametern als auch der Machzahl, Reynoldszahl und Temperatur als thermodynamische Parameter [92]. In mehr als 70 % der Veröffentlichungen (19 von 26) wird als Regressionsmodell das Kriging-Modell untersucht. In acht Studien werden die optimalen Regressionsmodelle bestimmt, welches in fünf der Studien dem Kriging-Modell entspricht.

2.4 Fragestellung und Mehrwert der vorliegenden Arbeit

Zusammenfassend zeigt der Stand des Wissens in Abschnitt 2.3.1, dass aus ökologischer Sicht für den Antrieb von Kompressoren in jedem Fall eine gekoppelte Expansionsmaschine einem Elektromotor vorgezogen werden sollte. Allerdings zeigt sich auch, dass dies unterhalb einer Turbinenleistung von circa einem Megawatt derzeit nicht ökonomisch darstellbar ist. Demensprechend spiegelt sich Folgendes im Stand der Technik wider: Aktuell werden lediglich von wenigen Anbietern Möglichkeiten geboten, die Druckdifferenzen in Dampfnetzen zur Druckluftproduktion im kleinen Leistungsbereich zu nutzen. Die Anbieter setzen entweder langsam-drehende Dampfturbinen mit geringen Effizienzen oder Schraubenexpander ein. Auch die Schraubenexpander erreichen vergleichsweise geringe Wirkungsgrade (Abschnitt 2.3.1). Die fundierte Untersuchung einer effizienten technischen Umsetzung im kleinen Leistungsbereich ist in der Forschung nicht vorhanden. Auch lassen sich die Forschungsergebnisse aus dem Bereich anderer gekoppelter Turbomaschinen nicht direkt auf diesen Anwendungsfall übertragen, da zumeist andere Fluidkombinationen vorliegen. Außerdem wird der ökonomische und ökologische Mehrwert der Kopplung von Dampf- und Druckluftnetzen im kleinen Leistungsbereich in der Forschung bisher nicht beziffert. Speziell die Kopplung einer Axialturbine mit einem Radialverdichter zur Kopplung der beiden Querschnittstechnologien wird in der Forschung und Entwicklung bisher nicht betrachtet. Die Adressierung dieser Forschungslücke stellt den Beitrag und Mehrwert der vorliegenden Arbeit dar.

Die aufgezeigte Forschungslücke wird unter folgenden vier Forschungsfragen adressiert:

1. *Welche Vorteile hat ein Dampfturbolader bei den typischen gesamtsystemischen Randbedingungen in Konkurrenz zu anderen Fluidenergiemaschinenbauarten?*
2. *Welche Methoden senken den Zeitaufwand der detaillierten technischen Auslegung von Dampfturboladern?*

3. *Wie ist ein Dampfturbolader für geringe Dampfleistungen technisch auszuführen, damit bei geringen Herstellkosten ein hoher Wirkungsgrad erreicht wird?*
4. *Wie hoch ist der ökologische sowie ökonomische Mehrwert eines Dampfturboladers in Deutschland?*

In der ersten Forschungsfrage wird zunächst untersucht, ob die angedachte Kopplung einer Axialturbine mit einem Radialverdichter eine gute Wahl der Fluidenergiemaschinenbauarten darstellt und welche Vorteile diese bietet. In diesem Zuge müssen typische gesamtsystemische Randbedingungen und Anforderungen an einen Dampfturbolader erarbeitet werden. In der zweiten Forschungsfrage wird darauf aufbauend ein methodisches Vorgehen entwickelt, das eine schnelle technische Auslegung von Dampfturboladern für die Randbedingungen unterschiedlicher Anwendungen in Deutschland ermöglicht. In Forschungsfrage drei wird die technische Ausführung eines Dampfturboladers zur Kopplung von Dampf- und Druckluftnetzen untersucht. Hierbei fließen zwei Teilaspekte aus dem Stand des Wissens ein, um die ökonomische Leistungsgrenze des Einsatzes von Dampfturbinen unter ein Megawatt zu bringen: Bei geringen Herstellkosten sollen möglichst hohe Effizienzen erreicht werden. In der vierten Forschungsfrage wird der ökologische und ökonomische Mehrwert des Dampfturboladers als Kopplung einer Axialturbine mit einem Radialverdichter untersucht und dem aktuellen Stand der Technik gegenübergestellt.

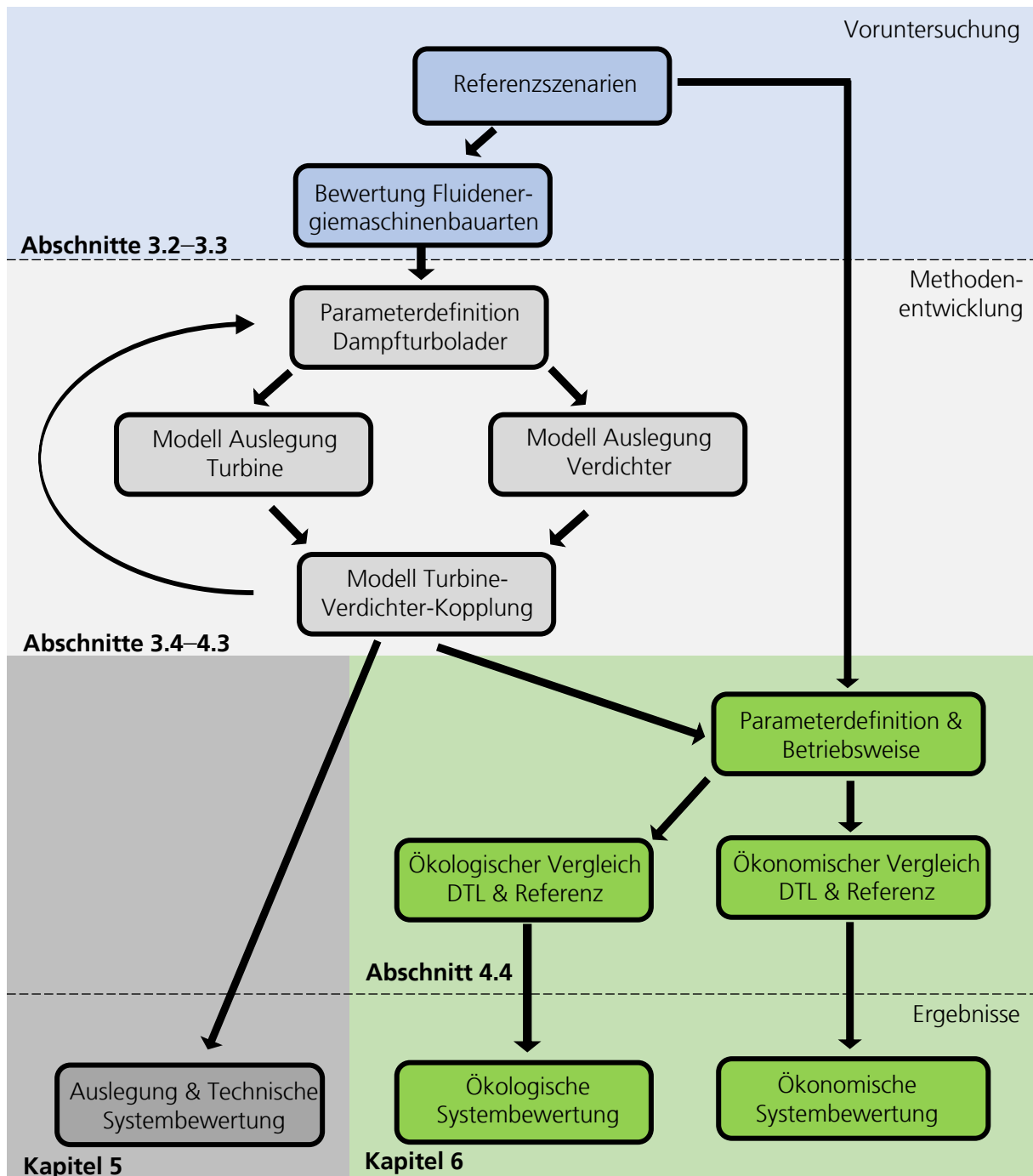
3 Vorgehensweise und Voruntersuchungen

Im Anschluss an die Grundlagen des Dampfturboladers und den Stand des Wissens werden in diesem Abschnitt eine Vorgehensweise entwickelt und Voruntersuchungen durchgeführt, um den Untersuchungsrahmen auf ein realisierbares Maß einzuschränken. Hinsichtlich der Voruntersuchungen werden zunächst Referenzszenarien und Anforderungen an einen Dampfturbolader ermittelt. Darauf aufbauend wird die Kopplung einer Axialturbine mit einem Radialverdichter im Vergleich zu anderen Fluidenergiemaschinenbauarten bewertet. Abschließend wird untersucht, welche Simulationseinstellungen zu treffen sind, wenn CFD-Simulationen für die Auslegung von Dampfturboladern angewendet werden.

3.1 Entwicklung der Vorgehensweise

Zur Beantwortung der zuvor hergeleiteten Forschungsfragen der vorliegenden Arbeit ist in Abbildung 3.1 eine Vorgehensweise aufgezeigt. Das dargestellte Flussdiagramm spiegelt die Gliederung der Arbeit wider. Zunächst wird in einer Voruntersuchung der Untersuchungsrahmen eingegrenzt. Zum einen wird zunächst geklärt, welche typischen Referenzszenarien und weitere Anforderungen an einen Dampfturbolader vorliegen (Abschnitt 3.2). Zum anderen wird die Wahl des Radialverdichters zur Kompression und der Axialturbine zur Expansion im Vergleich zu anderen Fluidenergiemaschinenbauarten bewertet (Abschnitt 3.3). Diese Gegenüberstellung ermöglicht die Beantwortung der ersten Forschungsfrage. Zum Abschluss der Voruntersuchungen wird in Abschnitt 3.4 die Methode der CFD-Simulation hinsichtlich ihrer Güte der Dampfturbolader-Simulation untersucht und geeignete Simulationseinstellungen ermittelt.

In Kapitel 4 wird das methodische Vorgehen für eine schnelle und detaillierte Auslegung der Dampfturbolader entwickelt. Hierbei werden für die Teilkomponenten Modelle entwickelt und deren Kopplung betrachtet. Die Kombination verschiedener Methoden zur schnellen technischen Auslegung wird zur Beantwortung der zweiten Forschungsfrage untersucht. Zusätzlich werden in Abschnitt 4.4 Modelle zur ökonomischen und ökologischen Bewertung erarbeitet. Anschließend werden in Kapitel 5 die Modelle aus Kapitel 4 angewendet und Dampfturbolader für die Referenzszenarien ausgelegt sowie die Systeme technisch bewertet. Die technischen Auslegungen der gekoppelten Dampfturbolader werden für die Ermittlung der Betriebsweise und die daran geknüpfte ökologische und ökonomische Systembewertung herangezogen (Kapitel 6). In den Kapiteln 5 und 6 werden somit die Forschungsfrage 3 und 4 beantwortet. In Abbildung 3.1 wird die starke Abhängigkeit der Forschungsfragen und Teilaspekte dieser Arbeit deutlich. Im Folgenden werden die Voruntersuchungen zur Modellentwicklung zusammengefasst.



- F1:** Welche Vorteile hat ein Dampfturbolader bei den typischen gesamtsystemischen Randbedingungen in Konkurrenz zu anderen Fluidenergiemaschinenbauarten?
- F2:** Welche Methoden senken den Zeitaufwand der detaillierten technischen Auslegung von Dampfturboladern?
- F3:** Wie ist ein Dampfturbolader für geringe Dampfleistungen technisch auszuführen, damit bei geringen Herstellkosten ein hoher Wirkungsgrad erreicht wird?
- F4:** Wie hoch ist der ökologische sowie ökonomische Mehrwert eines Dampfturboladers in Deutschland?

Abbildung 3.1: Flussdiagramm der Vorgehensweise sowie Untergliederung zur Beantwortung der Forschungsfragen (F1, F2, F3, F4) der vorliegenden Arbeit

3.2 Ermittlung von Referenzszenarien und Anforderungen an einen Dampfturbolader

In diesem Abschnitt werden Referenzszenarien und Anforderungen an einen Dampfturbolader erarbeitet. Bei den folgenden Analysen der Randbedingungen in Dampf- und Druckluftnetzen werden Absolutdrücke verwendet. Bei dem Vergleich zu anderen Studien ist daher auf die korrekte Druckangabe zu achten, da vor allem im Bereich der Druckluft oftmals Überdrücke angegeben werden.

Dampf wird in industriellen Prozessen häufig verwendet. Bezogen auf den deutschen industriellen Endenergieverbrauch entfallen knapp 40 % des Energieverbrauches auf Industrieöfen und Thermoprozessanlagen [110, S. 49]. Hierbei dient der Dampf zur Wärmebereitstellung. Des Weiteren kann durch Dampfentspannung in Expansionsmaschinen Antriebsleistung generiert werden [111, S. 137]. Dampf kann somit gekoppelt Wärme und Antriebsleistung bereitstellen.

Zahlreiche Industriebranchen (Nahrungsmittel, Papier, Chemie, Metall, Maschinenbau [111, S. 186]) betreiben werksinterne Dampfnetze, die typischerweise über Erdgasbrenner betrieben werden (70 % Anteil) [112, S. 78]. Die Druck- respektive Temperaturniveaubedarfe der jeweiligen Prozesse sind dabei sehr heterogen, sodass die benötigten Dampfdrücke stark variieren [3, S. 57]. Beispielhaft liegen in der chemischen Industrie mehrere Dampfstufen zwischen 2 bar_{abs} und 25 bar_{abs} [113, S. 23] und in einer Papierfabrik Bedarfe bei 4, 10 und 30 bar_{abs} vor [114, S. 31]. Um Kosten zu minimieren setzen Unternehmen in ihren Dampfnetzen in der Regel nur einen Dampfkessel ein [5, S. 131–132]. Dies bedingt die Produktion des Dampfes auf dem höchsten benötigten Druckniveau. Um die beschriebenen heterogenen Bedarfe zu bedienen, werden kostengünstige Expansionsventile eingesetzt, in denen der Dampf ohne Entnahme von Energie auf die weiteren geringeren Druckniveaus entspannt wird [3, S. 57]. Der Ersatz dieser Expansionsventile durch Dampfturbinen bietet ein großes Potenzial, da die Exergie der Dampfentspannung zur Erzeugung von Antriebsleistung genutzt werden kann. Wie in der Einleitung bereits benannt, kann gesamtsystemisch angenommen werden, dass der zusätzliche Dampfbedarf der Turbine in Näherung der Turbinenarbeit entspricht, wie im Folgenden erläutert wird.

In Abbildung 3.2 ist die Dampfentspannung in einem Expansionsventil im h-s-Diagramm visualisiert. Die Zustandsänderung erfolgt in erster Näherung isenthalp, wobei die Entropie stark zunimmt [43, S. 416]. Der Entspannung vom Expansionsventileintritt (EVE) zum Austritt ist in dieser Abbildung die Entspannung in einer Turbine gegenübergestellt. Um äquivalente Austrittszustände zu realisieren und somit identische Dampfprozesse bedienen zu können, muss das Enthalpieniveau am Turbineneintritt (TE) größer als am Expansionsventileintritt sein. Dampfnetze mit integrierter Dampfturbine haben daher in Relation zu Dampfnetzen mit Expansionsventilen einen zusätzlichen spezifischen Wärmebedarf q . Abbildung 3.2 verdeutlicht, dass die zusätzlich benötigte spezifische Energie in der Dampf-schiene q der Enthalpiedifferenz Δh_t und somit der spezifischen Arbeit w entspricht. Der

zusätzliche Brennstoffbedarf und die mechanische Energie der Turbine sind jedoch nicht äquivalent. Die Verbrennung im Kessel ist verlustbehaftet und auch in der Turbine treten diabate Wärmeverluste und mechanische Lager-Reibungsverluste auf. Zusammengekommen ergibt sich ein gesamtsystemischer Wirkungsgrad (Verhältnis von Brennstoffeinsatz und Turbinenarbeit) von etwa 90 %, der unabhängig vom adiabaten Expansionswirkungsgrad ist [5, S. 132].

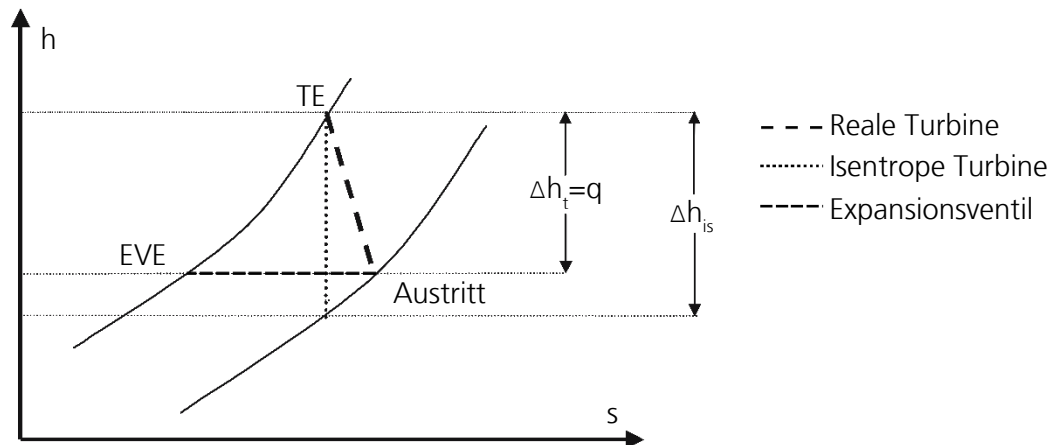


Abbildung 3.2: h - s -Diagramm der Entspannung in einem Expansionsventil und einer Turbine (Turbineneintritt (TE); Expansionsventileintritt (EVE)); zur Vereinfachung ist die Entspannung außerhalb des Nassdampfgebietes dargestellt

Die Leistungsentnahme durch eine Turbine ist hierbei jedoch begrenzt, da der Abdampf der Turbine in den nachfolgenden Prozessen vollständig genutzt werden muss. Andernfalls würde der gesamtsystemische Wirkungsgrad der Turbine sinken. Außerdem müssen der Dampferzeuger und die vorgeschalteten Prozesse den zusätzlichen Wärmebedarf bereitstellen können. Oftmals wird der zusätzliche Dampfbedarf durch einen zusätzlichen Dampfmassenstrom und nicht durch eine weitere Dampfüberhitzung bedient. FRATE ET AL. [115] untersuchten die Sensitivität des zusätzlich benötigten Dampfmassenstroms auf die Dampfdrücke und Turbinenwirkungsgrade. Der zusätzliche Dampfmassenstrom beträgt in den Untersuchungen maximal 7 % und ist somit vergleichsweise gering [115, S. 19].

Die angesprochene Heterogenität dampfbetriebener Prozesse erschwert die Charakterisierung von typischen Druckniveaus der Dampfentspannung. Dennoch soll in der vorliegenden Arbeit die Dampfentspannung in einem Dampfturbolader anhand weniger Anwendungsfälle repräsentativ für eine Vielzahl von späteren Anwendungsmöglichkeiten untersucht werden (Referenzfälle). Daher wurden Daten von Dampfnetzen recherchiert und mittels der Clustering-Methode referenziert. In Abbildung 3.3 sind Literaturwerte von Dampfnetzen zusammengefasst (kreisförmig, Anhang E). Zusätzlich sind Realdaten industrieller Dampfnetze aufgetragen (viereckig, Quelle: Fraunhofer UMSICHT). Hierbei werden die Ein- und Austrittsdrücke aktueller Expansionsventile dargestellt und hierbei Sonderfälle ausgeklammert. Allgemein zeigt sich eine gute Überstimmung der Literatur- und Realdaten.

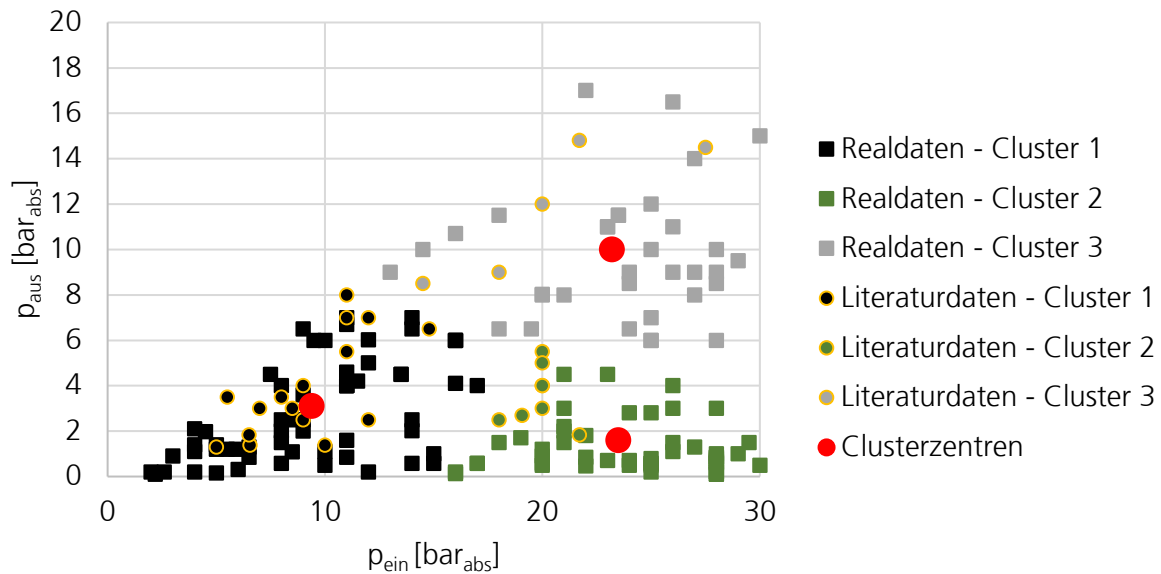


Abbildung 3.3: Clustering der Dampfparameter von Expansionsventilen aus Literaturdaten (Anhang E) und Realdaten (Quelle: Fraunhofer UMSICHT), Clusterzentren rot markiert

Mittels der Clustering-Methode werden aus dieser Datenmenge drei Clusterzentren determiniert. Die Methode des Clustering ist in Anhang B zusammengefasst. In diesen Untersuchungen wird das k-means-Clustering verwendet. Zur Bewertung der Clustergüte wird das quadratisch-euklidische Abstandsmaß herangezogen. Die Datenpunkte werden zur Clusterdetektierung mittels z-Score normiert. Die drei Clusterzentren sind in Abbildung 3.3 rot dargestellt und die Datenpunkte farblich den Zentren zugeordnet. Die Repräsentativität dieser Datenpunkte wird in der farblichen Darstellung deutlich. Die genauen Ein- und Austrittsdrücke der Clusterzentren sind in Tabelle 3.1 zusammengefasst. Die drei Zentren werden im Folgenden als Referenzwerte der Dampfexpansion für den Anwendungsfall Dampfturbolader verwendet. Zwar sind optisch keine eindeutigen Zentren in Abbildung 3.3 zu erkennen, dennoch sorgt die Clustering-Methode für eine mathematische Repräsentativität.

Tabelle 3.1: Charakteristische Dampfnetzparameter als Ergebnis der Clusteranalyse (Abbildung 3.3), Methode: k-means Clustering, z-Score Normierung

Referenzfall	p_{ein} [bar _{abs}]	p_{aus} [bar _{abs}]
1	9,4	3,1
2	23,5	1,6
3	23,2	10,0

Das Potenzial für Dampferzeugungsturbinen in Deutschland kann über die Anzahl der Dampfnetze abgeschätzt werden. Oft wird für ein Dampfnetz lediglich ein Kessel installiert (siehe S. 35). FLEITER ET AL. [112, S. 79] quantifizieren die Anzahl der installierten Kessel in Deutschland auf ungefähr 22.000 (Kesselleistung 0,1–50 MW_{th}). Nahezu alle Industrieunternehmen mit einem Dampfnetz haben auch einen hohen Bedarf an Druckluft. Dies zeigt sich beispielhaft in den Ausführungen von WOLF ET AL. [6, S. 44], die die Druckluft-

und Prozesswärmebedarfe der einzelnen Zweige der Lebensmittelindustrie auflisten. Auch zeigen die Ausführungen von BLESL UND KESSLER [111], dass die adressierten Branchen (Nahrungsmittel, Papier, Chemie, Metall, Maschinenbau) nahezu den gesamten industriellen Dampf benötigen und zeitgleich den Großteil der Druckluftkompressoren über 50 kW betreiben [111, S. 148, 186]. Diese Übereinstimmung (match) des Dampf- und Druckluftbedarfs, die für die industrielle Anwendung des Dampfturboladers essenziell ist, ist also in vielen Anwendungsfällen gegeben. Das Potenzial auf Seiten der Druckluft ist groß, denn 80 TWh und somit knapp 10 % des industriellen Stromverbrauches in der EU entfallen auf die Druckluftherzeugung [116, S. 1]. Anwendungsbeispiele von Druckluft sind die Zerstäubung und Reinigung oder die Wandlung in mechanische Energie. Bedingt durch die unbegrenzte und kostenfreie Verfügbarkeit von Luft sowie die vergleichsweise gefahrlose Produktion, Verteilung und Nutzung wird Druckluft in einer Vielzahl von Applikationen verwendet [8, S. 10]. Die Anzahl der Druckluftkompressoren im Leistungsbereich zwischen 10 und 300 kW beziffert sich in der EU auf knapp 320.000 Maschinen, wobei allein in Deutschland 62.000 Druckluftkompressoren betrieben werden [116, S. 1]. RADGEN [116] unterteilt die Kompressoren in die Leistungsbereiche bis 110 kW (72% Anteil) und über 110 kW (28% Anteil). In der Regel werden Schraubenkompressoren (75 % Anteil) eingesetzt und durch Elektromotoren angetrieben [116, S. i, 45]. Die Betriebsdauer der Kompressoren ist hierbei vom Schichtsystem und den Anwendungen in den industriellen Betrieben abhängig, sie liegt jedoch durchschnittlich bei $\tau=3.500$ h/a [116, S. 1]. Die Kosten der Druckluftbereitstellung lassen sich in die Betriebskosten (70%), die Investitionskosten (28%) und die Wartungskosten (2%) aufteilen, wobei die Kostenanteile von den Betriebsstunden abhängen (2.000 Betriebsstunden: 65% Betriebskostenanteil; 7.500 Betriebsstunden: 82% Betriebskostenanteil) [8, S. 53]. Für eine Kostensenkung liegt der Fokus daher vorrangig auf der Senkung der Betriebskosten und insbesondere des Energieverbrauches.

Die benötigten Betriebsdrücke im Bereich der Druckluft sind ähnlich wie die Dampfdrücke heterogen verteilt, wobei sich deutliche Ausprägungen in einigen Bereichen zeigen. Generell liegt der Betriebsdruck von industriellen Druckluftnetzen standardmäßig zwischen 7 und 15 bar_{abs} [117, S. 17]. Obgleich im Bereich der Niederdruckerwendungen (1,1 bis 5 bar_{abs}) ein Potenzial für Dampfturbolader besteht, liegt der Fokus der Untersuchungen auf dem Standarddruckbereich, da die Verkaufszahlen hierbei dem Zehnfachen der Niederdruckkompressoren-Verkäufe entsprechen [117, S. 109]. Analog werden auch Hochdruckerwendungen (>15 bar_{abs}) ausgeklammert.

Vergleichbar zur Bildung von Referenzwerten für die Dampfnetze sollen die Druckluftnetze durch einige repräsentative Referenzwerte charakterisiert werden. Hierbei wird lediglich der Betriebsdruck der Druckluftnetze charakterisiert, da für den Eintritt der Druckluftkompressoren übliche Referenzumgebungsbedingungen angesetzt werden können. Für die Charakterisierung des Austrittsdrucks der Kompressoren wird die Studie von RADGEN [116, S. 125–126] herangezogen. In Abbildung 3.4 sind die aufsummierten Leis-

tungen der in der Studie befindlichen Kompressorenauflistung visualisiert. Da die Datengrundlage geringer als bei den Dampfnetzen ist und deutliche Ausprägungen bei 11 bar_{abs} und um 8 bar_{abs} zu erkennen sind, wird beim Referenzieren der Druckluftnetze auf die Clustering-Methode verzichtet. Die Referenzwerte für Druckluftnetze liegen im Folgenden daher bei 8 bar_{abs} und 11 bar_{abs}. Auch HINSENKAMP ET AL. quantifizierten einen typische Netzdruck von Druckluftnetzen mit 11 bar_{abs} [8, S. 22].

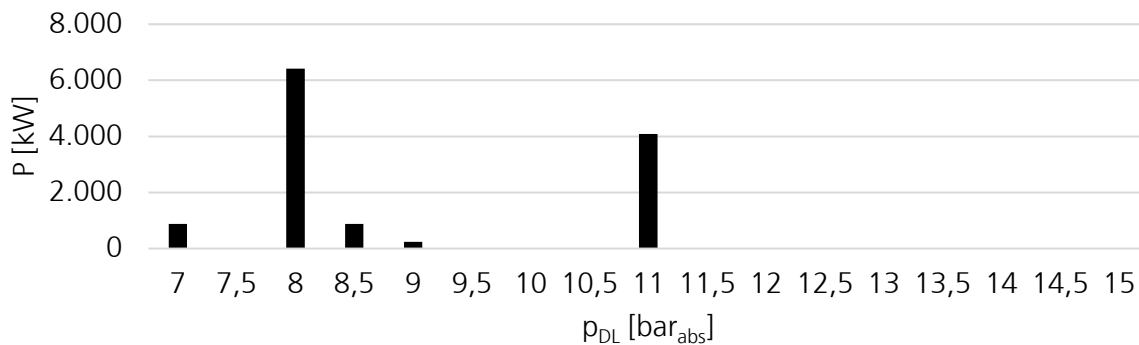


Abbildung 3.4: Aufsummierte Leistungen der Verdichter in den Ausführungen von RADGEN [116, S. 125–126] im Druckbereich von 7 bar_{abs} bis 15 bar_{abs}

Die Analyse der Produktpalette einiger großer Hersteller von Kompressoren (AERZEN, Atlas Copco, BOGE, ELGI, Kaeser, Kaishanusa, Renner, Remeza) bestätigt, dass vorwiegend 11 bar_{abs}-Kompressoren sowie Kompressoren im Bereich von 8 bis 9 bar_{abs} angeboten werden. Auch anwendungsseitig lassen sich diese Zahlen bestätigen: Druckluft-angetriebene Werkzeuge, wie zum Beispiel Drucklufthammer und Schlagbohrmaschinen, arbeiten mit 7 bar_{abs}-Druckluft [118, S. 140]. Dies entspricht zuzüglich der Verluste in den Druckluftnetzen den Kompressoren mit 8 bar_{abs} Druckluft [118, S. 137]. Andere Prozesse benötigen Druckluft mit 10 bar_{abs}, sodass ein 11 bar_{abs}-Netz installiert wird.

Durch die charakteristischen Netzparameter für Dampf- und Druckluftnetze in den vorangegangenen Ausführungen werden für den Dampfturbolader bereits Randbedingungen spezifiziert. Um eine Alternative für die Expansionsventile und herkömmlichen Druckluftkompressoren darzustellen, werden an den Dampfturbolader weitere Anforderungen gestellt. Eine Anforderung an den Dampfturbolader ist eine kostengünstige Ausführung (Abschnitt 2.3.1). Neben einer kostengünstigen Variante soll der Dampfturbolader möglichst effizient arbeiten. Die Untersuchungen in Abschnitt 2.3.1 verdeutlichen den Zusammenhang zwischen hohen Drehzahlen und hohen Effizienzen im adressierten Leistungsbe- reich.

Je nach Anwendungsfall werden verschiedene Anforderungen an die Qualität der Druckluft bei Fremdpartikelgröße, Restölgehalt und Drucktaupunkt gestellt [8, S. 10]. Ein geringer Restölgehalt ist etwa für Anwendungen im Bereich der Lebensmittelherstellung oder Medizin von essenzieller Bedeutung [8, S. 11]. Daher wird Ölfreiheit angestrebt. Auch sind Wartungen des Dampfturboladers mit Stillstandszeiten und Kosten verbunden. Um den Wartungsaufwand und die Herstellkosten zu minimieren, soll auf ein Getriebe verzichtet und der Verdichter und die Turbine direkt gekoppelt werden. Allgemein ermöglicht dies

eine sehr kompakte Bauform. Abschließend besteht die Anforderung, dass der Dampfturbolader in die bestehenden industriellen Netzstrukturen integrierbar sein muss. Dementsprechend muss das Teillastverhalten der Maschine untersucht werden. Außerdem sollte für eine einfache Integrierbarkeit der Platzbedarf des Dampfturboladers gering sein. Zusammenfassend ergeben sich folgende weitere Anforderungen an den Dampfturbolader:

- Kostengünstige Herstellung
- Hohe Effizienz / hohe Drehzahlen
- Ölfreiheit
- Verzicht auf Getriebe / wartungsarm
- Gute und schnelle Integrierbarkeit in bestehende Dampf- und Druckluftnetze

Die hergeleiteten charakteristischen Netzparameter und Anforderungen grenzen den Untersuchungsrahmen des Dampfturboladers bereits ein. Basierend auf diesen Randbedingungen werden im Folgenden charakteristische Referenzszenarien für Dampfturbolader-Anwendungen in Deutschland aufgezeigt. Diese stellen den Untersuchungsrahmen der Arbeit dar.

Die Referenzszenarien sollen charakteristisch für industrielle Prozesse sein. Bei der Dampferzeugung werden – wie zuvor dargestellt – zu 70 % Erdgasbrenner verwendet und für die Dampfexpansion des Wasserdampfes größtenteils Expansionsventile eingesetzt. Für die Dampfparameter werden die charakteristischen Parameter des Clusterings herangezogen. Diese Annahmen und Werte werden in Abbildung 3.5 visualisiert. Für die Quantifizierung der ökologischen und ökonomischen Randbedingungen der Referenzszenarien bedarf es der Aufstellung spezifischer Betriebskosten und ökologischer Belastungen der Erdgasfeuerung. Für industrielle Prozesse werden die spezifischen Betriebskosten für Erdgas mit $k_{\text{Gas}}=3\text{--}5$ ct/kWh beziffert [111, S. 233] [119, S. 1]. Der CO_2 -Emissionsfaktor beträgt $\text{EF}_{\text{Gas}}=201$ g CO_2 /kWh [120, S. 16].

Bei der Druckluftherzeugung werden – wie gezeigt – in der Regel Schraubenkompressoren eingesetzt, die von Elektromotoren angetrieben werden. Für die Quantifizierung der Referenzszenarien werden analog die Kosten und Belastungen des elektrischen Stromes herangezogen. Hierzu werden die Werte für Deutschland aus dem Jahre 2018 verwendet. Der spezifische Strompreis für Industriekunden liegt im Bereich $k_{\text{el}}=5\text{--}18$ ct/kWh [121, S. 25, 30]. Die Umweltbelastungen des Stromes (Inlandsverbrauch) belaufen sich auf $\text{EF}_{\text{el}}=512$ g CO_2 /kWh [120, S. 9]. Das Kompressionsdruckverhältnis wird hierbei mit acht respektive elf angenommen, wie zuvor hergeleitet wurde. Die Eintrittsbedingungen sind je nach Studie unterschiedlich [117, S. 49]. In der vorliegenden Arbeit wird ein Druck von $p=1,013$ bar_{abs} (DIN 1343 [122, S. 1]) und eine Temperatur von $t=20$ °C (ISO 1217 [123, S. 54]) verwendet. Der Austrittsdruck der Kompressoren entspricht den ermittelten

Druckverhältnissen multipliziert mit dem Eintrittsdruck. Beim Vergleich zu anderen Studien werden notwendige Umrechnungen vorgenommen. Die Zahlenwerte und Visualisierungen finden sich ebenfalls in Abbildung 3.5.

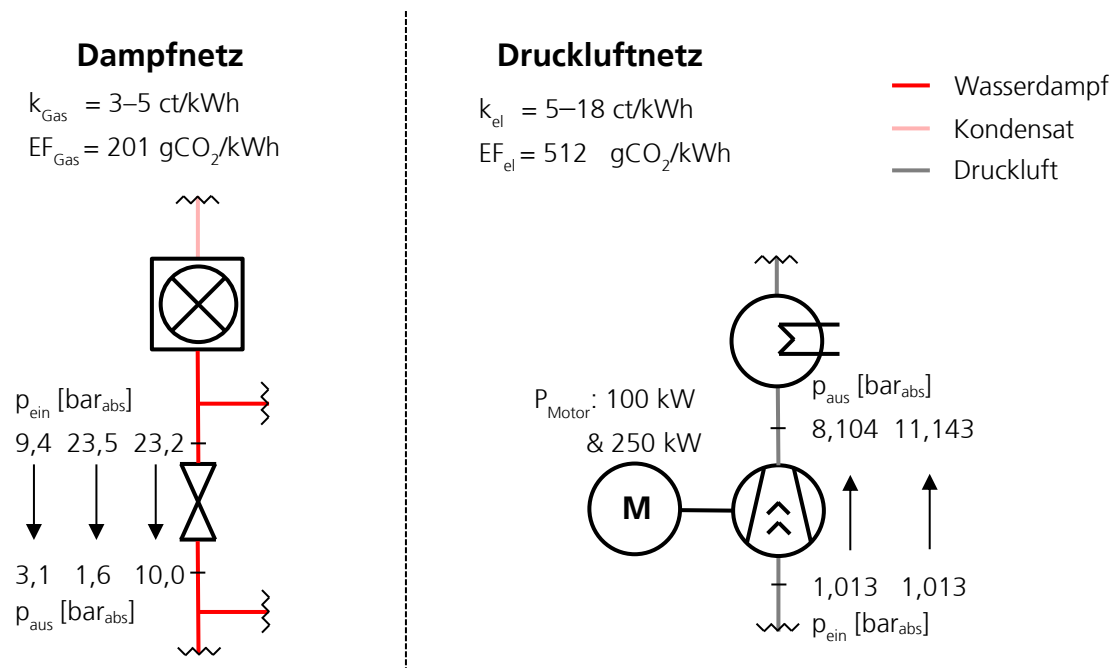


Abbildung 3.5: Referenzszenarien der vorliegenden Arbeit zur Quantifizierung des ökologischen und ökonomischen Nutzens des Dampfturboladers

Wie in Abbildung 3.5 dargestellt, sind insgesamt vier variable Größen bei der Bewertung von Dampfturboladern zu betrachten, sofern die Kosten und Umweltbelastungen von Erdgas und Strom als konstant für alle Referenzen angenommen werden. Die variablen Größen sind die Druckniveaus der Dampferntspannung, das Druckniveau der Druckluft sowie die Antriebsleistung des Verdichters. Durch die Quantifizierung typischer Referenzbedingungen für Dampf- und Druckluftnetze wurde die Anzahl der Referenzszenarien bereits deutlich reduziert. Des Weiteren wird die Elektromotorenleistung respektive die Turbinenleistung des Dampfturboladers eingeschränkt. Dampfnetzbetreiber ziehen in einem Leistungsbereich unter 1.071 kW aufgrund ökonomischer Restriktionen Expansionsventile den Dampfturbinen vor [4, S. 94]. Um in diesem Bereich unter einem Megawatt Wellenleistung durch den Dampfturbolader eine Alternative zu bieten, wird der adressierte Leistungsbereich in diesen Untersuchungen mit 50–300 kW gewählt. Dies entspricht nach RADGEN [116, S. 28] dem typischen Kompressoren-Leistungsbereich in Deutschland und der EU. Die Realdaten industrieller Dampfnetze (Quelle: Fraunhofer UM-SICHT) zeigen, dass in diesem Leistungsbereich ein großes Potenzial der Dampferntspannung vorliegt. Die Deckung von Dampf- und Druckluftbedarf und das einhergehende Kopplungspotenzial wurden zuvor gezeigt. Um die Anzahl der Referenzfälle zu reduzieren, werden in der Arbeit lediglich die Leistungen 100 kW und 250 kW beispielhaft untersucht. Somit werden Anwendungen für Dampfturbolader im unteren und oberen Leistungsbereich quantifiziert. Zusammenfassend ergeben sich zwölf Referenzszenarien (drei

Dampfnetze, zwei Druckluftnetze sowie zwei Leistungen), die in der vorliegenden Arbeit untersucht werden.

3.3 Vergleich des Dampfturboladers mit anderen Fluidenergiemaschinenbauarten

Basierend auf den ermittelten Referenzszenarien und Anforderungen wird in diesem Abschnitt untersucht, ob die Kopplung einer Axialturbine mit einem Radialverdichter geeignet ist. Hierzu werden für die Kompression und Expansion verschiedene Fluidenergiemaschinenbauarten auf Basis einer Nutzwertanalyse gegenübergestellt. Der Stand des Wissens zeigt, dass vereinzelt bereits Schraubenkompressoren mit Axialturbinen oder Schraubenexpandern gekoppelt werden. Neben den Schraubenmaschinen und Turbomaschinen (axial und radial) werden im Folgenden auch Kolbenmaschinen untersucht. Hierbei wird zunächst noch nicht betrachtet, ob die jeweilige Verdichterbauart überhaupt mit der Turbinenbauart koppelbar ist. Stattdessen wird zunächst ergebnisoffen die optimale Fluidenergiemaschinenbauart für den jeweiligen Vorgang ermittelt und zum Abschluss des Abschnitts eine mögliche Kopplung überprüft.

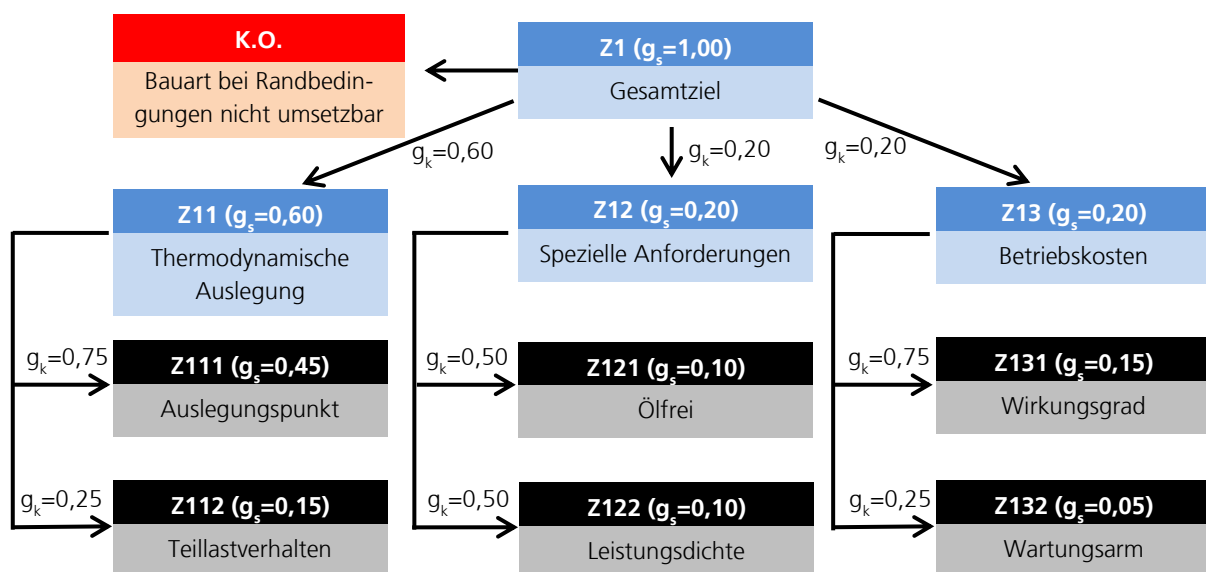


Abbildung 3.6: Zielsystem der Nutzwertanalyse zur Ermittlung der Gewichtungsfaktoren. Für jedes Kriterium Z wird am Pfeil das relative Knotengewicht g_k und im Kasten das absolute Stufengewicht g_s angegeben.

Die geeigneten Fluidenergiemaschinenbauarten werden basierend auf einer Nutzwertanalyse ausgewählt. Hierzu werden die Bewertungskriterien in untergeordnete Hierarchiestufen sortiert und in einem Zielsystem mathematisch miteinander verknüpft. Dieses Vorgehen gewährleistet eine Quantifizierung der Bewertungsziele mit einem hohen Detaillierungsgrad. Die Relevanz der einzelnen Ziele wird mit dem Knotengewicht g_k gewichtet. Die einzelnen Bewertungskriterien erhalten dadurch ein Stufengewicht g_s , welches sich aus dem jeweiligen Knotengewicht und dem Stufengewicht des übergeordneten Zieles zusammensetzt. [124, S. 241–245]

Das Zielsystem der Nutzwertanalyse des Dampfturboladers ist in Abbildung 3.6 dargestellt. Als Ausschlusskriterium wird zunächst überprüft, ob die *Bauart bei den Randbedingungen nicht umsetzbar* ist. Hierbei liegt der Fokus wie im Rest der Arbeit auf der Thermodynamik und Strömungsmechanik. Untersuchungspunkte wie die Rotordynamik, Lagerkonzepte oder der Axial Schub des Maschinenstranges werden hierbei ausgeklammert. Das *Gesamtziel* wird in die *thermodynamische Auslegung*, die *speziellen Anforderungen* an die Umsetzung und die *Betriebskosten* untergliedert. In der *thermodynamischen Auslegung* wird aufbauend auf dem Ausschlusskriterium überprüft, ob die Randbedingungen des Dampfturboladers optimale Randbedingungen der Fluidenergiemaschinenbauart sind und somit ein gutes thermodynamisches und aerodynamisches Verhalten zu erwarten ist. Dieses Ziel ist somit wichtiger als die anderen beiden Teilziele. Dementsprechend erhält die *thermodynamische Auslegung* ein Knotengewicht von 0,6 sowie die *speziellen Anforderungen* und die *Betriebskosten* jeweils ein Knotengewicht von 0,2. Im Folgenden werden aus den Anforderungen an die Applikation (Abschnitt 3.2) konkretisierte Bewertungskriterien und Bewertungsziele abgeleitet.

Zur *thermodynamischen Auslegung* zählen zwei Unterziele. Die Randbedingungen der Dampf- und Druckluftnetze sind Prozessgrenzen. Daher wird untersucht, ob dies optimale Randbedingungen für die Auslegung der jeweiligen Fluidenergiemaschinenbauart sind. Somit wird die Güte der thermodynamischen Auslegung im *Auslegungspunkt* quantifiziert. Im Kriterium *Teillastverhalten* wird das Verhalten der Fluidenergiemaschinenbauart auf ändernde Randbedingungen untersucht. Aufgrund des übergeordneten Charakters wird die thermodynamische Auslegung im *Auslegungspunkt* ($g_k=0,75$) stärker als das *Teillastverhalten* ($g_k=0,25$) gewichtet.

Im Teilziel *spezielle Anforderungen an die Applikation* werden die Anforderungen *Ölfreiheit* und Integrierbarkeit in bestehende Dampf- und Druckluftnetze adressiert. Bei der Integrierbarkeit spielt häufig der Platzbedarf eine wichtige Rolle, sodass eine hohe *Leistungsdichte* angestrebt wird. Außerdem sorgt eine hohe *Leistungsdichte* für einen geringeren Materialaufwand respektive eine kostengünstige Herstellung. Hierbei werden beide Ziele gleichgewichtet ($g_k=0,5$), da je nach Anwendungsfall eines der Ziele wichtiger ist.

Bei den *Betriebskosten* werden die Anforderungen der hohen Effizienz und des geringen Wartungsaufwands als Kriterien übernommen. Aufgrund der hohen Betriebsstunden eines Druckluftkompressors wird das Kriterium *Wirkungsgrad* ($g_k=0,75$) stärker gewichtet als das Kriterium *wartungsarm* ($g_k=0,25$). Aus dem Zielsystem in Abbildung 3.6 lassen sich die Gewichtungsfaktoren ablesen, die die Stufengewichte der Bewertungskriterien ergeben.

Basierend auf diesen Bewertungskriterien werden im Folgenden die Fluidenergiemaschinenbauarten für eine Dampfturbolader-Anwendung evaluiert. Die Maßzahlen (MZ) der Bewertungskriterien in der Nutzwertanalyse werden nach Möglichkeit aus der Literatur ermittelt oder andernfalls basierend auf Erfahrungswerten geschätzt. Die Maßzahlen reichen von 1 (Kriterium schlecht erfüllt) bis 4 (Kriterium sehr gut erfüllt).

Im Bereich der Verdichter zeigt sich, dass bei einem minimal zu erwartenden Normvolumenstrom um $0,3 \text{ m}^3/\text{s}$ (Schätzung, Erläuterung am Ende des Abschnitts) kein typisches Einsatzgebiet einer axialen Turbomaschine vorliegt [18, S. 340]. Diese wird daher basierend auf dem K.O.-Kriterium aus den weiteren Untersuchungen ausgeschlossen, jedoch werden die Maßzahlen aus Vergleichszwecken weiter hergeleitet. Der geschätzte Ansaugvolumenstrom entspricht den typischen Einsatzgebieten von Kolben- und Schraubenverdichtern und es ist eine gute thermodynamische Auslegung im *Auslegungspunkt* zu erwarten ($MZ=4$). Der Ansaugvolumenstrom liegt an der unteren optimalen Auslegungsgrenze der Radialverdichter ($MZ=3$) [18, S. 340]. Turbomaschinen haben eine höhere Leistungsdichte als Kolben- und Schraubenmaschinen [125, S. 620–621], sowie Radialverdichter eine höhere Leistungsdichte als Axialverdichter [10, S. xi]. Somit erhalten Schrauben- und Kolbenmaschinen die Maßzahl 2 und die axialen und radialen Turbomaschinen die Maßzahlen 3 und 4. Der *Wartungsaufwand* der Turbomaschinen ($MZ=4$) ist geringer als der Wartungsaufwand der Verdrängermaschinen ($MZ=2$) [10, S. xi] [18, S. 38].

Tabelle 3.2: Nutzwertanalyse der Verdichterbauarten für eine Dampfturbolader-Anwendung (SG: Stufengewicht; MZ: Maßzahl; WZ: Wertungszahl)

Verdichterbauart	Schrauben	Kolben		Turbo-Axial		Turbo-Radial			
		SG	MZ	WZ	MZ	WZ	MZ	WZ	
<i>Bauart bei RB nicht umsetzbar</i>	K.O.	Nein		Nein		Ja		Nein	
<i>Auslegungspunkt</i>	0,45	4	1,80	4	1,80	1	0,45	3	1,35
<i>Teillastverhalten</i>	0,15	3	0,45	3	0,45	3	0,45	3	0,45
<i>Ölfrei</i>	0,10	2	0,20	1	0,10	3	0,30	3	0,30
<i>Leistungsdichte</i>	0,10	2	0,20	2	0,20	3	0,30	4	0,40
<i>Wirkungsgrad</i>	0,15	2	0,30	2	0,30	4	0,60	3	0,45
<i>Wartungsarm</i>	0,05	2	0,10	2	0,10	4	0,20	4	0,20
Wertigkeit			3,05		2,95		2,30		3,15
Normierte Wertigkeit			0,97		0,94		0,73		1,00
Rangfolge			2		3		K.O.		1

Für die *Wirkungsgrade* gibt VAN DEN BRAEMBUSCHE [10, S. 3] eine Rangfolge startend mit Schrauben- und Kolbenverdichtern ($MZ=2$), Radialverdichtern ($MZ=3$) und Axialverdichtern ($MZ=4$) an. Im Bereich der *Ölfreiheit* und des *Teillastverhaltens* wurde auf Erfahrungswerte zurückgegriffen. Hier zeigt sich, dass für alle Fluidenergiemaschinenbauarten außer den Kolbenverdichtern eine ölfreie Umsetzung mit gewissem Aufwand möglich ist (Maßzahlen 2 und 3). Die Zusammenfassung der dargelegten Bewertung findet sich in Tabelle 3.2. Die insgesamt höchste Wertigkeit im Bereich der Verdichter weist die radiale Turbomaschine mit 3,15 auf einer Skala von eins bis vier auf, sodass für den untersuchten Dampfturbolader in der vorliegenden Arbeit der gewählte Radialverdichter geeignet ist. Allerdings zeigen auch Schraubenverdichter – wie sie im Stand des Wissens mitunter verwendet werden – eine hohe Wertigkeit von 3,05.

Analog wird für die Dampfexpansion die Fluidenergiemaschinenbauart mit der höchsten Wertigkeit bei identischen Bewertungskriterien ermittelt. Generell sind die *Bauarten bei den Randbedingungen umsetzbar*. Bei der heterogenen Verteilung der Dampfnetzrandbedingungen ist die thermodynamische Auslegung im *Auslegungspunkt* vor allem in Axialturbinen gut umsetzbar (MZ=4) (Erfahrungswert). Bei der Dampfentspannung wird die Radialturbine in der Literatur als Sonderfall deklariert und selten umgesetzt (MZ=2) [126, S. 69] und auch Schrauben- oder Kolbenexpander weisen eine mäßige Umsetzbarkeit auf (MZ=2). Bei der *Leistungsdichte* und dem *Wartungsaufwand* werden für alle Fluidenergiemaschinenbauarten identische Maßzahlen wie in der Verdichterauswahl herangezogen. Bei der Dampfentspannung sind die *Wirkungsgrade* in Kolbenexpandern und Turbomaschinen höher als in Schraubenexpandern (MZ=2) und in Radialturbinen (MZ=4) höher als in Axialturbinen (MZ=3) [51, S. 4–8]. Da die Axialturbinen höhere Teillastwirkungsgrade als Radialturbinen sowie Schrauben- und Kolbenexpander haben, wird deren *Teillastverhalten* mit der Maßzahl 4, die anderen Expander mit der Maßzahl 3 bewertet [127, S. 3]. Bei der *Ölfreiheit* werden analoge Maßzahlen zur Verdichterauswahl herangezogen. Zusammenfassend erfüllen Axialturbinen mit einer Wertigkeit von 3,65 die Bewertungskriterien am besten, wie in Tabelle 3.3 dargestellt ist. Somit ist die Wahl der Axialturbinen für die Untersuchungen dieser Arbeit passend.

Tabelle 3.3: Nutzwertanalyse der Turbinenbauarten für eine Dampfturbolader-Anwendung (SG: Stufengewicht; MZ: Maßzahl; WZ: Wertungszahl)

Turbinenbauart	SG	Schrauben		Kolben		Turbo-Axial		Turbo-Radial	
		MZ	WZ	MZ	WZ	MZ	WZ	MZ	WZ
<i>Bauart bei RB nicht umsetzbar</i>	K.O.	Nein		Nein		Nein		Nein	
<i>Auslegungspunkt</i>	0,45	2	0,90	2	0,90	4	1,80	2	0,90
<i>Teillastverhalten</i>	0,15	3	0,45	3	0,45	4	0,60	3	0,45
<i>Ölfrei</i>	0,10	2	0,20	1	0,10	3	0,30	3	0,30
<i>Leistungsdichte</i>	0,10	2	0,20	2	0,20	3	0,30	4	0,40
<i>Wirkungsgrad</i>	0,15	2	0,30	3	0,45	3	0,45	4	0,60
<i>Wartungsarm</i>	0,05	2	0,10	2	0,10	4	0,20	4	0,20
Wertigkeit		2,15		2,20		3,65		2,85	
Normierte Wertigkeit		0,59		0,60		1,00		0,78	
Rangfolge		4		3		1		2	

Axialturbinen werden in Gleichdruck- und Reaktionsturbinen untergliedert (Abschnitt 2.1). Gleichdruckturbinen haben eine geringere Stufenanzahl und sind teilbeaufschlagbar, sodass sie gut über eine Düsengruppenregelung regelbar sind. Deshalb wird in der vorliegenden Arbeit eine Gleichdruckturbine untersucht. Auch SIGLOCH empfiehlt für Leistungen unter 500 kW diese Turbinenbauart. [18, S. 399]

In Summe ergibt sich damit eine Dampfturbolader-Konfiguration aus einer axialen Gleichdruckturbine mit einem gekoppelten Radialverdichter. Die zweitbeste Kombination, eine direkte Kopplung einer axialen Gleichdruckturbine mit einem Schraubenverdichter würde geringe Drehzahlen der Turbine und somit geringe Wirkungsgrade oder auch keine Umsetzbarkeit nach sich ziehen, wie der Stand der Forschung (Abschnitt 2.3.1) zeigt. In vergleichbaren Anwendungen gekoppelter Turbomaschinen wird ebenfalls eine Konfiguration aus axialer Gleichdruckturbine mit einem mehrstufigen Radialverdichter gewählt: GRÖNMAN ET AL. [128] untersuchen für einen großen Dieselmotor einen Turbolader mit 550 kW Verdichterleistung, der die Luft vor dem Motorbrennraum auf 6 bar_{abs} komprimiert. Der Radialverdichter ist hierbei zweistufig ausgeführt und wird von einer transsonischen Gleichdruckturbine angetrieben.

Da der Dampfturbolader höhere Druckluftdrücke bei einer geringeren Leistung liefern soll und die Randbedingungen im Grenzbereich für Radialverdichteranwendungen liegen, werden im Folgenden einige übergeordnete Turbomaschinenkennzahlen zur Verifikation der Literatur-basierten qualitativ-theoretischen Bewertung der Fluidenergiemaschinenbauarten ermittelt. Der Fokus liegt hierbei auf einer generellen direkten Koppelbarkeit, also identischen Drehzahlen. Die ermittelten Kennzahlen werden den physikalischen Grenzen der Turbomaschinenauslegung gegenübergestellt, um die technische Umsetzbarkeit zu prüfen. Bei den Dampfturbinen kann hingegen auf die Erfahrungen des Fraunhofer UMSICHT zurückgegriffen werden. Diese belegen, dass einstufige Gleichdruckturbinen in einem vergleichbaren Leistungsbereich mit vergleichbaren Randbedingungen realisierbar sind und sich in der Praxis-Anwendung befinden. Daher ist für diesen Turbinentypen eine technische Umsetzbarkeit für die charakteristischen Anwendungsfälle gewährleistet.

Für die Radialverdichteranwendung liegen hingegen keine Erfahrungswerte vor und in der Nutzwertanalyse haben diese für die thermodynamische Auslegung im Auslegungspunkt lediglich die Maßzahl 3 erhalten. Somit wird im Folgenden beispielhaft überprüft, ob bei einer Anwendung mit 11 bar_{abs} Druckluft und 100 kW Antriebsleistung generelle physikalische Auslegungsgrenzen überschritten werden.² Basierend auf Erfahrungswerten wird angenommen, dass die Turbine die Leistung bei einer Drehzahl von 60.000 U/min bereitstellt. Der Verdichter wird aufgrund der Kopplungsbeziehung (Abschnitt 2.3.2) mit identischer Drehzahl angetrieben. Aufgrund des hohen Druckverhältnisses von elf wird im Folgenden eine dreistufige Ausführung mit Zwischenkühlung überprüft.

Bei einem Betriebsdruck der Druckluftversorgung von 11 bar_{abs} entspricht das Druckverhältnis jeder Verdichterstufe etwa $\pi=2,2$, wenn der Druckaufbau gleichverteilt auf die Stufen erfolgt. Die spezifische isentrope Verdichterarbeit beträgt somit $\Delta h_{is}=75,4$ kJ/kg.³

² Die Berechnungen werden für einen Eintrittsdruck von 1,013 bar_{abs} und eine Eintrittstemperatur von 293,15 K durchgeführt. Für die Abschätzung wird angenommen, dass nach der Zwischenkühlung erneut 293,15 K vorliegen und somit keine Grädigkeit existiert. Zwar ist der polytrope Verdichtewirkungsgrad größer als der isentrope Wirkungsgrad, wird aber für die Abschätzung als äquivalent angesehen [9, S. 857].

³ Formeller Zusammenhang: $\Delta h_{is}=c_p \cdot T_{t, \text{ein}} \cdot (\pi^{((k-1)/k)} - 1)$ [129, S. 3].

Mittels der Eintrittsbedingungen, der vorgegebenen Stufenleistung von $P=33,3$ kW sowie eines konservativen isentropen Verdichterwirkungsgrades von $\eta_{is}=0,75$ berechnet sich der durchgesetzte Massenstrom zu $\dot{m}=0,332$ kg/s. Dies entspricht einem Volumenstrom von $\dot{V}_0=0,27$ m³/s vor der ersten Stufe. Anhand des Cordier-Diagramms, indem die Schnelllaufzahl σ_L der Durchmesserzahl δ gegenübergestellt ist, wird eine optimale Auslegung der Verdichterstufen untersucht [18, S. 116]. Die Schnelllaufzahl setzt die Drehzahl N und den Eintrittsvolumenstrom \dot{V}_0 sowie die spezifische Verdichterarbeit y ins Verhältnis (Formel (3.1)) [18, S. 117].

$$\sigma_L = \frac{N \cdot \sqrt{\dot{V}_0}}{y^{0,75}} \cdot (2 \cdot \pi^2)^{0,25} \quad (3.1)$$

In der Durchmesserzahl in Formel (3.2) wird der Durchmesser d_2 mit dem Eintrittsvolumenstrom \dot{V}_0 sowie der spezifischen Verdichterarbeit y entdimensioniert [18, S. 111].

$$\delta = \frac{d_2 \cdot y^{0,25}}{\sqrt{\dot{V}_0}} \cdot \left(\frac{\pi^2}{8}\right)^{0,25} \quad (3.2)$$

Basierend auf den gegebenen Werten lässt sich die Schnelllaufzahl der Verdichterstufen bestimmen. Für diese Schnelllaufzahl wird mittels des Cordier-Diagramms eine optimale Durchmesserzahl bestimmt [18, S. 116]. Die Werte sind in Tabelle 3.4 zusammenfassend aufgelistet. Aus der Durchmesserzahl werden die Außendurchmesser der Laufräder berechnet, die ungefähr $d_2=110$ mm betragen. Bei den berechneten Durchmessern und der vorgegebenen Drehzahl betragen die Umfangsgeschwindigkeiten am Impelleraustritt zwischen 342 m/s und 357 m/s (Formel (A.3)). Aufgrund der bekannten Grenzwerte für die jeweiligen Impellermaterialien ist die Umfangsgeschwindigkeit u_2 eine Kennzahl für die mechanische Belastung. Bei den vorliegenden Umfangsgeschwindigkeiten ist eine Realisierung aus Aluminium ($u_{2,max}=450-500$ m/s) möglich. Die Verwendung von belastbareren Material wie Stahl ($u_{2,max}=500$ m/s) oder Titan ($u_{2,max}=700$ m/s) ist basierend auf diesem Kennwert nicht notwendig [15, S. 7]. Zur aerodynamischen Abschätzung wird die Umfangsmachzahl am Impelleraustritt ermittelt (Formel (3.3)). Bei der vorliegenden Abschätzung liegt die Machzahl der dritten Stufe bei 1,04. VAN DEN BRAEMBUSCHE [10, S. 50] beziffert die maximalen Umfangsmachzahlen zwischen 1,2 und 1,4. Somit ist hinsichtlich des eingeschränkten Betriebsbereichs durch zu hohe Umfangsmachzahlen keine physikalische Grenze überschritten. Die Anforderungen liegen erneut im Grenzbereich und eine Radialverdichteranwendung im Dampfturbolader ist basierend auf diesen Untersuchungen und diesem Detaillierungsgrad möglich.

$$M_{u2} = u_2 / \sqrt{\kappa \cdot R_s \cdot T_{t1}} \quad (3.3)$$

Tabelle 3.4: Abschätzung charakteristischer Kennwerte eines dreistufigen Radialverdichters mit einer Leistung von 100 kW und einem Druckverhältnis von $\Pi=11$

Parameter	Einheit	Stufe 1	Stufe 2	Stufe 3
Leistung P	[kW]	33,3	33,3	33,3
Druckverhältnis Π	[-]	2,2	2,2	2,2
Isentrope Enthalpiedifferenz Δh_{is}	[kJ/kg]	75,4	75,4	75,4
Massenstrom \dot{m}	[kg/s]	0,332	0,332	0,332
Eintrittsvolumenstrom \dot{V}_0	[m ³ /s]	0,271	0,124	0,056
Schnellaufzahl σ_L	[-]	0,241	0,163	0,110
Durchmesserzahl δ	[-]	3,66	5,43	8,39
Umfangsgeschwindigkeit u_2	[m/s]	342	344	357
Umfangsmachzahl M_{u_2}	[-]	0,99	1,00	1,04

Zusammenfassend zeigt sich, dass die Ausführung eines dreistufigen Radialverdichters für die gegebenen Randbedingungen zwar im Grenzbereich liegt, jedoch aus thermodynamischer und strömungsmechanischer Sichtweise noch ausführbar ist. Auch seitens der Turbine sind keine generellen physikalischen Restriktionen zu detektieren. Die Kombination dieser beiden Turbomaschinen zeigt sich als vorteilhaft und die Ergebnisse dieses Abschnitts können zur Beantwortung der ersten Forschungsfrage herangezogen werden. Die Vorteile dieser Turbomaschinen sind die kompakte Bauform und hohe Leistungsdichte sowie die hohen Wirkungsgrade bei einer direkt-gekoppelten schnelldrehenden Anwendung.

3.4 Validierung der CFD-Einstellungen für Dampfturbolader

Bei der Auslegung von Turbomaschinen werden zur detaillierten Simulation der turbulenten Strömung numerische Strömungssimulationen eingesetzt. Wie die Beschreibung dieser Methode in Abschnitt 2.2.2 zeigt, muss der Anwender eine Vielzahl an Randbedingungen, Diskretisierungen und numerischen Einstellungen wählen. Diese werden im Folgenden für die Simulation von Gleichdruckturbinen und Radialverdichter hergeleitet. Hierbei wird nicht nur die Simulation ganzer Stufen, sondern auch von Teilkomponenten (Düse, Laufrad, Impeller, Diffusor), untersucht. Eine genaue Simulation dieser Teilkomponenten ist für die Erstellung der CSM (Abschnitte 4.2.2 und 4.3.2) notwendig. In der vorliegenden Arbeit werden die Simulationen mittels ANSYS CFX 19.0 durchgeführt.

CFD-Simulation von Gleichdruckturbinen

Die CFD-Simulationen gliedern sich in vier Komponenten (Abbildung 2.7): Geometrierstellung, räumliche Diskretisierung, Preprocessing, Lösung & Auswertung. Im Folgenden wird für die CFD-Simulation sowohl von Turbinendüsen und -laufrädern als auch Turbinenstufen das Vorgehen sowie die Randbedingungen und Annahmen dargestellt.

Die erste Komponente – die Geometrierstellung – ist an dieser Stelle nicht entscheidend, da in diesem Abschnitt Geometrien aus der Literatur nachgerechnet werden. In den Ab-

schnitten 4.2.1 und 4.3.1 wird die Geometrieerstellung detailliert beschrieben. Die räumliche Diskretisierung des Fluidvolumens erfolgt in ANSYS Turbogrid. Bei der räumlichen Diskretisierung wird zwischen strukturierten Hexaedervernetzungen und unstrukturierten Vernetzungen (üblicherweise Tetraedervernetzungen) unterschieden. Die Beziehungen in strukturierten Vernetzungen sind klar definiert und es ist eine geringere Anzahl an Gitterpunkten notwendig. Daher werden in ANSYS Turbogrid strukturierte Netze verwendet. Bei verwundenen Geometrien sind spezielle Topologien notwendig, da strukturierte Netze nicht so flexibel wie unstrukturierte Netze sind. [40, S. 23–26]

Die räumliche Diskretisierung wird anhand von Gütekriterien bewertet. In Tabelle 3.5 sind die Anforderungen an eine Vernetzung dargestellt. Ein optimaler Vernetzungshexaeder zeichnet sich durch eine homogene Verteilung der Seitenlängen und Winkel sowie geometrische Ähnlichkeit zu benachbarten Elementen aus. Entscheidend sind hierbei vier Parameter. Das minimale Volumen wird überprüft, weil Werte unter null nicht physikalisch und somit nicht berechenbar sind. Der minimale Flächenwinkel (Minimum Face Angle) verdeutlicht die Abweichung der Oberflächen der Vernetzung zu optimalen gleichwinkligen Oberflächen. Das Volumenverhältnis (Element Volume Ratio) quantifiziert das Verhältnis des betrachteten Volumenelementes zu den benachbarten Volumina. Im Seitenlängenverhältnis (Edge Length Ratio) wiederum wird das Verhältnis der kürzesten zur längsten Kante des betrachteten Volumenelementes berechnet. [130, S. 141–142]

Tabelle 3.5: Kriterien der Diskretisierungsgüte in CFD-Simulationen und gewählte Limits

Kriterium	Einheit	Limit	Quelle
Minimales Volumen	[m ³]	0	[130, S. 141]
Minimaler Flächenwinkel	[°]	15	[130, S. 142]
Maximales Seitenlängenverhältnis	[-]	1.000	
Maximales Volumenverhältnis	[-]	20	

In der dritten Komponente – dem Preprocessing – werden die Randbedingungen des Fluidvolumens definiert und die Modellierung des Fluids vorgenommen. Außerdem werden die Einstellungen für das Lösungsverfahren gesetzt. Alle Simulationen werden als stationäre Betrachtung der Turbomaschine durchgeführt. Zwar treten bei Turbomaschinen teils transiente Instationaritäten auf, jedoch sind bei der Vielzahl an notwendigen Strömungssimulationen transiente Simulationen in dieser Arbeit nicht darstellbar und die stationäre Betrachtung ist ausreichend. Das Fluid Dampf wird mit den Dampfdaten aus den IAPWS-Gleichungen modelliert [45, S. 48]. Dampf wird als homogene binäre Mischung aus flüssigem und dampfförmigem Wasser betrachtet, sodass korrekte Stoffdaten im Zweiphasengebiet berechnet werden. Allerdings werden keine Tropfenbildung und die daraus resultierenden zweiphasigen Strömungseffekte modelliert. Außerdem ist in RANS-Lösern wie ANSYS CFX die Verwendung eines Turbulenzmodells notwendig. Die verschiedenen Turbulenzmodelle unterscheiden sich in ihrem Berechnungsaufwand, der Genauigkeit und der Anwendbarkeit für bestimmte Strömungen (Abschnitt 2.2.2). Aufgrund der ho-

hen Genauigkeit in der Turbulenzmodellierung von Turbomaschinen wird in der vorliegenden Arbeit das Shear-Stress-Transport (SST) Modell verwendet. Der damit einhergehende höhere Berechnungsaufwand bedingt durch die feine Grenzschichtauflösung ist durch das vorhandene Rechencluster darstellbar. Der Übergang zwischen den Domains (Domänen) wird mit einer Mixing-Plane modelliert, sodass die Simulation auf eine Schaufelpassage reduziert werden kann [10, S. 245]. Eine Darstellung der Domains findet sich in Anhang A. Als Energiegleichung wird der Total-Energy Ansatz (Totalenthalpie) unter Berücksichtigung von viskosen Arbeitstermen modelliert. Ein Wärmetransport über die Wände wird vernachlässigt (adiabate Wände). Die Randbedingungen am Eintritt sind die Dampfnetzdaten für den Totaldruck und die Totaltemperatur. Außerdem wird eine axiale Anströmung angenommen. Am Austritt wird der gemittelte statische Druck fixiert. Alle Randbedingungen und Annahmen sind in Tabelle 3.6 zusammengefasst.

Tabelle 3.6: Randbedingungen und numerische Einstellungen der CFD-Simulationen

Kriterium	Einstellung Turbine	Einstellung Verdichter
Software	ANSYS CFX 19.0	
Analysetyp	Stationär	
Fluid	Wasserdampf; Dampfdaten aus IAPWS IF97; Betrachtung Nässe ohne reale Zweiphasenbildung	Idealgas-Modell Luft
Energiegleichung	Total-Energy inklusive viskosem Arbeitsterm	
Turbulenzmodell	Shear-Stress-Transport (SST)-Modell	
Wärmeströme	Wände adiabat	
Übergang zwischen Domains	Stage-Mixing-Plane (konstanter Totaldruck)	
Eintrittsrandbedingungen	Totaldruck, Totaltemperatur, Anströmwinkel	
Austrittsrandbedingung	Gemittelter statischer Druck	Massenstrom
Numerische Einstellungen	Double-Precision, High-Speed-Numerics, High-Resolution-Advection-Scheme	

Des Weiteren finden sich in dieser Tabelle die numerischen Einstellungen, die zur Anpassung der numerischen Lösungsverfahren dienen. Zur Lösung werden High-Resolution Verfahren verwendet und mit Double-Precision gerechnet. Speziell für die hohen Machzahlen der betrachteten Turbinen ist die High-Speed-Numerics Option verfügbar. Die Konvergenz der Simulationen wird anhand einiger Kennzahlen überprüft. Das RMS-Residuum des Navier-Stokes-Lösers muss kleiner als $1 \cdot 10^{-5}$ und die Imbalance kleiner als 0,1 % sein. Zusätzlich wird der Root-Mean-Square-Error (RMSE; Wurzel der mittleren Fehlerquadratsumme) von drei thermodynamischen Größen basierend auf den letzten 50 Iterationen gebildet und mit dem Mittelwert normiert. Dieses Fehlermaß soll für die Abströmmachzahl und den statischen Druck in Auswerteebene 1 sowie für den totalen Austrittsdruck kleiner als 0,1 % sein. Außerdem wird die Schranke für die relative Massenstromdifferenz zwischen Eintritt- und Austritt auf 0,05 % gesetzt.

In der letzten Komponente – Lösung & Auswertung – wird zunächst das definierte numerische Gleichungssystem des Fluidvolumens und der beschriebenen Randbedingungen und Verfahren in ANSYS CFX gelöst. Die Rechnungen werden hierbei automatisiert mittels Batch-Skripten auf einem Rechencluster (4·Intel Xeon E5-2660v4 CPU mit 2 GHz) durchgeführt. Nach erfolgter numerischer Lösung des Strömungsgleichungssystems werden in einem letzten Schritt die numerische und physikalische Plausibilität überprüft. Hierzu werden die Konvergenzen der Lösung betrachtet sowie Vergleiche zu Messdaten und physikalischen Grenzen gezogen [40, S. 101–105]. Für plausible Ergebnisse wird die Strömung anhand diverser physikalischer Ergebnisse visualisiert. Außerdem werden gemittelte Strömungsgrößen in definierten Auswerteebenen ausgelesen. Neben einer hohen Genauigkeit bei der Aufsetzung der Gleichungssysteme ist eine korrekte Mittelung der Strömungsgrößen essenziell. Einen Anknüpfungspunkt bietet das Vorgehen nach CUMPSTY UND HORLOCK [131], die eine Mittelung anhand physikalischer Gesetzmäßigkeiten einführen. Beispielsweise ist basierend auf dem Kräftegleichgewicht eines starren Körpers ($F=\Delta p \cdot A$) die Flächenmittelung des Druckes p physikalisch konform (Formel (3.4)) [131, S. 121].

$$\bar{p} = \frac{\int p \, dA}{A} \quad (3.4)$$

Analog impliziert die Kontinuitätsgleichung (Formel (A.4)) eine Flächenmittelung der Meridionalgeschwindigkeit c_m . Dieser Zusammenhang ist in Gleichung (3.5) aufgeführt.

$$\bar{c}_m = \frac{\int c_m \, dA}{A} \quad (3.5)$$

Die Mittelung der weiteren physikalischen und aerodynamischen Größen Φ erfolgt gemäß den Potenzialflüssen, wie beispielsweise der Enthalpieflüsse. Die Potenzialflüsse implizieren eine Massenstrommittelung in Formel (3.6). [131, S. 121]

$$\bar{\Phi} = \frac{\int \Phi \, d\dot{m}}{\dot{m}} \quad (3.6)$$

Die gewählten Diskretisierungsmethoden und Annahmen der CFD-Methode werden im Folgenden untersucht. Hierzu werden die Ergebnisse der CFD-Simulationen zunächst mit Messergebnissen von Lavaldüsen und im Anschluss mit Messergebnissen von Laufrädern verglichen. Dies wird als Validierung der CFD-Einstellungen bezeichnet [132, S. 3]. HUNTER [133] führte verschiedene Experimente und Messungen an einer Lavaldüse mit einem Auslegungsdruckverhältnis von 8,78 und einer Austrittsmachzahl von 2,07 durch. Das Augenmerk bei den Messungen und Schlierenaufnahmen liegt auf den Verdichtungsstößen und Druckverteilungen. Die Geometrie wird anhand der Aufzeichnung von HUNTER [133, S. 3] nachgebaut. Eine Vernetzung ist in ANSYS Turbogrid nur für Rotationskörper möglich, da die Periodizität in Umfangsrichtung genutzt werden. Daher ist die Vorgabe einer Schaufelzahl und des Nabenradius zwingend erforderlich. Um ANSYS Turbogrid zu nutzen und trotzdem den Charakteristiken eines Windkanaltestes gerecht zu werden,

wird eine möglichst große Schaufelzahl ($Z=500$) respektive ein großer Nabenradius gewählt, damit im engsten Querschnitt eine viereckige – und nicht eine trapezförmige – Fläche modelliert wird. Durch dieses Verfahren ist der Unterschied der Seitenlänge im engsten Querschnitt zwischen Nabe und Gehäuse unter 0,5 %. Im Rahmen der Modellierung werden die Einstellungen aus Tabelle 3.6 verwendet. Die Messungen von HUNTER wurden jedoch mit Luft und nicht mit Wasserdampf durchgeführt. Daher wird in den CFD-Simulationen das Idealgas-Modell von Luft verwendet. Für die Viskosität und Wärmekapazität werden reale Stoffdaten verwendet um Temperatureffekte abzubilden.

Für eine detaillierte Auflösung der Grenzschichteffekte und zur Verwendung des SST-Turbulenzmodells wird die HUNTER-Geometrie mit y^+ -Werten um 1 diskretisiert. Neben den Diskretisierungskriterien in Tabelle 3.5 wird bei der Vernetzung der Diskretisierungsfehler betrachtet, der von der Hexaederanzahl abhängig ist. Ein Verfahren zur Bestimmung des Diskretisierungsfehlers führte ROACHE [134, S. 406–408] mit dem Grid-Convergence-Index (GCI) ein. Die HUNTER-Geometrie wird hierzu mit sechs verschiedenen Vernetzungen diskretisiert. Der GCI sinkt von 2,9 % auf 1,1 % bei einer Steigerung der Hexaederanzahl von 0,4 Mio. auf 1,6 Mio. Für die Untersuchung wird ein Netz mit 1,46 Mio. Hexaederelementen und einem GCI von 1,46 % gewählt (0,37 % Diskretisierungsfehler), da bei ausreichender Genauigkeit die Berechnungszeit gering gehalten wird.

Der Fokus der numerischen Strömungssimulation von Überschalldüsen liegt auf der korrekten Simulation der Stoßregionen und Dichtegradienten. Hierbei werden diese Strömungsphänomene in Experimenten mittels Schlierenansichten visualisiert. Einige Beispiele von HUNTER [133, S. 7–9] sind im oberen Bereich der Abbildung 3.7 gegeben. Es werden verschiedene Druckgradienten in der Düse untersucht. Die Stoßmuster variieren stark mit dem aufgeprägten Druckgradienten. Mit steigendem Druckgefälle steigt die Ausprägung der Verdichtungsstöße und die Position entfernt sich vom engsten Querschnitt.

Zum Vergleich sind die Stoßmuster in numerischen Strömungssimulationen im unteren Bereich der Abbildung 3.7 dargestellt. In den Schlierenansichten ist bei einem Druckverhältnis von $\Pi=2,4$ ein senkrechter Verdichtungsstoß im Strömungskanal zu erkennen. Hierbei werden in der numerischen Strömungssimulation die Position, Ausprägung und Winkel der schrägen Verdichtungsstöße sehr genau wiedergegeben. Bei einem Druckverhältnis von $\Pi=3,4$ ist die Position des Stoßes in der Schlierenansicht näher am engsten Querschnitt. Die Winkel zwischen den Expansions- und Verdichtungsstößen werden detailgenau wiedergegeben. Bei einem sehr großen Druckverhältnis von $\Pi=8,95$ wird in den numerischen Strömungssimulationen das Stoßverhalten mit hoher Genauigkeit im Vergleich zu den experimentellen Schlierenansichten dargestellt. Zusammenfassend lassen sich numerische Strömungssimulationen zur Abbildung der aerodynamischen Überschallphänomene in geraden Lavaldüsen einsetzen, wie auch HUNTER [133] darstellt. BÜLTEN [135, S. 97] zeigt in seiner Arbeit, dass mit den gewählten Einstellungen auch schräggestellte Lavaldüsen mit hoher Genauigkeit berechnet werden.

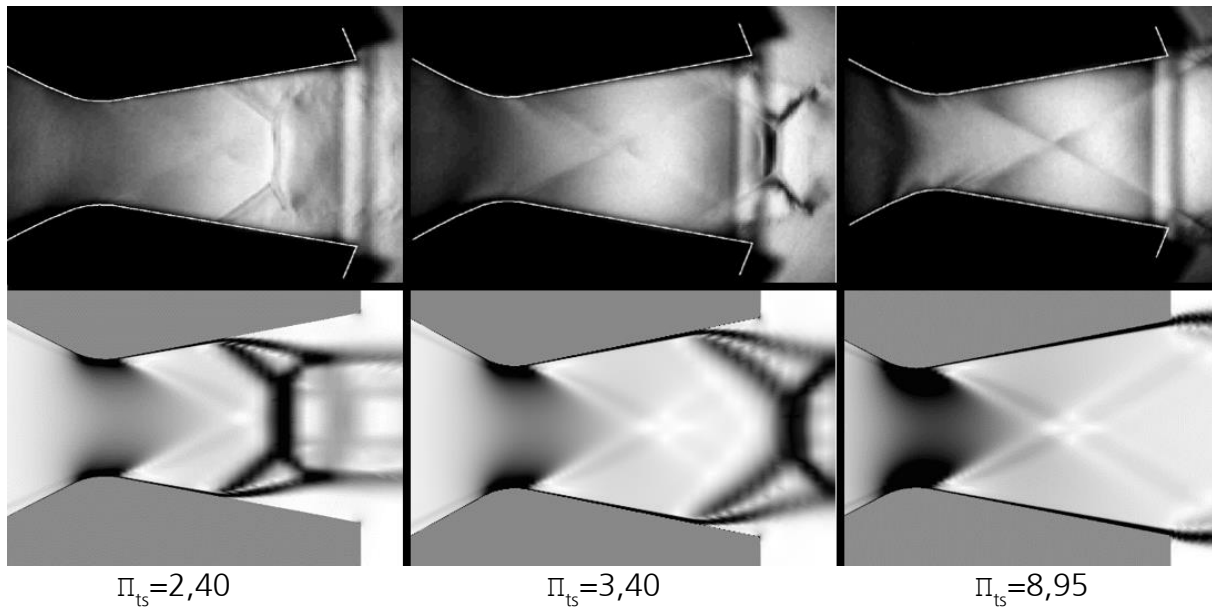


Abbildung 3.7: Vergleich der Schlierenansichten nach HUNTER [133, S. 7–9] (oben) und Dichtegradienten in CFD-Simulationen (unten) einer Lavaldüse bei verschiedenen Druckgradienten π_{ts} der Düsenströmung

Analog zur Lavaldüse wird die CFD-Simulation von Gleichdrucklaufradprofilen untersucht. Für den Vergleich werden die Daten von COLCLOUGH [30] [136] verwendet. COLCLOUGH untersuchte drei verschiedene Überschallprofile im Rahmen von Windtunneltests. Die Profile wurden mittels des Charakteristikenverfahrens erstellt [136, S. 113–115]. Für die Vergleiche der Literatur- und CFD-Daten wird die Geometrie »first cascade« anhand der Aufzeichnungen von COLCLOUGH [136, S. 119] nachgebaut. Analog zur Lavaldüsenuntersuchung wird in ANSYS Turbogrid eine hohe Schaufelzahl gewählt ($Z=1.000$ für eine Abweichung unter 0,1 %). Bei der Modellierung werden erneut die Einstellungen aus Tabelle 3.6 sowie Luft als Fluid verwendet. Abweichend werden die Eintrittsrandbedingungen mittels des statischen Drucks, der statischen Temperatur sowie den Geschwindigkeitskomponenten definiert, da diese Daten aus den Aufzeichnungen von COLCLOUGH vorliegen und dies das übliche Vorgehen bei der alleinigen Laufradsimulation ist. Auf Basis einer Studie des Diskretisierungsfehlers wurde ein Netz mit 0,2 Mio. Hexaedern und einem GCI von 0,25 % (0,17 % Diskretisierungsfehler) ausgewählt.

Für variierende Inzidenzen respektive Anströmmachzahlen (Abschnitt 2.1 zur Unique-Incidence) ist in Abbildung 3.8 der Strömungsbeiwert des Überschallgitters dargestellt. Die vier Messpunkte von COLCLOUGH [30, S. 195] werden hinreichend genau wiedergegeben. Auch stimmt der generelle Verlauf des Strömungsbeiwertes über die Inzidenz mit den Messpunkten und dem beschriebenen Trend von COLCLOUGH [30, S. 195] überein. Der Strömungsbeiwert in der CFD-Simulation ist im Durchschnitt um 0,5 % höher (maximaler Fehler 1,3 %) als die Messwerte von COLCLOUGH. Diese leicht höheren Werte der CFD-Simulationen sind in der Vernachlässigung einiger Verluste in der CFD-Simulation (Leckagen, bei Wasserdampfsimulation Tropfenbildung) und den idealen Geometrien begründet.

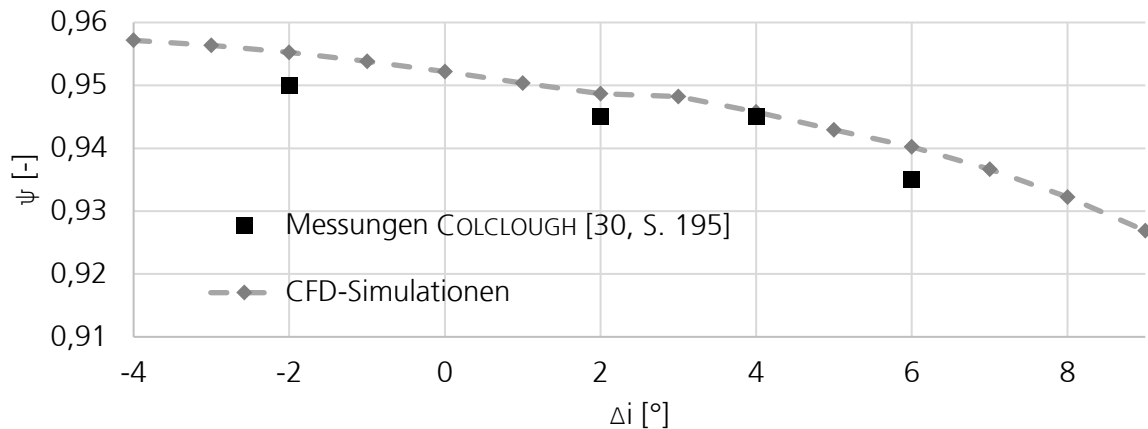


Abbildung 3.8: Gegenüberstellung der Strömungsbeiwerte ψ in den Messungen von COLCLOUGH [30, S. 195] und CFD-Simulationen für variierende Inzidenzen Δi (Daten aus WAESKER ET AL. [92, S. 3])

In Abbildung 3.9 werden für identische Randbedingungen die Schlierenaufnahmen von COLCLOUGH [30, S. 192] bei einer Inzidenz von $\Delta i = +9^\circ$ mit den Dichtegradienten der CFD-Simulationen verglichen. Der Fokus liegt auf den Stoßphänomenen und Ablösungen. Bedingt durch das Auftreffen der Überschallströmung auf die spitze Vorderkante des Schaufelgitters wird ein Stoß induziert (Abschnitt 2.1). Die Stoßwelle wird hinsichtlich der Stärke und des Winkels sehr gut wiedergegeben (Punkt D). Die Stoßwellen E werden durch die druckseitige Krümmung verursacht, wie TANAKA ET AL. [137, S. 520] beschreiben. Die Koaleszenz dieser krümmungsinduzierten Wellen E trifft in Punkt G auf die Saugseite und sorgt für eine Überschallablösung. Auch die nachfolgenden Reflexionen der beschriebenen Wellen in den Punkten L und M sind in den CFD-Simulationen detektierbar. Nicht sichtbar ist hingegen die Unterschallablösung in Punkt 13, da die Dichtegradienten in der Unterschallablösung deutlich geringer als in den beschriebenen Überschallphänomenen sind. Mithilfe der Visualisierung der Geschwindigkeitsrichtung konnte die Unterschallablösung jedoch nachgewiesen werden.

Es zeigt sich, dass mit den gewählten Einstellungen und Randbedingungen die Durchströmung von Gleichdruckturbinenlaufradgittern detailgenau wiedergegeben wird. Im Zuge der Untersuchung wurde neben dem verwendeten SST-Turbulenzmodell zudem das $k-\varepsilon$ -Turbulenzmodell überprüft. Bei dieser Turbulenzmodellierung zeigte sich weder eine Unterschallablösung noch eine höhere Übereinstimmung der Überschallphänomene.

Zusammenfassend wird in den CFD-Simulationen bei den gewählten Einstellungen die in Testständen ermittelte Strömung in hohem Maße wiedergegeben. Dies lässt sich somit auch auf die Simulation von gekoppelten Düsen und Laufrädern, also ganzer Turbinenstufen übertragen. Leider sind in der Literatur bisher keine Turbinenmessdaten publiziert, die zu der vorliegenden Arbeit vergleichbare Randbedingungen aufweisen.

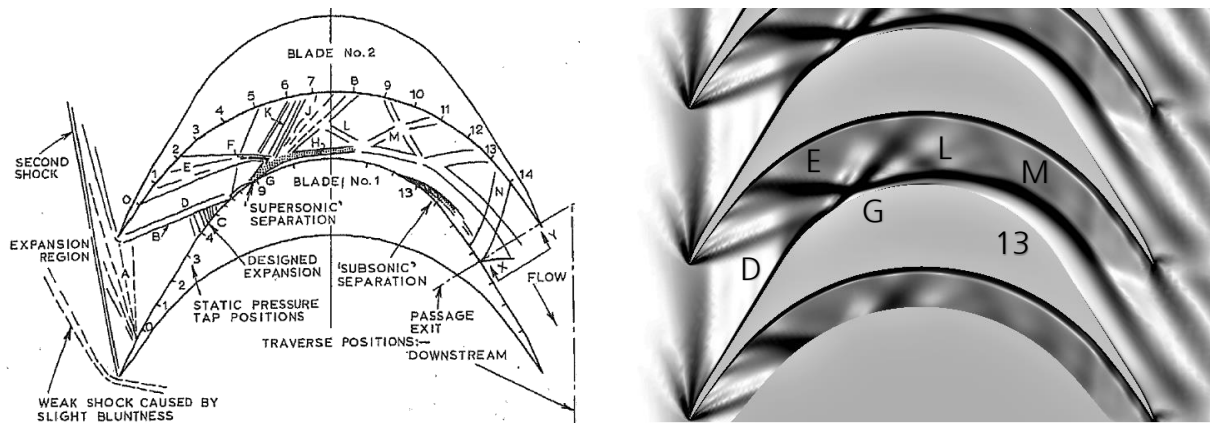


Abbildung 3.9: Vergleich der Gitterströmung in den Messungen von COLCLOUGH [30, S. 192] (links) und den CFD-Simulationen (rechts, Darstellung des Dichtegradienten) bei einer Inzidenz von $\Delta i = +9^\circ$, in Anlehnung an WAESKER ET AL. [92, S. 5]

CFD-Simulation von Radialverdichtern

Hinsichtlich der räumlichen Diskretisierung, dem Preprocessing, der Mittelungsverfahren und der Auswertungen wird für die CFD-Simulation von Radialverdichtern ein zu den Turbinen analoges Vorgehen gewählt. Auch die Randbedingungen in Tabelle 3.6 sind nahezu übertragbar. Als Austrittsrandbedingung wird jedoch der Massenstrom statt eines statischen Drucks gesetzt. Bei Verdichterrechnungen ist der Massenstrom in der Regel bekannt und der Austrittsdruck eine Ergebnisgröße. Außerdem sorgt dies bei der Simulation von Kompressionsprozessen für eine bessere Konvergenz der Strömungslösung. Das zu komprimierende Fluid ist Luft. Hierbei wird das ideale Gasmodell verwendet.

Die gewählten Einstellungen werden anhand der Messungen von ECKARDT [138] untersucht. Die Geometrie des Rotor0 ist in der Veröffentlichung von MOORE [139] beschrieben. Die Nachbildung der Geometrie erfolgt in ANSYS BladeGen. Dem beschriebenen Ablauf einer CFD-Simulation folgend wird der Fluidkanal diskretisiert. Hierbei werden fünf Netze mit Hexaederanzahlen zwischen 1,3 Mio. und 4,2 Mio. verwendet. Der GCI sinkt hierbei von 2,18 % auf 0,11 %. Die Vernetzung mit 2,4 Mio. Hexaedern und einem GCI von 0,6 % (0,27 % Diskretisierungsfehler) ermöglicht ausreichend genaue Simulationen mit einer akzeptablen Rechenzeit. Die Variation des Totaldruckverhältnisses im Rotor0 mit der Drehzahl und dem Massenstrom ist in Abbildung 3.10 gegeben. Speziell in den Randbereichen werden die Messergebnisse in der CFD-Simulation mit hoher Genauigkeit im Vergleich zur *1D-Nachrechnung* (Abschnitt 4.3.1) wiedergegeben (maximale Abweichung 2,5 %, Mittlere Abweichung 1,1 %). Tendenziell sind die Druckverhältnisse in den CFD-Simulationen höher als in den Messungen. Dies ist in der Vernachlässigung der parasitären Verluste der Leckage, sowie den optimal glatten Geometrien des Verdichters in den CFD-Simulationen begründet.

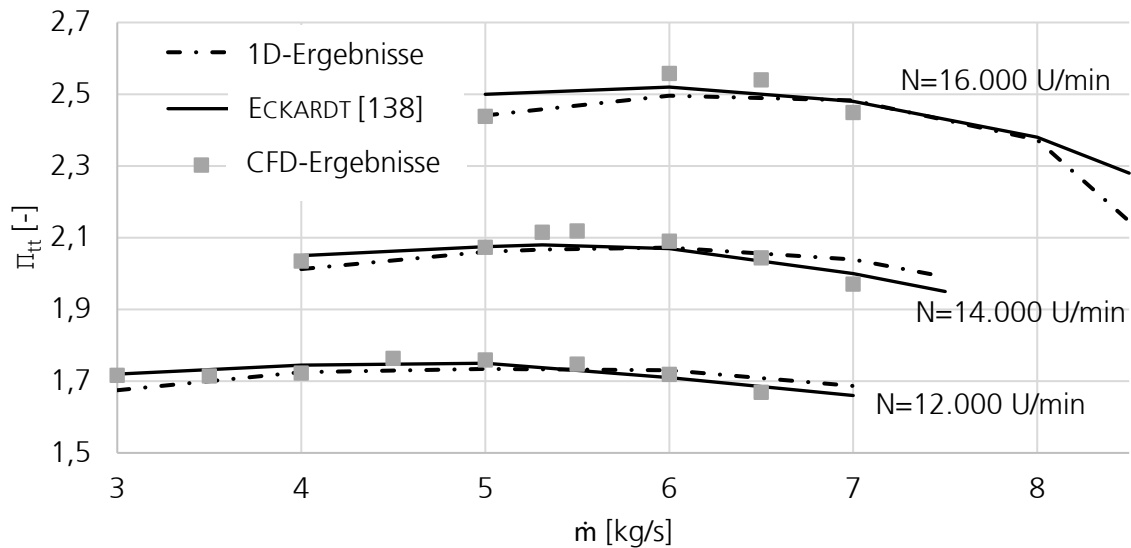


Abbildung 3.10: Vergleich verschiedener Drehzahllinien des Rotor0 aus den Messungen von ECKARDT [138, S. 80] mit den 1D- und CFD-Modellen der vorliegenden Arbeit

Allgemein wird deutlich, dass das gewählte Setup zur Simulation von Impellern und unbeschaufelten Diffusoren geeignet ist. Dies bestätigt sich für Verdichter mit beschaufelten Diffusoren in der Veröffentlichung von KIENZLE ET AL. [140, S. 5], in der abgesehen der numerischen Einstellungen identische CFD-Einstellungen gewählt werden.

Im Folgenden wird die Strömung in Impellern und Diffusoren detailliert untersucht und überprüft, ob die Genauigkeit ausreichend für die Erstellung von CSM ist. Hierzu wird für die Impellersimulation der Minderleistungsfaktor aus den Aufzeichnungen von ECKARDT mit den Ergebnissen der CFD-Nachrechnungen verglichen. Aufgrund der großen Verwirbelungen und der Nachlaufdübeln ist eine korrekte Bestimmung der Geschwindigkeiten am Impelleraustritt schwierig. Dies trifft auch auf den Minderleistungsfaktor zu, da wie in Formel (2.9) dargestellt, die reale und ideale Umfangsgeschwindigkeit c_{u2} und c_{u2}^{∞} einfließen. Die ideale Geschwindigkeit entspricht der Multiplikation aus der Meridionalgeschwindigkeit c_m mit dem Tangens des Schaufelwinkels. In der vorliegenden Arbeit werden beide Geschwindigkeitskomponenten mit den beschriebenen Mittelungsverfahren in der Ebene mit dem Radius $r=1,017 \cdot r_2$ ausgewertet. ECKARDT wählt für die Auswertung der Meridionalgeschwindigkeit eine identische Position. In WAESKER ET AL. [141, S. 3–6] wird das Vorgehen detailliert beschrieben und mit anderen CFD-Studien verglichen.

Neben der beschriebenen Nachrechnung des Rotor0 ($\beta_2^*=0^\circ$) wurde der RotorA ($\beta_2^*=-30^\circ$) analog simuliert. Die Ergebnisse der Simulationen und der Messungen sind in Abbildung 3.11 gegenübergestellt. Es zeigt sich, dass für den Rotor0 sowohl die Abhängigkeiten des Minderleistungsfaktors von der Drehzahl als auch von der Durchflusszahl exakt wiedergegeben werden. Für den RotorA werden diese Abhängigkeiten ebenfalls wiedergegeben, wobei bei hohen Durchflusszahlen die Minderleistungsfaktoren in den CFD-Simulationen

überschätzt werden. Der mittlere relative Unterschied liegt mit 1,0 % in einem akzeptablen Bereich. Einen vergleichbaren Unterschied bei der CFD-Nachrechnung des RotorA zeigen auch HUANG ET AL. [142, S. 127].

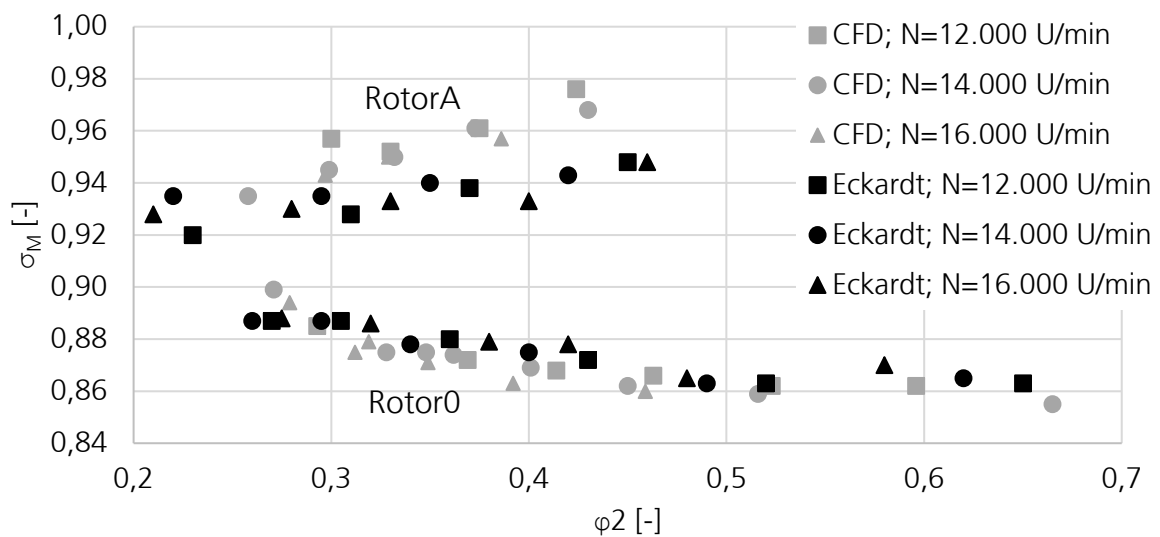


Abbildung 3.11: Gegenüberstellung der Minderleistungsfaktoren σ_M in den Messungen nach ECKARDT [138, S. 85] und in den CFD-Simulationen der vorliegenden Arbeit

Die CFD-Simulationsergebnisse von Radialverdichterdiffusoren werden anhand der experimentellen Daten von DENIZ [143] untersucht. Dieser führte Untersuchungen zur Machzahl- und Anströmabhängigkeit des Druckbeiwertes von zwei Diffusoren durch. Die Geometrie des zweiten Diffusoren – des Keildiffusoren – wurde für die CFD-Modellierung anhand der gegebenen Spezifikationen im Geometrietool (Abschnitt 4.3.1) nachgebildet [143, S. 78, 85]. In der anschließenden räumlichen Diskretisierung wurde die Hexaederanzahl kontinuierlich von 0,45 Mio. auf 1,4 Mio. Hexaeder erhöht, um den Einfluss der räumlichen Diskretisierung zu ermitteln. Um eine hohe Genauigkeit bei möglichst geringer Hexaederanzahl respektive Rechenzeit zu erreichen, wird für die Diffusorenmodellierung die Netzeinstellungen mit 1,05 Mio. Hexaedern verwendet. Der GCI des Druckbeiwertes beziffert sich auf 0,8 % (0,35 % Diskretisierungsfehler). Die Durchströmung des auf diesem Wege räumlich diskretisierten Diffusorkanals wurde den experimentellen Daten von DENIZ [143, S. 129] gegenübergestellt. Die Machzahlabhängigkeit des Druckbeiwertes ist in Abbildung 3.12 aufgezeigt. In den jeweiligen Machzahlbereichen werden die Anströmwinkel an den Diffusor variiert. Es wird deutlich, dass die proportionale Abhängigkeit des Druckbeiwertes von der Machzahl in den CFD-Simulationen wiedergegeben wird. Auch wird die Abhängigkeit vom Anströmwinkel sowohl in den Messungen als auch den CFD-Simulationen deutlich. Der maximale Druckbeiwert der Messungen beträgt 0,76 und der minimale 0,67. In den CFD-Simulationen weichen diese Werte mit 0,75 und 0,66 nur leicht ab. Zusammenfassend wird bei den gewählten CFD-Einstellungen die Machzahlabhängigkeit und Anströmabhängigkeit des Druckbeiwertes c_p realistisch wiedergeben. Die maximale Abweichung liegt bei 4,6 %, in den meisten Punkten wird der Druckbeiwert jedoch exakt wiedergegeben (mittlere relative Abweichung 1,4 %).

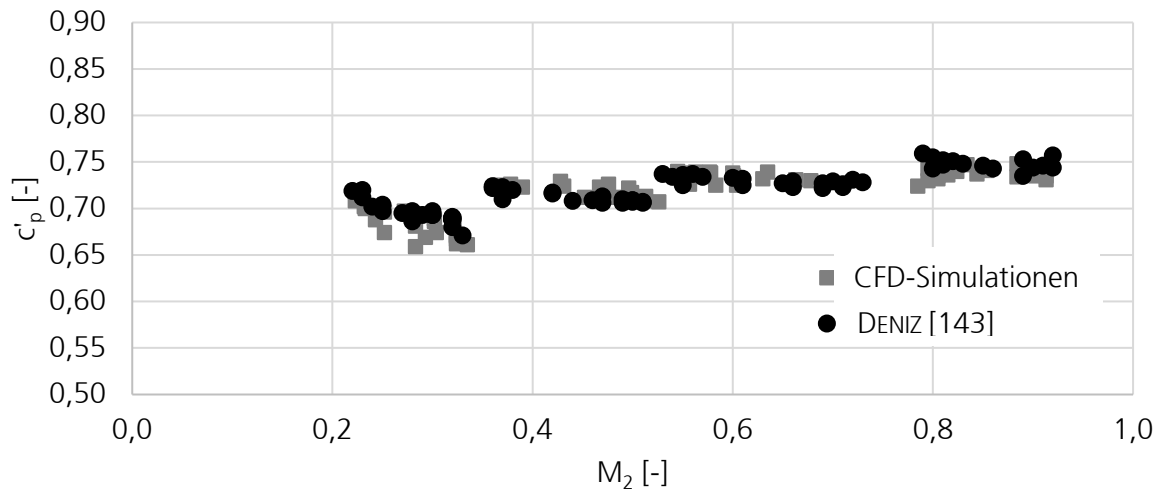


Abbildung 3.12: Gegenüberstellung der Machzahlabhängigkeit des Druckbeiwertes c_p in CFD-Simulationen und Experimenten von DENIZ [143, S. 194–196]

Zusammenfassend zeigt sich, dass mit den gewählten CFD-Einstellungen die Komponenten des Dampfturboladers mit ausreichender Genauigkeit simuliert werden. Dementsprechend wird die CFD-Methode mit den beschriebenen Modellen in die nachfolgende Modellentwicklung (Kapitel 4) integriert.

4 Modellentwicklung zur Auslegung und Untersuchung von Dampfturboladern

Basierend auf der in Kapitel 3 beschriebenen Vorgehensweise und den erfolgten Voruntersuchungen wird im Folgenden ein Gesamtmodell für die Auslegung und Bewertung von Dampfturboladern als Kopplung eines Radialverdichters mit einer axialen Gleichdruckturbine erarbeitet. Wie in Abbildung 4.1 dargestellt, werden hierzu verschiedene Modelle verwendet, die miteinander interagieren. Dies erhöht die Flexibilität, weil die Modellierung und Nachrechnung einzelner Teilkomponenten des Dampfturboladers ermöglicht werden. In einem *Matching-Modell* (Abschnitt 4.1) wird zunächst die optimale Drehzahl des Turbomaschinenstranges ermittelt. Im Anschluss werden in separaten Modellen die Turbine und der Verdichter ausgelegt (Abschnitte 4.2 und 4.3). Abschließend wird im Modell der *Systembewertung* die Ökologie und Ökonomie sowie das Teillastverhalten von Dampfturboladern bewertet (Abschnitt 4.4). In den Modellen werden verschiedene Module verwendet, die in den jeweiligen Abschnitten beschrieben werden. Die Untersuchungen der Strukturmechanik, der Rotordynamik oder der Lagerkonzepte sind nicht Teil dieses Gesamtmodells. Diese spezifischen Untersuchungen sollten im Anschluss fallspezifisch für den jeweiligen Anwendungsfall durchgeführt werden und sind nicht Teil dieser Arbeit.

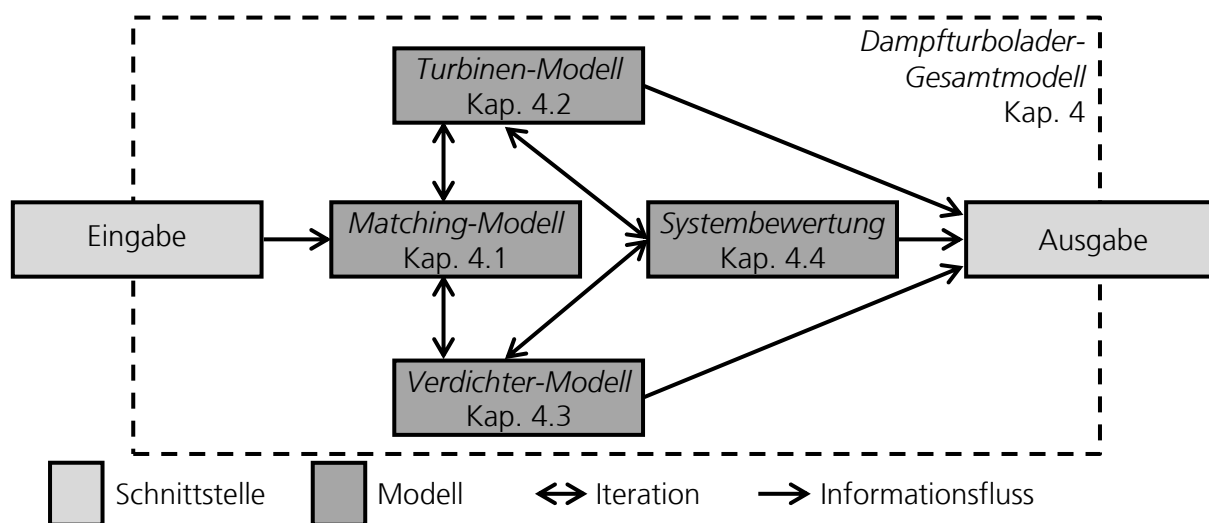


Abbildung 4.1: Darstellung der Abhängigkeiten zwischen den einzelnen Modellen sowie des Informationsflusses und der Iterationen im *Dampfturbolader-Gesamtmodell*

Die Untersuchungen in Abschnitt 3.2 verdeutlichen die Heterogenität und Komplexität der Dampfturbolader-Anwendungsfälle. Daher liegt der Fokus bei der nachfolgenden Modellierung auf Flexibilität und Detailtiefe bei zugleich geringem Berechnungsaufwand. Flexibilität bedeutet in diesem Kontext auch, dass die Modelle für alle Anwendungsfälle mit den jeweiligen Randbedingungen anwendbar sein müssen. Die Modelle wurden in Excel mit VBA-Makros implementiert. Spezielle Module, wie die *Geometrierzeugung* oder *CFD-Simulation*, werden in den entsprechenden Spezialprogrammen ausgeführt, wie in

den folgenden Abschnitten aufgeführt wird. Das Zusammenspiel der verschiedenen Programme wird mittels Batch-Skripten gesteuert. Die für die Untersuchungen benötigten Stoffdaten werden mit dem Programm REFPROP 9.1 ermittelt [144] und mittels Addins mit Excel verknüpft. In REFPROP sind für industriell relevante Fluide genaue Stoffdatenmodelle verfügbar [144, S. 1]. Für die thermodynamischen Eigenschaften von Wasser ist das IAPWS-Modell von WAGNER UND PRUB integriert [145]. Für die Zustandsgleichungen von Luft wird das Modell von LEMMON ET AL. verwendet [146]. Beide Modelle basieren auf Fundamentalgleichungen, die explizit hinsichtlich der Helmholtzschen freien Energie sind. Detaillierte Modellierungsvorschriften, Parametergrenzen und Fehlermaße finden sich in der referenzierten Literatur.

Generell ist für die Modellierung anzumerken, dass der Geschwindigkeitsanteil am Austritt der letzten Turbomaschinenstufe als Verlust gewertet wird und beispielsweise für die Berechnung des Wirkungsgrades somit der statische Zustand relevant ist (Abschnitt 2.1). Außerdem werden in den Prozessen adiabate Wände angenommen (Abschnitt 2.3.2). Einige generelle Berechnungsvorschriften – wie die Verknüpfung der thermodynamischen und aerodynamischen Größen in einer Auswerteebene – sind in Anhang A zusammengefasst und an den jeweiligen Stellen der nachfolgenden Beschreibung referenziert.

4.1 Matching-Modell

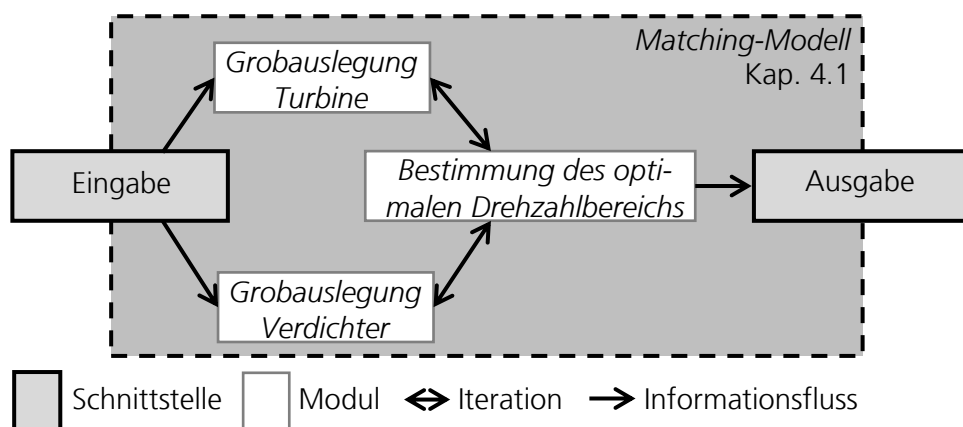


Abbildung 4.2: Darstellung der Abhängigkeiten der Module im *Matching-Modell* mit der Visualisierung des Informationsflusses sowie der Iterationsschleifen

Das erste Modell des *Dampfturbinen-Gesamtmodells* ist das *Matching-Modell*. Das Flussdiagramm mit den einzelnen Modulen ist in Abbildung 4.2 schematisch dargestellt. Eingabegrößen sind die Netzdaten der zu verknüpfenden Dampf- und Druckluftnetze sowie system- und anwenderspezifische Anforderungen. Außerdem wird vom Anwender des *Matching-Modells* ein Drehzahlbereich vorgegeben. Dieser Bereich wird in einen Drehzahlvektor mit i gleichverteilten Stützstellen umgeformt. Eine detaillierte Feinauslegung des Dampfturbinen für jede Komponente des Drehzahlvektors wäre zu aufwendig. Daher wird in separaten *Grobauslegungen* zunächst überprüft, ob bei den gegebenen Randbedingungen und den jeweiligen Drehzahlen Radialverdichter und Axialturbinen umsetzbar sind und welche Wirkungsgrade zu erwarten sind. Anschließend wird in einem

Modul der optimale Drehzahlbereich für die gegebenen Randbedingungen ermittelt. Diese drei Module liefern die Eingabedaten für das *Turbinen-* und *Verdichter-Modell* (Abschnitte 4.2 und 4.3).

Damit der gewählte optimale Drehzahlbereich möglichst nah am tatsächlichen Optimum liegt, müssen die *Grobauslegungen* möglichst genaue Ergebnisse bei einer geringen Rechenzeit liefern. Im Folgenden werden die wichtigsten Gleichungen und Annahmen der Module des *Matching-Modells* zusammengefasst.

Grobauslegung Turbine

Im Modul *Grobauslegung Turbine* wird für die gegebenen Netzparameter und die geforderte Turbinenleistung die Umsetzbarkeit der Turbomaschinen für die Drehzahlen des Drehzahlvektors N_i überprüft. Die Daten werden aus der *Eingabe-Schnittstelle* übermittelt. Grundlage der *Grobauslegung Turbine* ist hierbei die spezifische Drehzahl n_s (Formel (4.1)) [129, S. 37]. Diese ist nahezu identisch zur Schnellaufzahl σ_L in Formel (3.1), lediglich die Konstanten sind unterschiedlich. In der vorliegenden Arbeit werden diese unterschiedlichen Definitionen für Turbinen und Verdichter verwendet, um die Vergleichbarkeit zu den Standardwerken der Turbinen- und Verdichtertechnik zu erhalten.

$$n_s = 2 \cdot \pi \cdot N \cdot \frac{\sqrt{\dot{V}_2}}{\Delta h_{ts, is}^{0,75}} \quad (4.1)$$

Die Drehzahl und die isentrope Enthalpieänderung sind Eingabegrößen respektive aus den Eingabegrößen direkt berechenbar. Eine unbekannte Größe ist jedoch der Austrittsvolumenstrom und der mittels Formel (A.1) verknüpfte Massenstrom. Basierend auf Formel (2.6) in Abschnitt 2.1 ist der Massenstrom aus der Leistung, der isentropen Enthalpieänderung und dem isentropen Wirkungsgrad berechenbar. Der isentrope Wirkungsgrad wiederum ist abhängig von der spezifischen Drehzahl. Hierzu fasst BALJE [129, S. 48] in einem Diagramm die spezifische Drehzahlabhängigkeit der maximalen Wirkungsgrade einiger Fluidenergiemaschinenbauarten zusammen. Bei den in dieser Arbeit verwendeten kleinen Gleichdruckturbinen sind jedoch nur geringere Wirkungsgrade möglich. Dies ist in großen Spaltverlusten, den Stoßverlusten und der Gleichdruckbauform begründet. Um eine möglichst präzise Grobauslegung zu erstellen, kann folglich nicht auf die Korrelation von BALJE zurückgegriffen werden, sondern es wird eine eigene Korrelation erstellt. Hierzu werden exemplarisch für eine Randbedingung des Dampfnetzes – Referenz 3 (Abschnitt 3.2) bei einer Leistung von 100 kW (P100R3) – Turbinen bei variierenden Drehzahlen ausgelegt. Zur Berechnung werden die 1D- und CFD-Turbinenmodelle aus Abschnitt 4.2 für verschiedene Drehzahlen verwendet. Die Ergebnisse sowie das Ausgleichspolynom (Excel) ist in Abbildung 4.3 dargestellt.

Der Vergleich zu den Daten von BALJE [129, S. 48] zeigt, dass der optimale spezifische Drehzahlbereich analog bei ungefähr $0,22 < n_s < 0,5$ liegt (Annahme hier: $u/c_{is}=0,5$). Der

Verlauf des Wirkungsgrades ist charakteristisch: Bei kleinen spezifischen Drehzahlen werden die Schaufelhöhen gering [18, S. 116] und die Spaltverluste überwiegen. Bei großen spezifischen Drehzahlen wird das Verhältnis von Schaufelhöhe zum Durchmesser groß [18, S. 116] und die Krümmungs- sowie dreidimensionale Strömungseffekte (Inzidenzverluste) überwiegen.

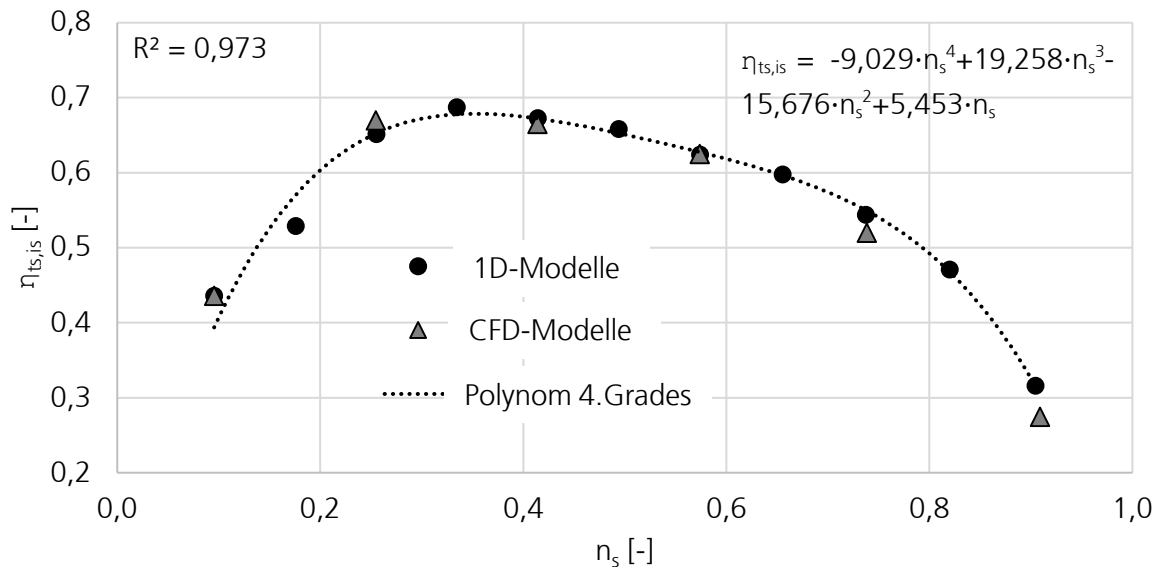


Abbildung 4.3: Zusammenhang zwischen spezifischer Drehzahl n_s und isentropem Wirkungsgrad $\eta_{ts, is}$ in 1D- und CFD-Modellen für Turbine P100R3; Regression mit Polynom vierten Grades unter Angabe des Bestimmtheitsmaßes R^2

Im Zuge der Untersuchungen wurde diese Wirkungsgradkurve auf die anderen Dampfnetzreferenzen und Leistungen übertragen. Es zeigte sich, dass für die in Abbildung 4.3 dargestellte Formel eine Übertragbarkeit gegeben ist und allgemein für die hier untersuchten Dampfturbinen eine höhere Genauigkeit als bei den Daten von BAUJE [129, S. 48] vorlag. Die verbliebenen Abweichungen sind im Regressionsfehler sowie in der Variation der Druckverhältnisse und somit der Massenströme begründet. Basierend auf den vorgestellten Zusammenhängen werden im *Dampfturbinen-Gesamtmodell* für eine Variation der Drehzahl der Wirkungsgrad und der resultierende Massenstrom der Turbine iterativ abgeschätzt. Aus diesen Daten lässt sich eine optimale Drehzahl ermitteln. In diesen Untersuchungen wird der Dampfgehalt des Nassdampfes und mögliche Limitierungen dessen nicht betrachtet.

Grobauslegung Verdichter

Analog zum Modul *Grobauslegung Turbine* wird im Modul *Grobauslegung Verdichter* der Einfluss der Drehzahl auf die Umsetzbarkeit von Radialverdichtern überprüft. Zusätzlich wird hierbei die Anzahl der Verdichterstufen inkludiert. Das Vorgehen ist vergleichbar zum Abschnitt 3.3, jedoch basiert das Verfahren nicht allein auf dem Cordier-Diagramm. Es werden mehr geometrische sowie aerodynamische Parameter ermittelt und eine Vielzahl von Grenzwerten überprüft. Die daraus ermittelten Randbedingungen dienen als Startwerte für das *Verdichter-Modell* (Abschnitt 4.3).

Basierend auf den Eingabegrößen wird in einem ersten Schritt die Stufenanzahl definiert. Im Modul können bis zu dreistufige Radialverdichter untersucht werden. Falls die Stufenanzahl frei wählbar ist, bieten die Ausführungen von BOHL einen Anhaltspunkt für die optimale Stufenanzahl [14, S. 63–65]. Bei mehrstufigen Applikationen kann eine Zwischenkühlung in die Untersuchungen integriert werden. Diese wird in der vorliegenden Arbeit mit einer Grädigkeit von $\Delta T=20$ K und einem auf den Totaldruck bezogenen relativen Druckverlust von $\Delta p_{t,rel}=0,03$ angenommen [13, S. 90, 100]. Die Totaldruckverhältnisse der einzelnen Impeller werden als Auslegungsgrößen vom Anwender des *Matching-Modells* so gewählt, dass das geforderte Verdichterdruckverhältnis erreicht wird. Anhaltspunkte der optimalen Aufteilung der Druckverhältnisse bei mehrstufigen Radialverdichtern bieten HASHEMI UND PEZESHKPOUR [147].

Für die Definition übergeordneter geometrischer Parameter und die Berechnung von Kennzahlen wurde im Zuge dieser Untersuchungen ein Verfahren entwickelt, das auf einer dreifach verschachtelten Iteration beruht (Abbildung 4.4). Die äußere Iterationsschleife ist nur bei mehrstufigen Radialverdichtern notwendig; die Gesamtleistung wird iterativ in die Stufenleistungen P_j aufgeteilt, sodass der durchgesetzte Massenstrom in allen Stufen identisch ist (Bedingung B3). Bei der mittleren Iterationsschleife wird separat für jede Stufe die Druckzahl ψ_j (Formel (2.8)) und in der inneren Iterationsschleife separat der jeweilige Stufenmassenstrom \dot{m}_j variiert.

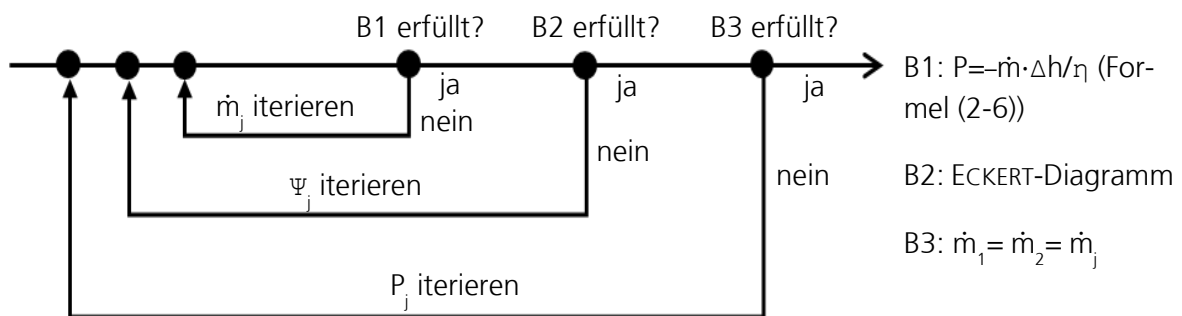


Abbildung 4.4: Darstellung des Iterationsablaufes im Modul *Grobauslegung Verdichter*

Auf Basis des Auslegungsdiagramms nach ECKERT [13, S. 362] wird die Druckzahl ψ_i (Formel (2.8)) iteriert, bis ein möglichst hoher Stufenwirkungsgrad erreicht wird (Bedingung B2). Der Radialverdichter ist durch die Druckzahl und die Schnelllaufzahl in diesem Diagramm eindeutig definiert. Die Schnelllaufzahl (Formel (3.1)) wird mithilfe der Eingangsparameter, dem aus der inneren Iterationsschleife bekannten Massenstrom und der Annahme identischer polytroper und isentroper Wirkungsgrade (Abschnitt 2.1) bestimmt. Aus dem ECKERT-Diagramm lassen sich zusätzlich der Schaufelaustrittswinkel β_2^* und die Durchflusszahl $\varphi_2 = c_{m2}/u_2$ ermitteln. Hierbei ist u_2 aus der Druckzahl (Formel (2.8)) und den Randbedingungen bekannt. Mithilfe von u_2 und Formel (A.3) in Anhang A lässt sich d_2 bestimmen. Der Impelleraußendurchmesser d_2 ist wiederum für die Bestimmung des Durchmesserhältnisses d_1/d_2 in Formel (4.2) notwendig [14, S. 61].

$$\left(\frac{d_1}{d_2}\right)_{\text{opt}} = 1,3 \cdot \left(\frac{4 \cdot \dot{V}_1}{d_2^3 \cdot N \cdot \pi^2}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (4.2)$$

Neben den Durchmessern und Schaufelwinkeln ist die Schaufelzahl Z des Radialverdichters ein wichtiger geometrischer Parameter. Die Schaufelzahl wird mit dem Zusammenhang (4.3) nach BOHL ermittelt [14, S. 63]. Dieser gibt für den Faktor x_z im Divisor einen Bereich von 0,35 bis 0,45 an. In diesem Modul wird der Mittelwert $x_z=0,4$ verwendet. Für den Schaufeleintrittswinkel wird ein Wert von $\beta_1^*=60^\circ$ angenommen [14, S. 61].

$$Z = \frac{2 \cdot \pi \cdot \sin(\beta_1^* + \beta_2^*)/2}{x_z \cdot \ln(d_2/d_1)} \quad (4.3)$$

Bei den vorgestellten Berechnungsschritten wird angenommen, dass der Massenstrom des Verdichters bekannt ist. Der Massenstrom ist bei bekanntem Druckverhältnis, Wirkungsgrad und bekannter Leistung berechenbar (Abschnitt 2.1). Für eine möglichst belastbare Abschätzung wird in diesem Modul für den Wirkungsgrad die Approximation von ROBINSON ET AL. verwendet [15, S. 5]. Diese basiert auf einer speziellen Durchflusszahl $\varphi_{\text{Robinson}}$ (Formel (4.4)) [15, S. 4]. Der Volumenstrom \dot{V}_{t1} in dieser Formel ist wiederum abhängig vom Massenstrom, sodass der Massenstrom iterativ in der inneren Iterationsschleife auf Basis des Wirkungsgrades ermittelt wird (Bedingung B1, Formel (2.6)).

$$\varphi_{\text{Robinson}} = \frac{\dot{V}_{t1}}{d_2^2 \cdot u_2} \quad (4.4)$$

Tabelle 4.1: Verdichter-Bewertungskriterien im Modul *Grobauslegung Verdichter*

Kennzahl	Minimum	Maximum	Quelle
u_2 [m/s]		700	[15, S. 7]
M_{u2} [-]		1,4	[10, S. 50]
Cordier	siehe Diagramm		[18, S. 116]
$r_{1,\text{shr}}/r_2$ [-]	0,5	0,8	[10, S. 50]
b_2/r_2 [-]	0,05	0,15	[10, S. 50]
$r_{1,\text{hub}}/r_{1,\text{shr}}$ [-]	0,3	0,7	[10, S. 50, 52]
α_2 [°]	65	80	[10, S. 50]
$M_{w1,\text{shr}}$ [-]		1 (weiche Grenze)	[10, S. 50]

Basierend auf den gewählten Annahmen und geometrischen Parametern kann die *Grobauslegung* des Radialverdichters durchgeführt und bewertet werden. Die Bewertungskriterien sind in Tabelle 4.1 aufgelistet. Die fehlenden geometrischen Größen der Tabelle lassen sich mit den gezeigten Annahmen und den Berechnungsvorschriften in Anhang A bestimmen. Das Modul kann somit zur Abschätzung der Drehzahl- und Stufenanzahleinflüsse verwendet werden. Auch dient es als Voruntersuchung für das *Verdichter-Modell* in Abschnitt 4.3. Allgemein zeigt sich bereits eine hohe Vorhersagegüte. Allerdings muss

beachtet werden, dass das ECKERT-Diagramm auf der Annahme $\beta_1^*=60^\circ$ und einem Minderleistungsfaktor von $\sigma_M=0,875$ basiert, was neben der fehlenden Betrachtung dreidimensionaler Strömungseffekte und den weiteren aufgeführten Annahmen, zu Modellierungsungenauigkeiten führt [13, S. 362].

Bestimmung des optimalen Drehzahlbereichs

Wie in den vorherigen Ausführungen verdeutlicht, lassen sich mit den Modulen *Grobauslegung Verdichter* und *Grobauslegung Turbine* optimale Drehzahlen für die jeweiligen Komponenten abschätzen. Beim direkt-gekoppelten Dampfturbolader sind diese Drehzahlen allerdings nicht unabhängig wählbar (Abschnitt 2.3.2). Die Wahl der optimalen Drehzahl stellt somit einen Kompromiss zwischen dem Optimum der Turbine und des Verdichters dar. Daher werden im Folgenden die Ergebnisse der beiden Module herangezogen, um einen Dampfturbolader-Wirkungsgrad als Auswahlkriterium zu definieren.

$$\eta_{\text{energ}} = \frac{Y_V}{\Delta Q_{\text{DA}}} = \frac{Y_V}{P_V} \cdot \frac{P_V}{P_T} \cdot \frac{P_T}{\Delta Q_{\text{DA}}} = \eta_V \cdot \eta_{\text{mech}} \cdot \eta_T \quad (4.5)$$

Hierbei ist die Verwendung des energetischen Wirkungsgrades η_{energ} (Formel (4.5)), also das Verhältnis des zusätzlich eingesetzten Brennstoffes ΔQ_{DA} zur Kompressionsarbeit Y_V , als Auswahlkriterium nicht vorteilhaft. Wie die Untersuchungen in Abschnitt 3.2 zeigen, sind die Turbinenleistung P_T und der Brennstoffbedarf ΔQ_{DA} abgesehen von Kesselverlusten, mechanischen Verlusten und Wärmeverlusten identisch. Somit hat der innere Wirkungsgrad der Turbine bei einer gesamtsystemischen Betrachtung keinen Einfluss auf den energetischen Turbinenwirkungsgrad η_T , wenn der Abdampf der Turbine in den nachfolgenden Prozessen verwertet werden kann. Wenn der mechanische Wirkungsgrad η_{mech} ebenfalls als Drehzahl-konstant betrachtet wird, werden folglich allein die Drehzahlabhängigkeiten des Verdichterswirkungsgrad η_V im energetischen Wirkungsgrad berücksichtigt. Aus energetischer Sicht erscheint dies zunächst sinnvoll. Allerdings wird nicht berücksichtigt, dass bei einem schlechten Turbinenwirkungsgrad der notwendige Dampfmassestrom zur Erzeugung der Wellenleistung deutlich steigt. Somit kann das maximale Leistungspotenzial einer Turbine respektive eines Dampfturboladers als Ersatz eines Expansionsventils nicht ausgeschöpft werden, wenn der Turbinenwirkungsgrad nicht maximal ist. Einen Lösungsansatz bildet die Exergiebetachtung, in der dieses Leistungspotenzial aber auch der Wirkungsgrad der Kompression berücksichtigt werden.

Die Grundlagen der Exergie und exergetischen Analyse von Prozessen finden sich in der Literatur [148] [149] [150]. Generell wird die Exergie eines Stoffstromes vergleichbar zur Energie in physikalische, chemische, kinetische und potenzielle Exergie untergliedert [150, S. 37]. Abgesehen von der physikalischen Exergie sind die weiteren Exergieanteile in Turbomaschinen vernachlässigbar klein und werden im Folgenden nicht betrachtet [148, S. 31–32, 262]. Im exergetischen Wirkungsgrad η_{ex} (Formel (4.6)) wird die physikalische Exergieminderung des Dampfes in der Turbine ΔE_{DA} mit der physikalischen Exergie-

erhöhung der Druckluft im Verdichter ΔE_{DL} in Relation gesetzt. Die Bestimmung der Exergie des Stoffstromes Dampf wird beispielsweise von KOTAS [150, S. 100] gezeigt. Die Exergiemodellierung von Druckluft zeigt BUDT [151, S. 31–33]. Als Referenzzustand wird für die Temperatur $T_U=293,15$ K angenommen (Abschnitt 3.2).

$$\eta_{ex} = \frac{\Delta E_{DL}}{-\Delta E_{DA}} = \frac{\dot{m}_{DL} \cdot (h_{DL,aus} - h_{DL,ein} - T_U \cdot (s_{DL,aus} - s_{DL,ein}))}{\dot{m}_{DA} \cdot (h_{DA,aus} - h_{DA,ein} - T_U \cdot (s_{DA,aus} - s_{DA,ein}))} \quad (4.6)$$

Für die Exergiemodellierung der Druckluft verdeutlicht BUDT [151, S. 31–33], dass die physikalische Exergie in temperatur- und druckabhängige Teile separiert werden kann. Falls für den exergetischen Wirkungsgrad in Formel (4.6) allein die druckabhängige physikalische Exergieänderung entscheidend ist, werden für die Bestimmung der Druckluftenthalpien und -entropien statt der realen Temperatur die Referenztemperatur verwendet.

In diesem Modul wird vom Anwender des *Matching-Modells* ein Drehzahlbereich vorgegeben, der in einen Drehzahlvektor mit zehn gleichverteilten Werten umgeformt wird. Für diese Drehzahlen werden die exergetischen Dampfturbinen-Wirkungsgrade berechnet. Der Zusammenhang zwischen der Drehzahl und dem exergetischen Wirkungsgrad wird durch ein Polynom vierten Grades in Excel mit der Methode der kleinsten Quadrate angenähert. Das Maximum des Polynoms wird numerisch ermittelt und ein optimaler Drehzahlbereich angegeben.

4.2 Turbinen-Modell

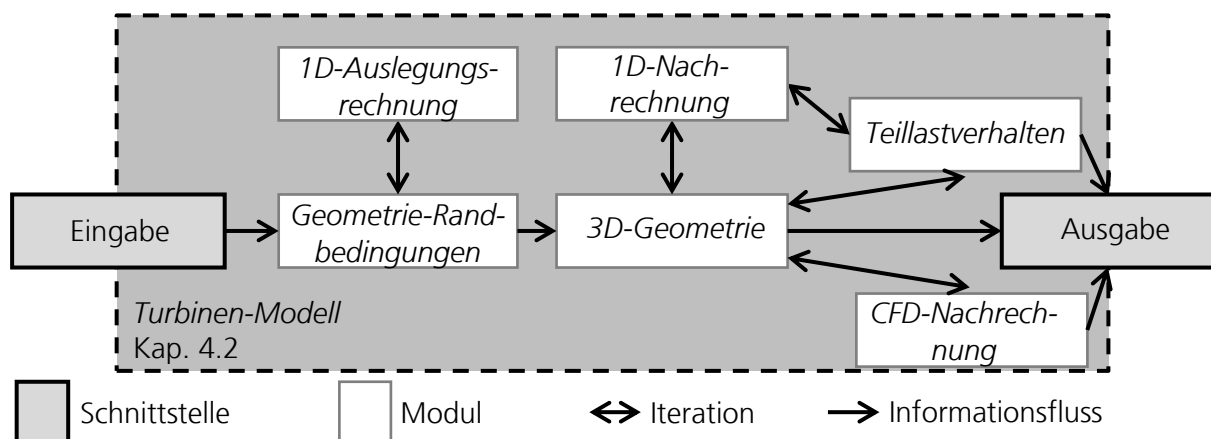


Abbildung 4.5: Darstellung der Abhängigkeiten der Module im *Turbinen-Modell* mit der Visualisierung des Informationsflusses sowie der Iterationsschleifen

Wie in Abbildung 4.1 dargestellt, erfolgt die Turbinenauslegung in einem eigenständigen *Turbinen-Modell*. Der schematische Ablauf der Turbinenauslegung ist in Abbildung 4.5 skizziert. Zunächst werden aufbauend auf der *Grobauslegung* aus dem *Matching-Modell* die *Geometrie-Randbedingungen* fixiert. Dies erfolgt iterativ mit einer *1D-Auslegungsrechnung*. In dem anschließenden Modul *3D-Geometrie* erfolgt eine iterative Feinjustierung der Geometrie basierend auf der *1D-Nachrechnung*. Abschließend wird das *Teillastverhalten* ermittelt und die *1D-Nachrechnungsergebnisse* durch *CFD-Nachrechnungen*

überprüft. Die Anforderungen an das Modell – Flexibilität und Detailtiefe bei einem geringen Berechnungsaufwand – spiegeln sich im schematischen Ablauf wieder. Durch die einzelnen Module und Iterationsschleifen wird eine hohe Flexibilität gewährleistet. Die sukzessive Steigerung des Detaillierungsgrades der Geometrie senkt den Berechnungsaufwand. Der geringe Berechnungsaufwand bei einer hohen Detailtiefe wird vor allem durch die *1D-Nachrechnung* gewährleistet, da dort speziell für dieses Modell entwickelte CSM Anwendung finden. In anderen Studien zeigt sich bei der Verwendung der herkömmlichen Literaturmodelle für die Verlustabschätzung in Überschallturbinen eine Differenz zwischen den 1D-Modellen und der CFD-Simulation von 5 % im Massenstrom und bis zu 20 % in der Leistung [152, S. 3, 6]. Die CSM sollen für eine hohe Übereinstimmung der *1D-Nachrechnung* zu der zeitaufwendigen *CFD-Nachrechnung* sorgen, sodass die Anzahl an Iterationsschritten zwischen der *3D-Geometrie* und der *CFD-Nachrechnung* minimiert werden kann. In den folgenden beiden Abschnitten werden die einzelnen Module und die Erstellung der CSM detailliert beschrieben.

4.2.1 Beschreibung der Module

Das *Turbinen-Modell* umfasst sechs Module, die nachfolgend erläutert werden. Die Reihenfolge richtet sich nach dem Flussdiagramm in Abbildung 4.5. Der Fokus liegt auf der Beschreibung der verwendeten formellen Zusammenhänge und den getroffenen Annahmen.

Geometrie-Randbedingungen

Im Modul *Geometrie-Randbedingungen* werden basierend auf drei Kennzahlen übergeordnete Geometriegrößen determiniert. Als Eingabe dienen hierbei die Randbedingungen des Dampfnetzes sowie aus den vorherigen Modulen der Dampfmassenstrom und die Drehzahl. Die Kennzahlen sind hierbei der Reaktionsgrad ρ , die Laufzahl ν und die Durchflusszahl φ_2 .

Der Reaktionsgrad ρ (Formel (2.12)) beeinflusst die Druckänderung und somit die Geschwindigkeiten in Düse und Laufrad (Abschnitt 2.1). In der vorliegenden Arbeit werden axiale Gleichdruckturbinen (Abschnitt 2.1, $\rho=0$) betrachtet. Teilweise werden leicht höhere Reaktionsgrade als $\rho=0$ verwendet, da sich dies positiv auf die Strömungsführung (und Grenzschichten) auswirkt [18, S. 216]. Zur Bestimmung der Enthalpie am Eintritt und der isentropen Enthalpie am Austritt der Turbine werden die Randbedingungen des Dampfnetzes sowie die Meridionalgeschwindigkeit und Anströmrichtung ($\alpha_0=0^\circ$) am Eintritt benötigt (Anhang A). Die Meridionalgeschwindigkeit wird iterativ auf Basis der Durchflusszahl bestimmt, wie im Laufe dieses Abschnitts verdeutlicht wird. Durch den Reaktionsgrad wird die isentrope Enthalpie in Ebene 1 und somit direkt der Druck zwischen Düse und Laufrad definiert.

Die Laufzahl ν ist in Formel (4.7) definiert [11, S. 190]. Sie gibt das Verhältnis von u_1 und c_{1s} an. Da c_{1s} über die Randbedingungen definiert und die Drehzahl ein Eingabewert des

Moduls ist, definiert die Laufzahl den Radius $r_{1,m}$. BALJE [129, S. 207] veröffentlichte einen Zusammenhang für den isentropen Umfangswirkungsgrad einer Turbine, der in erster Näherung allein abhängig von der Laufzahl sowie den Strömungsbeiwerten, dem Abströmwinkel der Schaufelgitter, dem Reaktionsgrad und dem Durchmesser Verhältnis ist. Wie BÜLTEN [135, S. 10–12] zeigte, existiert in Abhängigkeit der Einflussgrößen ein Optimum des isentropen Umfangswirkungsgrades. Unter Annahme von Werten für die Gitterdurchströmung, einem Durchmesser Verhältnis von eins respektive keiner Durchmesser Veränderung im Laufrad und dem zuvor definierten Reaktionsgrad wird in diesem Modul die Laufzahl für einen optimalen Wirkungsgrad der Axialturbine ermittelt.

$$\nu = \frac{u_1}{c_{is}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot N \cdot r_{1,m}}{\sqrt{2 \cdot \Delta h_{ts,is}}} \quad (4.7)$$

Da die Annahme konstanter mittlerer Radien getroffen wird, sind auch die Umfangsgeschwindigkeiten im Laufrad konstant ($u_1=u_2$). Mithilfe der Durchflusszahl φ_2 wird die Meridionalgeschwindigkeit c_{m2} bestimmt (Formel (4.8)) [9, S. 762]. Zur Vereinfachung der Berechnungen wird in diesem Modul die Meridionalgeschwindigkeit als konstant in allen Auswerteebenen angenommen ($c_{m0}=c_{m1}=c_{m2}$) und erst in folgenden Modulen als variabel betrachtet. Basierend auf der Meridionalgeschwindigkeit und den thermodynamischen Größen lassen sich die Schaufelhöhen und somit die Naben- und Gehäusekonturen bestimmen (Anhang A).

$$\varphi_2 = \frac{c_{m2}}{u_2} \quad (4.8)$$

Es wird deutlich, dass die drei Formeln (2.12), (4.7) und (4.8) voneinander abhängig sind und somit das Gleichungssystem lediglich iterativ gelöst werden kann. Zur vollständigen Berechnung der thermodynamischen Größen in den Auswerteebenen wird basierend auf dem Modul *1D-Auslegungsrechnung* die Annahme getroffen, dass sowohl die Düse als auch das Laufrad keine Abweichung der Abströmung vom Schaufelwinkel haben. Außerdem werden – wie bereits dargestellt – für die Geschwindigkeitskoeffizienten (Formel (2.13)) in einem ersten Schritt Erfahrungswerte verwendet.

Ausgabe dieses Moduls sind somit die Radien und optimalen Eintritts- und Austrittswinkel der Schaufeln. Durch die Kopplung zur *1D-Auslegungsrechnung* lassen sich bereits erste aerodynamische Erkenntnisse ableiten. Ein Beispiel hierfür ist die Anströmmachzahl des Laufrades, weil beispielsweise super- und transsonische Anströmung an das Laufrad für Stöße und Grenzschichtwechselwirkung sorgt [9, S. 150]. Die Anströmmachzahl des Laufrades lässt sich durch die hier dargestellten Kennzahlen implizit variieren.

3D-Geometrie

Für das Modul *CFD-Nachrechnung* und die CSM von Lavaldüsen und Laufrädern (Abschnitt 4.2.2) werden detaillierte dreidimensionale Geometrien der Düsen und Laufräder sowie des Strömungskanales benötigt. Ein Teil der geometrischen Randbedingungen

wurde bereits zuvor hergeleitet. Im Folgenden werden die Annahmen und das Vorgehen der 3D-Geometrieerzeugung vorgestellt.

Die Funktion von Turbinenleiträdern ist die verlustarme Umlenkung und Beschleunigung des eintretenden Fluids [11, S. 146]. Bei transsonischen Turbinen und Überschallturbinen wird in den Überschallbereich beschleunigt. Hierzu werden konvergent-divergente Düsen – sogenannte Lavaldüsen – verwendet [41, S. 200, 229]. Das Tool zur Düsengeometrieerzeugung ist so implementiert, dass sowohl rein konvergente Düsen als auch Lavaldüsen erstellt werden können. Es erfüllt die G^1 -Stetigkeitsbedingung, entsprechend sind die Übergänge der Kurven stetig und die Gradienten der Kurvenabschnitte identisch. Lediglich im Übergang zwischen konvergentem und divergentem Abschnitt wird mit ungleichen Gradienten und somit scharfen Abgrenzungen gearbeitet, um die Position des engsten Querschnitts zu fixieren. Die zweidimensionale Geometrieskizze ist in Abbildung 4.6 dargestellt. Hierbei sind die engste Querschnittslänge t_{throat} und die Eintrittslänge l Eingangsparameter. Des Weiteren sind die Schaufelwinkel an der Vorderkante α_{LE}^* und Hinterkante α_{TE}^* sowie die Hinterkantenabrundung d und die axiale Länge des konvergenten Düsenabschnittes z visualisiert. In dieser zweidimensionalen Ansicht sind die Schaufelhöhe h_B und der Gehäuseradius r_{shr} nicht darstellbar.

Zur Vermeidung von Stoßverlusten wird die Strömung bereits im konvergenten Unterschallbereich vollständig umgelenkt, wie die gestrichelte Linie in Abbildung 4.6 verdeutlicht. Der Winkel- und Querschnittsverlauf dieser Linie ist in Relation zum engsten Querschnitt und der axialen Länge fixiert. Die Düsenvorderkante wird kreisförmig abgerundet. Im divergenten Bereich erfolgt eine supersonische Beschleunigung. Die Kontur wird basierend auf dem Charakteristikenverfahren mit dem Ziel einer stoßfreien Düse mit minimaler axialer Länge und somit minimalen Reibflächen modelliert [41, S. 397–403]. Ausgangspunkt sind die Grundgleichungen der Gasdynamik für isentrope, drehungsfreie Strömungen [153, S. 592]. Eingabe ist neben der Fluiddefinition und dem Isentropenexponenten κ das Auslegungsdruckverhältnis Π_{ts} . Die theoretische Herleitung von ANDERSON [41] wurde von DODSON [154] als automatisiertes Geometrietool programmiert und in der vorliegenden Arbeit adaptiert. Bei rein konvergenten Düsen erfolgt die Abrundung bei der engsten Querschnittslänge und es wird kein divergenter Teil modelliert. Zusammenfassend werden folgende neun Parameter verwendet:

- Engste Querschnittslänge (throat); t_{throat}
- Schaufelhöhe; h_B
- Gehäuseradius; r_{shr}
- Schaufeleintrittswinkel; α_{LE}^*
- Schaufelaustrittswinkel; α_{TE}^*
- Hinterkantendicke; d_{TE}
- Total-statische Auslegungsdruckverhältnis; Π_{ts}
- Flächenverhältnis im konvergenten Teil; $\zeta = \frac{l}{t}$
- Relative axiale Länge des konvergenten Teils; $\nu = \frac{z}{t}$

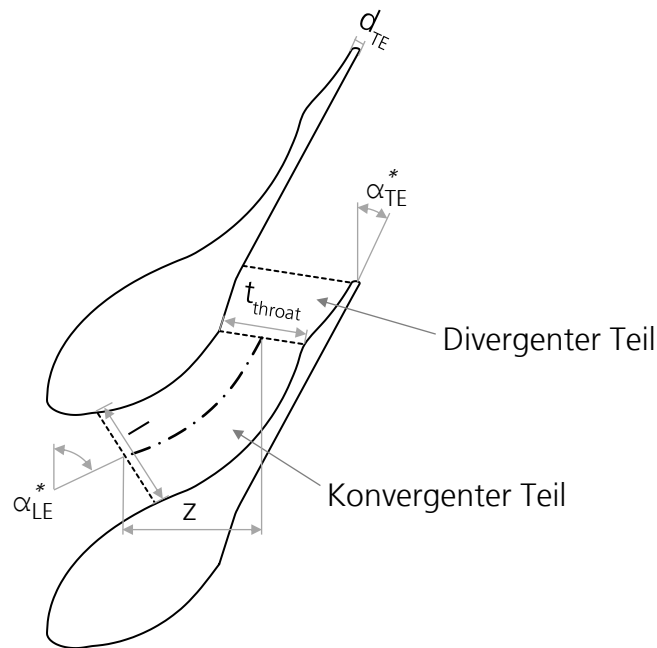


Abbildung 4.6: Zweidimensionale Skizze der Parametrisierung von Lavaldüsen

Die Geometrierstellung des Laufrads wurde bereits in WAESKER ET AL. [92] veröffentlicht. Das Laufraddesign basiert auf den Ausführungen zu Überschallgleichdruckprofilen von STRATFORD UND SANSOME [155, S. 10–12], wurde jedoch grundlegend überarbeitet. Das Ziel war es, eine robuste und flexible Methode mit einer geringen Anzahl an Parametern zu entwickeln. Das Geometrietool erfüllt die G^1 -Stetigkeitsbedingung.

Abgesehen von der Schaufelhöhe h_B und dem Gehäuseradius r_{shr} sind alle verwendeten Parameter in Abbildung 4.7 dargestellt. Es wird deutlich, dass die Schaufel symmetrisch ist, um die Anzahl der Parameter zu reduzieren. Dementsprechend sind die Schaufelwinkel β^* am Eintritt und Austritt identisch. Die engste Querschnittslänge t_{throat} ist in der Schaufelpassage konstant. Die beiden symmetrischen Schaufelteile lassen sich in einen Umlenk- (turning) und einen Transitionsbereich unterteilen. Der Umlenkbereich in der Schaufelmitte ist durch zwei Teilkreise mit identischem Ursprung definiert. Der andere sogenannte Transitionsbereich, in dem die Überschallströmung am Eintritt in Wirbelströmung und am Austritt in reverser Richtung gewandelt wird, wird ebenfalls durch zwei Kreise beschrieben. Hierbei wird ein größerer Krümmungsradius verwendet, um eine Koleszenz der Machlinien des Kompressionsfächers zu vermeiden (Abschnitt 2.1). Im Gegensatz zu den Umlenkbereich-Kreisen ist der Ursprung der Transitionskreise in horizontaler Richtung vom Ursprung versetzt, um die Stetigkeitsbedingung zu erfüllen. In Abbildung 4.7 sind lediglich die mittleren Radien r_m visualisiert; diese sind über die Querschnittslänge direkt mit den Radien an Druck- und Saugseite verknüpft. Die Kreise sind durch drei dimensionslose Parameter (TRR, RR, TP) und die Querschnittslänge vollständig beschrieben. Hierbei wird die Umlenkung γ in Anteile der beiden Passagenbereiche unterteilt. Die Saugseite wird zwischen dem Transitionsbereich und der Vorderkante durch eine Gerade

vervollständigt. Die Eintritts- und Austrittsspitze wird mit einem Teilkreis mit parametrisiertem Durchmesser $d_{LE}=d_{TE}$ abgerundet. Somit werden folgende acht Parameter verwendet:

- Engste Querschnittslänge (throat); t_{throat}
- Schaufelhöhe; h_B
- Gehäuseradius; r_{shr}
- Schaufeleintrittswinkel/ -austrittswinkel (Symmetrie); β^*
- Vorder- und Hinterkantendicke; d_{TE} , d_{LE}
- Verhältnis der Querschnittslänge zum Umlenkbereich-Radius; $TRR = \frac{t_{throat}}{r_{m,Turning}}$
- Radienverhältnis der Passagenbereiche; $RR = \frac{r_{m,Turning}}{r_{m,Transition}}$
- Umlenkverhältnis der Passagenbereiche; $TP = \frac{Y_{Turning}}{Y_{Turning} + Y_{Transition}}$

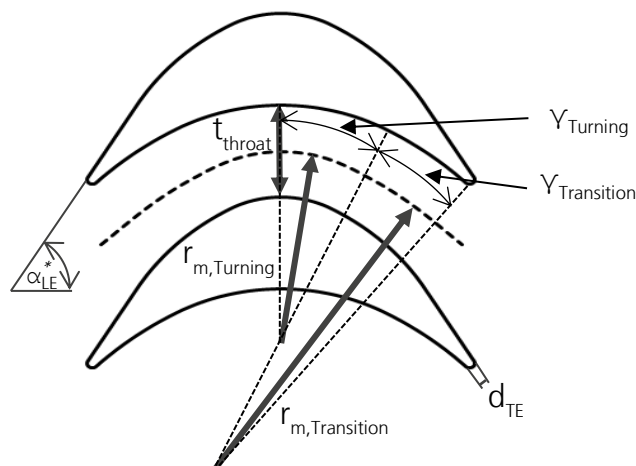


Abbildung 4.7: Zweidimensionale Skizze der Parametrisierung der Laufräder von Gleichdruckturbinen, in Anlehnung an WAESKER ET AL. [92, S. 3]

1D-Auslegungsrechnung und 1D-Nachrechnung

Die Darstellung des *Turbinen-Modells* in Abbildung 4.5 verdeutlicht, dass sowohl die gröbere als auch die feinere Erstellung der Geometrie in den Modulen *Geometrie-Randbedingungen* und *3D-Geometrie* iterativ erfolgt. Die iterative Anpassung der Geometrieparameter wird hierbei auf Basis des Moduls *1D-Auslegungsrechnung* und *1D-Nachrechnung* vollzogen. Diese beiden Module basieren im Kern auf identischen Berechnungsvorschriften, unterscheiden sich jedoch grundlegend in den Ein- und Ausgabegrößen. In der *1D-Auslegungsrechnung* werden unter Vorgabe von Strömungsbeiwerten (Formel (2.13)) und übergeordneten Kennwerten die Wirkungsgrade und Leistung der Turbine sowie die notwendigen Kanalkonturen ermittelt. In der *1D-Nachrechnung* werden detaillierte Geometrien und Randbedingungen vorgegeben und hierfür die Wirkungsgrade, der Massenstrom, die Leistung und das Strömungsverhalten der Turbine ermittelt.

Im Modul *Geometrie-Randbedingungen* sind die Dampfnetzrandbedingungen und die geforderte Turbinenleistung bekannt. Außerdem werden iterativ der Reaktionsgrad, die Laufzahl und Durchflusszahl angepasst. In der *Grobauslegung* wurden zuvor die Drehzahl und der notwendige Dampfmassenstrom ermittelt. Zusätzlich werden für die *1D-Auslegungsrechnung* in diesem frühen Stadium der Auslegung die folgenden Annahmen getroffen: Erfahrungswerte für die Strömungsbeiwerte; axiale Anströmung ($\alpha_0=0^\circ$); optimale Abströmung der Schaufelgitter. Anhand dieser Werte werden die totalen und statischen thermodynamischen Größen sowie die aerodynamischen Größen in den Auswerteebenen 0 (Düseneintritt), 1 (Düsenaustritt/ Laufradeintritt) und 2 (Laufradaustritt) ermittelt. Beispielsweise ist in Ebene 0 der Totaldruck und die Totaltemperatur als Randbedingung des Dampfnetzes gegeben und somit der totale thermodynamische Zustand fixiert. Die weiteren thermodynamischen Größen werden mit REFPROP berechnet. Hinsichtlich der aerodynamischen Geschwindigkeitskomponenten ist die Meridionalgeschwindigkeit abhängig von den drei Kennzahlen Reaktionsgrad, Laufzahl und Durchflusszahl (Abschnitt 2.1). Bei axialer Anströmung entspricht die Meridionalgeschwindigkeit der Absolutgeschwindigkeit und die aerodynamischen Größen im stationären Anströmbereich sind vollständig beschrieben. Die statischen Größen in Ebene 0 sind durch die Verknüpfung von totaler und statischer Enthalpie mit der Absolutgeschwindigkeit (Formel (A.1)) und den in statischen und totalen Betrachtungssystemen per Definition äquivalenten Entropien vollständig definiert [11, S. 11–12]. In den anderen beiden Auswerteebenen erfolgt die Berechnung analog. In Auswerteebene 1 entspricht die Totalenthalpie der Totalenthalpie in Ebene 0 (Annahme: adiabate stationäre Düse). Außerdem ist der statische Druck über den Reaktionsgrad definiert und die Absolutgeschwindigkeit mithilfe des Strömungsbeiwertes der Düse ermittelbar. In Auswerteebene 2 ist der statische Druck vorgegeben und die Relativgeschwindigkeit und die statische Geschwindigkeit über den Strömungsbeiwert bekannt. Eine detaillierte Berechnung aller thermodynamischen und aerodynamischen Größen wird in Anhang A gezeigt.

Durch die Kopplung der Module *Geometrie-Randbedingungen* und *1D-Auslegungsrechnung* wird somit durch eine iterative Anpassung der Laufzahl, der spezifischen Drehzahl, des Reaktionsgrades und der Durchflusszahl eine vertiefende Analyse dieser Parameter ermöglicht. Beispielsweise sind die Machzahlen in den Auswerteebenen abschätzbar und kritische Werte detektierbar. Auch sind kritische Laufradeintrittswinkel oder Düsenaustrittswinkel bereits frühzeitig bekannt. Des Weiteren lassen sich durch die abgeschätzten Volumenströme und Meridionalgeschwindigkeiten die Radienverläufe des Gehäuses und der Nabe modellieren und somit der Zusammenhang zwischen Laufzahl und Kanalkontur darstellen.

Bei der Kopplung der Module *Geometrie-Randbedingungen* und *1D-Turbinennachrechnung* wird eine Vielzahl an Kennzahlen wie die Strömungsbeiwerte und Abströmabweichung vom Schaufelwinkel noch abgeschätzt. Bei der Kopplung der Module *3D-Geometrie* und *1D-Turbinennachrechnung* sind keine Kennzahlen vom Anwender vorgegeben;

stattdessen werden durch die Vorgabe der dreidimensionalen Geometrie und der Dampfnetzrandbedingungen alle Kennzahlen, Wirkungsgrade sowie der Dampfmassenstrom und die Leistung der Turbine ermittelt. Die Eingabewerte sind somit analog zum Modul *CFD-Nachrechnung*. Die Basis hierfür bietet das CSM in Abschnitt 4.2.2. Die thermo- und aerodynamischen Größen in Ebene 0 sind durch die Dampfnetzparameter, die Eintrittsfläche, den Massenstrom und die Annahme axialer Anströmung iterativ bestimmbar (Anhang A). Der Massenstrom wird hierbei nicht vorgegeben, sondern ist bei Lavaldüsen-Druckverhältnissen kleiner als ungefähr $p_1/p_{10} < 0,528$ an den engsten Querschnitt geknüpft [41, S. 208]. Grund hierfür ist, dass die Geschwindigkeit an dieser Stelle die Schallgeschwindigkeit erreicht und den maximalen Durchsatz der Düse fixiert. Der Grenzwert des Druckverhältnisses ist abhängig vom Isentropenexponenten ($p_1/p_{10} < 0,528$ für $\kappa=1,4$; $p_1/p_{10} < 0,546$ für $\kappa=1,3$ [41, S. 124]). Für die Berechnung des Massenstroms wurde ebenfalls ein iteratives Verfahren entwickelt (Anhang A).

Mithilfe der CSM von Düse und Laufrad werden die Strömungsbeiwerte und die Abströmabweichung der Schaufelgitter ermittelt. Eingabe der CSM sind die Geometrie-Parameter sowie Eintrittsmachzahlen und Reynoldszahlen der Gitter. Mithilfe dieser vier aerodynamischen Gitterbeiwerte (Strömungsbeiwert und Abströmabweichung für beide Gitter) sowie der Turbinengeometrie und dem statischen Austrittsdruck des Dampfnetzes sind die Auswerteebenen 1 und 2 beschrieben. Anhand der thermo- und aerodynamischen Größen in den Auswerteebenen werden Leistung, Wirkungsgrade und weitere Kennzahlen der Turbine auf Grundlage der CSM ermittelt. Die CSM ermöglichen hierbei eine hohe Genauigkeit bei schnellen Rechenzeiten von unter einer Minute. Zur Bewertung des Residuums der Lösungskonvergenz wird die Austrittsdichte ρ_2 auf zwei Weisen berechnet: Zum einen als Funktion des Austrittsquerschnitts, der Meridionalgeschwindigkeit und des Massenstroms (Formel (A.4)). Zum anderen als Funktion der Dampfdaten aus REFPROP mittels der Austrittsenthalpie und dem Austrittsdruck.

Wie in Abschnitt 3.4 dargestellt, werden in den CFD-Simulationen keine Verluste durch Tropfenbildung modelliert und diese Verluste sind somit nicht in den CSM enthalten. In der *1D-Nachbildung* besteht die Möglichkeit, diese Verluste in die Berechnung zu inkludieren. Für die Abschätzung der Nässeverluste wird das Modell von TRAUPEL verwendet. Hierbei wird die Kennlinie für Hochdruckturbinen verwendet, da bei den Turbinen der vorliegenden Arbeit nicht in den Unterdruckbereich entspannt wird. [11, S. 515–517].

Teillastverhalten und CFD-Nachrechnung

Im Modul *Teillastverhalten* wird eine Berechnung mit vom Auslegungspunkt abweichenden Randbedingungen bei fixierter Geometrie ermöglicht. Für die Berechnung der thermodynamischen Werte in den Auswerteebenen und den Wirkungsgraden wird die *1D-Nachrechnung* verwendet. Im Modul findet die Verarbeitung der Daten der einzelnen Betriebspunkte statt und basierend auf der polynomischen Regression wird das Teillastverhalten über weite Betriebsbereiche abgeschätzt.

Die *CFD-Nachrechnung* ist wie in Abbildung 4.5 dargestellt in die Turbinenauslegung integriert, um die Ergebnisse der *1D-Nachrechnung* anhand von dreidimensionalen Strömungsdaten zu verifizieren. Die Einbindung und Verknüpfung zu den Geometrie-Tools ist hierbei vollständig über Skripte (Batch, VBA, ANSYS) automatisiert. Die gewählten Randbedingungen und Einstellungen sind in Abschnitt 3.4 beschrieben. Hierbei wird das Fluid Dampf der IAPWS-Gleichungen verwendet [45, S. 48] und hat somit die gleiche Datengrundlage wie REFPROP. Auch die Vorgabe der Randbedingungen ist analog der *1D-Nachrechnung*, sodass ein Vergleich und eine Verifizierung der Ergebnisse möglich sind.

4.2.2 CFD-basierte Surrogate-Models (CSM) von Lavaldüsen und Laufradprofilen

Im Modul *1D-Nachrechnung* (Abschnitt 4.2.1) werden fundierte Abschätzungen des Strömungsbeiwerts und der Abströmung der Schaufelgitter benötigt. In der Literatur findet sich eine Vielzahl solcher Verlustmodelle, die für spezifische Anwendungen entwickelt wurden. Diese Modelle basieren auf Versuchsergebnissen aus Windkanälen oder Maschinentestdaten. Dementsprechend ist die Parametervariation sehr begrenzt und die Verlustmodelle sind nur für ähnliche Schaufelprofile anwendbar. Außerdem unterstreichen KACKER UND OKAPUU [156, S. 111], dass Verlustmodelle jede Dekade zu überprüfen und zu erneuern sind. Im Turbinenbereich stellen die axialen Gleichdruckturbinen mit Lavaldüsen eine Sonderform dar. Daher sind für diese – in der vorliegenden Arbeit betrachtete – Bauform keine speziellen Verlustmodelle vorhanden. Im Folgenden wird daher das CSM zur Erstellung eigener Verlustmodelle herangezogen (Abschnitt 2.2.1). In der Literatur existieren bereits vereinzelte Modelle für unterschiedlichste Bauformen, die jedoch entweder variierende thermodynamische Randbedingungen bei einer fixen Geometrie oder fixe thermodynamische Randbedingungen für eine variable Geometrie beschreiben (Abschnitt 2.3.3). Im Folgenden wird sowohl für die Lavaldüse als auch für das Gleichdrucklaufrad ein CSM bei simultan variierenden thermodynamischen und geometrischen Randbedingungen erstellt.

Insgesamt werden drei separate CSM für die Turbinenberechnung benötigt, da bei der Überschallanströmung von Schaufelgittern eine Unique-Incidence existiert (Abschnitt 2.1). Daher werden für das Laufrad zwei Modelle – ein Modell für die Unterschallanströmung mit variierendem Anströmwinkel und ein Modell für die Überschallanströmung mit Unique-Incidence Anströmung – entwickelt. Bei den Lavaldüsen existiert lediglich der Fall der Unterschallanströmung. Im Folgenden wird das Vorgehen der Modellerstellung am Beispiel der Überschallgleichdrucklaufräder zusammengefasst.

Grundlage des Surrogate-Modelling in dieser Arbeit ist die CFD-Simulation (Abschnitte 2.2.2 und 3.4). Für verschiedene Parametersätze (Samples) werden automatisiert CFD-Simulationen durchgeführt, um den Einfluss der Eingangsparameter auf die Strömungsgrößen der Schaufeln zu quantifizieren. Die einzelnen Parametersätze basieren auf einer statistischen Versuchsplanung (SVP). Wie die Ausführungen in Abschnitt 2.2.1 zeigen, wird hierbei zwischen deterministischen oder stochastischen Ansätzen unterschied-

den. In der vorliegenden Arbeit wird der stochastische Ansatz des Latin-Hypercube-Sampling (LHS) verwendet. Das LHS wird aufgrund geringer Samplegröße und hoher Genauigkeit für globale varianzbasierte Analysen empfohlen [33, S. 2]. Auch in der Analyse der CSM im Turbomaschinenbereich (Abschnitt 2.3.3) zeigt sich, dass in über 60 % der Arbeiten das LHS verwendet wird.

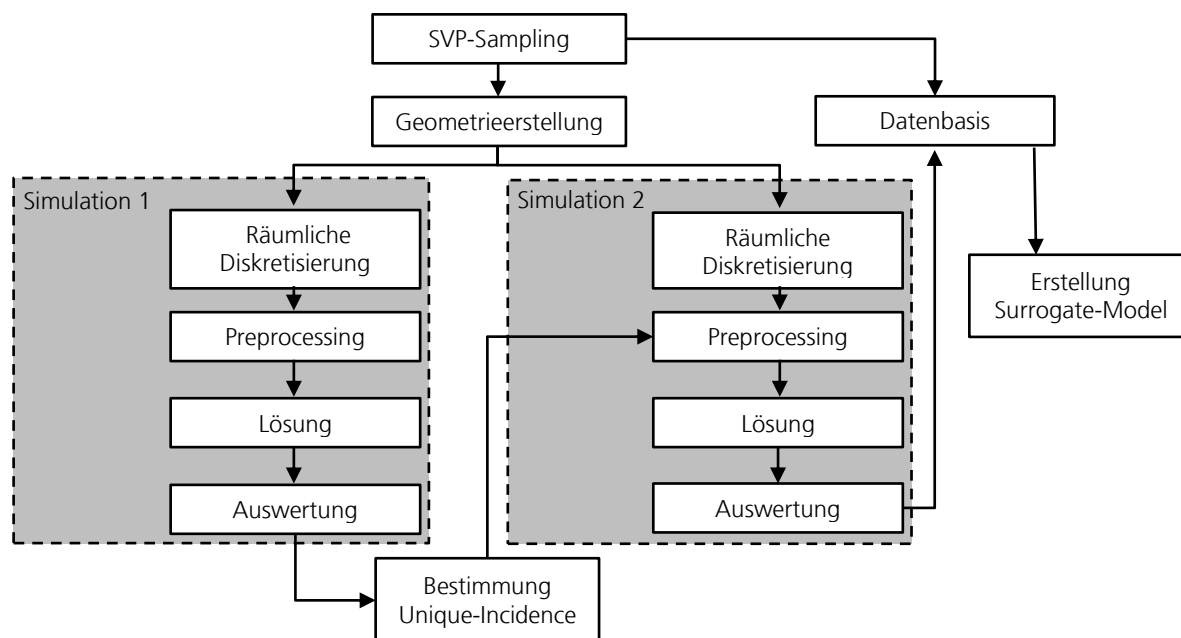


Abbildung 4.8: Flussdiagramm der Erstellung des Surrogate-Modells von Überschalllaufrädern

Der mit der SVP startende automatisierte Prozess der CSM-Erstellung ist in Abbildung 4.8 dargestellt. Der Ablauf, wie er auch in WAESKER ET AL. [92, S. 3] beschrieben wird, ist in OptiSLang 7.4 implementiert. Die Kopplung von ANSYS CFX mit OptiSLang ist unter Beteiligung des Autors in KIENZLE ET AL. [140] veröffentlicht. Gemäß der jeweiligen Parameterspezifikation des Samples wird eine Geometrie erstellt. Anschließend sind zwei Simulationsläufe notwendig, da in einem ersten Schritt die Unique-Incidence ermittelt und in einem zweiten Schritt die Umströmung bei der Unique-Incidence berechnet wird. Wie in Abschnitt 2.1 beschrieben, ist bei der Überschallanströmung der Anströmwinkel an die Anströmmachzahl und die Geometrie geknüpft. Bei CFD-Simulationen wird diese Korrelation folgendermaßen abgebildet: Da das Gleichungssystem durch die Unique-Incidence überbestimmt ist, wird die vorgegebene Druckrandbedingung in Abhängigkeit der vorgegebenen Inzidenz nicht berücksichtigt und der für die vorgegebene Inzidenz notwendige Druck wird von ANSYS CFX ermittelt (Mixed-Boundary-Condition [45, S. 82]). In CFD-Simulation 1 im automatisierten Prozess (Abbildung 4.8) wird dementsprechend für variierende Anströmwinkel die statischen Drücke simuliert und anschließend der Winkel für den angestrebten statischen Druck interpoliert. In CFD-Simulation 2 wird bei einer identischen räumlichen Diskretisierung dieser Anströmwinkel und statische Druck vorgegeben. Abschließend werden die Ausgabewerte der zweiten Simulation, wie der Strömungsbeiwert, die Abströmabweichung und die Unique-Incidence, ausgelesen. Diese Datenbasis in Verknüpfung mit der SVP stellt die Datengrundlage für die Erstellung des CSM dar.

Für die Datengrundlage des CSM wird mithilfe des Programms OptiSLang das optimale Regressionsmodell und die notwendigen Eingangsparameter zur Regression automatisiert ermittelt [31, S. 14]. Eine Zusammenfassung der Regressionsmodelle findet sich in Abschnitt 2.2.1. Verwendung finden die Ansätze der Polynome, des Moving-Least-Squares (MLS) und Kriging. Die Güte eines Regressionsmodells wird mittels statistischer Zusammenhänge evaluiert. Hierbei werden allgemein zwei verschiedene Ansätze verfolgt. Im ersten Ansatz werden alle Datenpunkte zur Ermittlung des Regressionsmodells verwendet und zur Bewertung der Regression herangezogen. Im zweiten Ansatz wird ein Teil der Datenpunkte Y nur zur Bewertung und nicht zur Erstellung des Regressionsmodells \hat{Y} verwendet [31, S. 14]. Dies impliziert bei Ansatz zwei für eine identische Anzahl an Datenpunkten zur Regressionserstellung einen höheren Rechenaufwand. Allerdings sind die Bewertungen der Regressionsgüte aussagekräftiger, da die Prüf-Datenpunkte nicht bereits Teil der Erstellung waren. Daher wird in OptiSLang der zweite Ansatz verwendet. Die statistische Bewertungsgröße des Regressionsmodells ist der Prognosekoeffizient (PK, Coefficient-of-Prognosis) in Formel (4.9) [31, S. 13–14]. Anwendung finden hierbei die Fehler-schranke E_k und die Standardabweichung σ . Die Fehlerschranke setzt sich aus der Anzahl der Datenpunkte N_k , den Datenpunkten Y und der Regression \hat{Y} sowie den Mittelwerten \bar{Y} zusammen. Der PK eines Regressionsmodells wird mit einer Datenmenge – die nicht zur Regressionserstellung verwendet wurde – ermittelt und sollte mindestens PK=80 % betragen, damit die Regressionsfunktion belastbare Ergebnisse liefert [84, S. 9].

$$PK = \left(\frac{E_k(Y \cdot \hat{Y})}{\sigma_Y \cdot \sigma_{\hat{Y}}} \right)^2 = \left(\frac{\sum_{i=1}^{N_k} (Y_i - \bar{Y}) \cdot (\hat{Y}_i - \bar{\hat{Y}})}{(N_k - 1) \cdot \sigma_Y \cdot \sigma_{\hat{Y}}} \right)^2 \quad (4.9)$$

Die automatisierte Geometrieerstellung erfolgt mittels des in Abschnitt 4.2.1 vorgestellten Verfahrens. Hierbei werden ähnlich wie bei den Windtunneltests dreidimensionale Strömungseffekte bedingt durch die Krümmung von Gehäuse und Nabe in Umfangsrichtung ausgeklammert. In diesem Kontext wird ein analoges Vorgehen zu Abschnitt 3.4 verwendet, das die Schaufelzahl für eine Abweichung von 0,5 % zwischen den engsten Querschnittslängen an Nabe und Gehäuse bestimmt. Somit ist der Radius nicht frei wählbar und es werden sieben geometrische Parameter betrachtet. Neben der Betrachtung aller geometrischen Einflussgrößen soll der Einfluss der thermodynamischen Randbedingungen vollständig betrachtet werden. In Abschnitt 3.4 wurden fünf Randbedingungen gesetzt: Der statische Druck an Eintritt und Austritt, die statische Temperatur am Eintritt, die Anströmgeschwindigkeit und die Inzidenz. Bedingt durch die Unique-Incidence entfällt die Vorgabe der Inzidenz. Zusätzlich wird der statische Druck an Ein- und Austritt gleichgesetzt, um die Bedingungen in Gleichdruckturbinen abzubilden. Somit werden zusammenfassend drei thermodynamische Randbedingungen variiert. Für eine Vergleichbarkeit und Übertragbarkeit der Ergebnisse werden statt der beschriebenen Größen die Machzahl, die Reynoldszahl (Formel (2.19)) und die statische Eintrittstemperatur als Parameter in der SVP verwendet und automatisiert in die notwendigen Randbedingungen der CFD-Simulation umgerechnet. Die Reynoldszahl ist auf die engste Querschnittslänge bezogen.

In Summe ergeben sich zehn Einflussgrößen auf die Umströmung eines Überschalllaufrads. Diese sind in Tabelle 4.2 mit den gewählten Grenzen der Parametervariation zusammengefasst. Die thermodynamischen Grenzen sind hierbei so gewählt, dass sie weit über die in der vorliegenden Arbeit notwendigen Randbedingungen hinausgehen. Bei der Schaufelhöhe und dem Schaufelwinkel decken die gewählten Grenzen die typischen Werte in den Leistungsklassen dieser Arbeit ab. Die Grenzen der Querschnittslänge ergeben sich aus den Erfahrungen der Fertigbarkeit von Überschalllaufrädern. Für die Schaufelkantendicke empfiehlt COLCLOUGH [30, S. 196] eine Dicke von mindestens $d_{LE}=0,3$ mm. Aufgrund neuer Materialien und Fertigungsweisen ist die untere Grenze hierbei geringer gewählt. Die drei dimensionslosen Geometrieparameter sind so gewählt, dass alle fertigen Geometrien abgebildet werden.

Tabelle 4.2: Zusammenfassung der Parameter und der Parametergrenzen für das Surrogate-Model von Überschalllaufrädern (WAESKER ET AL. [92, S. 4])

Parameter	Einheit	Untere Grenze	Obere Grenze
Machzahl M_{ein}	[-]	1,05	1,60
Reynoldszahl Re	[-]	$1,0 \cdot 10^4$	$1,2 \cdot 10^6$
Eintrittstemperatur T_{ein}	[K]	300	600
Schaufelhöhe h_B	[mm]	4	10
Engste Querschnittslänge t_{throat}	[mm]	3	6
Schaufelwinkel β^*	[°]	15	40
Schaufelkantendicke $d_{LE}=d_{TE}$	[mm]	0,2	0,5
Radienverhältnis RR	[-]	0,05	1,00
Querschnittslängenverhältnis TRR	[-]	0,15	1,00
Umlenkverhältnis TP	[-]	0,00	1,00

Für das CSM wird eine LHS-SVP mit 1300 Samples erstellt. Die CFD-Simulationen werden mit analogen Einstellungen, räumlicher Diskretisierung und Abbruchkriterien wie bei der Simulation der COLCLOUGH Geometrie (Abschnitt 3.4) durchgeführt. Dort zeigt sich, dass mit den gewählten Einstellungen eine hohe Übereinstimmung zu den Windtunneltests von Überschalllaufrädern vorliegt. Insgesamt konvergierten 583 dieser Samples. Die Fehler treten in der Geometrieerzeugung, räumlichen Diskretisierung und der Unique-Incidence Berechnung auf oder die Rechnungen konvergieren aufgrund nicht-physikalischer sowie instationärer Bedingungen nicht. Trotzdem ist die Qualität der SVP basierend auf der Dichtefunktion hoch. Das Verhältnis der konvergierten Rechnungen zur Parameteranzahl beträgt hierbei 58,3. ROMEI UND PERSICO empfehlen hierzu ein Verhältnis von mindestens fünfzehn für LHS-SVP [91, S. 7], welches deutlich übertroffen wird. In der vorliegenden Arbeit soll die Sampleanzahl der CSM mindestens dem Fünfzigfachen der Eingangsparameteranzahl entsprechen (WAESKER ET AL. [92, S. 4]). Ein Verhältnis von fünfzig übertrifft die Verhältnisse in 80 % der gelisteten CSM Studien aus Abschnitt 2.3.3.

Ausgabegröße des CSM für Überschalllaufräder sind der Strömungsbeiwert sowie die Inzidenz der Gitteranströmung (Unique-Incidence) und Abströmabweichung. Die optimalen

Regressionsmodelle und die zugehörigen Prognosekoeffizienten (PK) sind in Tabelle 4.3 zusammengefasst. Es zeigt sich, dass für alle drei Ausgabewerte das Kriging-Modell optimal ist. Dieses Ergebnis deckt sich mit anderen CSM im Turbomaschinenbereich, wo in über 70 % der Arbeiten das Kriging-Modell verwendet wird (Abschnitt 2.3.3). Für alle drei Ausgabewerte ist der PK über der Empfehlung von 80 %, wobei die Regression des Strömungsbeiwertes und der Inzidenz diesen Wert weit übertreffen. Neben den PK sind in Tabelle 4.3 die mittleren Fehler zusammengefasst.

Tabelle 4.3: Zusammenfassung der drei Turbinen-CSM; Auflistung der Regressionsmodelle, PK, mittleren Fehler, Eingangsparameter und SVP-Größen

		Lauf- rad Überschall	Lauf- rad Unterschall	Lavaldüse
SVP-Größe (nur konvergierte Lösungen)		583	716	868
Eingangsparameter	Thermodynamisch	3	4	3
	Geometrisch	7	7	8
Strömungsbeiwert ψ	Regressionsmodell	Kriging	Kriging	Kriging
	PK [%]	87,9	88,0	94,3
	Mittlerer Fehler	0,013	0,015	0,002
Abströmabwei- chung $\Delta\alpha$	Regressionsmodell	Kriging	Kriging	Kriging
	PK [%]	80,7	95,4	95,9
	Mittlerer Fehler	0,35°	0,69°	0,34°
Inzidenz (Unique-Incidence) Δi	Regressionsmodell	Kriging		
	PK [%]	94,9		
	Mittlerer Fehler	0,44°		

Neben dem CSM für die Überschalllaufräder wurde ein Modell für Unterschalllaufräder erstellt. Die Geometrie respektive die geometrischen Eingangsparameter und Grenzwerte werden hier analog zu den Überschalllaufrädern (Tabelle 4.2) betrachtet. Bei den thermodynamischen Eingangsparametern wird zusätzlich die Inzidenz variiert, da diese im Unterschallbereich nicht an Geometrie und Machzahl geknüpft ist. Dementsprechend entfällt die erste CFD-Simulation in Abbildung 4.8. Die Variationsgrenzen der Inzidenz bezogen auf die Saugseite sind hierbei $-10^\circ < \Delta i < 20^\circ$. Die Machzahl wird zwischen $0,2 < M_{\text{ein}} < 0,8$ variiert. Für die Eintrittstemperatur und die Reynoldszahl wurden identische Werte wie in Tabelle 4.2 verwendet. Da in Summe elf Parameter verwendet werden, ist die SVP mit 716 konvergierten Samples auch größer als die Überschalllaufrad-SVP (Tabelle 4.3) und erneut weit über dem angestrebten Verhältnis Sampleanzahl zu Eingangsparametern von 50. Die beiden Regressionen für den Strömungsbeiwert und die Abströmabweichung erfolgen im Kriging-Modell mit sehr hohen Prognosekoeffizienten (88,0 % und 95,4 %).

Auch für die Lavaldüse wurde ein CSM erstellt. Für die in Abschnitt 4.2.1 beschriebene Geometrie ergeben sich unter Windkanal-Bedingungen in Summe acht geometrische Parameter. Außerdem werden drei thermodynamische Parameter betrachtet und eine fixe

Anströmung mit $\alpha_0=0^\circ$ angenommen. Die genauen Parametergrenzen und die Erläuterung finden sich in Tabelle A.2 in Anhang A. Die SVP beinhaltet ausreichend konvergierte Lösungen und die Regression der Ausgabegrößen mittels des Kriging-Modells weist sehr hohe Prognosekoeffizienten um 95 % auf (Tabelle 4.3).

Die beschriebenen CSM werden als Add-Ins in die Excel-basierte *1D-Nachrechnung* eingebunden. Dies ermöglicht das schnelle Abschätzen der geometrischen und thermodynamischen Einflüsse auf den Strömungsbeiwert, die Inzidenz sowie Abströmabweichung und somit auf die Güte der gesamten Turbine. Trotz der kurzen Berechnungsdauer der *1D-Nachrechnung* fließen durch die Kopplung mit den CSM das fundierte Strömungsverhalten und die dreidimensionalen Strömungseffekte ein, die normalerweise zu diesem frühen Punkt der Auslegung nicht vorliegen. Auch wird der gesamte Prozess der Auslegung beschleunigt, da durch die hohe Vorhersagegüte der *1D-Nachrechnung* die Anzahl an aufwändigen *CFD-Nachrechnungen* signifikant reduziert wird. Ein vergleichbares Vorgehen wurde bisher nicht publiziert.

Neben der schnellen Abschätzung der Einflüsse der Eingangsparameter auf das Strömungsverhalten von Turbinengittern können die CSM für weitere Analysen und die Entwicklung übergeordneter Auslegungsverfahren oder Optimierungen genutzt werden. Beispielhaft wurde eine detaillierte Analyse der CSM in WAESKER ET AL. [92] durchgeführt. Hierin wurde die Plausibilität des CSM der Überschalllaufräder überprüft. Die theoretischen physikalischen Einflüsse der Geometrieparameter Radienverhältnis und Querschnittsverhältnis auf das Strömungsverhalten zeigten sich im CSM deutlich. Anschließend wurden diese Ergebnisse durch CFD-Simulationen verifiziert. Für die Randbedingungen der COLCLOUGH-Tests [30] wurde ferner eine Optimierung für zwei unterschiedliche Vorderkantenabrundungen durchgeführt. Hierbei wurden die direkte Optimierung (basierend auf dem CFD-Modell) und die indirekte Optimierung (basierend auf dem CSM) miteinander verglichen. Die optimalen Geometrien sind nahezu identisch und der Unterschied im optimalen Strömungsbeiwert beträgt 0,2 % und $<0,1$ % (zur Vergleichbarkeit wurde die optimale Geometrie der indirekten Optimierung mittels CFD-Simulationen nachgerechnet).

Um die Anzahl an Iterationsschritten innerhalb der Vorauslegung zur Identifikation optimaler geometrischer Parameter zu minimieren, wurden CSM basierte Optimierungen für fixe Randbedingungen durchgeführt. Dies hat zum Ziel, gute initiale geometrische Werte für das Laufraddesign zu geben, da der Einfluss der geometrischen Randbedingung groß, nichtlinear und stark abhängig von den thermodynamischen Randbedingungen ist. Als wichtigste Einflussparameter wurden die Reynoldszahl und der Schaufelwinkel identifiziert und für jeweils fünf diskrete Werte dieser thermodynamischen Parameter Optimierungen durchgeführt⁴. Das Vorgehen und die Einstellungen der Optimierung werden in WAESKER ET AL. [92] erläutert. Im Unterschallbereich wird eine Machzahl von $M_1=0,4$ und

⁴ Für die Reynoldszahl die Werte $Re=2e^4, 5e^4, 1e^5, 2e^5, 3e^5$; für den Schaufelwinkel die Werte $\alpha^*=16^\circ, 22^\circ, 18^\circ, 34^\circ, 38^\circ$

im Überschallbereich von $M_1=1,2$ fixiert. In Summe ergeben sich für beide Machzahlen jeweils 25 Optimierungen. Im Modul *3D-Geometrie* werden basierend auf der Reynoldszahl und dem Schaufelwinkel initiale Geometriegrößen aus den Optimierungsergebnissen interpoliert und die Anzahl der Iterationsschritte in der Turbinenauslegung (Abbildung 4.5) gesenkt. Bei der Lavaldüse ist dieses Vorgehen nicht notwendig, da die Zusammenhänge eher linearer Natur sind.

4.3 Verdichter-Modell

Für das Modell zur Auslegung von Radialverdichtern wird ein analoges Vorgehen wie bei der Turbinenauslegung gewählt. Dies schafft Synergien und erhöht die Anwenderfreundlichkeit. Ebenso impliziert dies eine Analogie der Programmkomponenten, sodass das Flussdiagramm des Modells analog zum Flussdiagramm des *Turbinen-Modells* ist (Abbildung 4.5). Startpunkt ist die Schnittstelle *Eingabe* und das Modul *Grobauslegung Verdichter* (Abschnitt 4.1). Darauf aufbauend wird der Detaillierungsgrad in den *Geometrie-Randbedingungen* und der *3D-Geometrie* gesteigert. Das Vorgehen in den Modulen wird fortlaufend in der *1D-Auslegungsrechnung* und *1D-Nachrechnung* iterativ überprüft. Hierbei werden zunächst Literatur-Verlustmodelle für den Impeller verwendet und die Diffusorverluste abgeschätzt. Mit steigender Detaillierung werden die Diffusorverluste mit CSM ermittelt. Abschließend wird das *Teillastverhalten* ermittelt und die *1D-Nachrechnung* mittels der *CFD-Nachrechnung* verglichen, da speziell die dreidimensionalen Strömungseffekte nur so erfasst werden.

4.3.1 Beschreibung der Module

Die einzelnen Module des *Verdichter-Modells* werden im Folgenden beschrieben. Insgesamt werden sechs Module im *Verdichter-Modell* verwendet.

Geometrie-Randbedingungen

In der *Grobauslegung Verdichter* werden initiale Werte der Radien und der axialen Länge des Impellers gesetzt. Der Diffusor und einige Randbedingungen des Impellers – wie der Gehäusespalt j und die Schaufeldicke t_B – sind hierbei noch nicht vordefiniert. Außerdem basieren die Verluste und die Abströmung auf Annahmen. Für eine weitere Spezifikation der Verdichtergeometrie werden die Geometrie-Randbedingungen in diesem Modul gesetzt und anschließend in der *1D-Auslegungsrechnung* verifiziert.

Die Schaufeldicke wird im Folgenden als nicht konstant angenommen. Stattdessen wird ein Gradient über die Schaufelhöhe implementiert, sodass die Schaufel an der Spitze dünner als am Fuß ist. Begründet ist dies in den hohen Kräften und Belastungen im Schaufelfuß. Sowohl der Gehäusespalt als auch die Dickenverteilung werden basierend auf Erfahrungswerten in diesem Modul vordefiniert und mit der *1D-Auslegungsrechnung* verifiziert. Außerdem werden die geometrischen Randbedingungen des Diffusors definiert. Entscheidend ist, ob der Diffusor beschaufelt oder unbeschaufelt ausgeführt wird. Eine Beschaufelung sorgt einerseits für einen deutlich höheren Druckbeiwert respektive ein

höheres Stufendruckverhältnis. Andererseits sinkt der Betriebsbereich des Verdichters signifikant [10, S. 115–116]. Der Druckbeiwert wird für beschaufelte Diffusoren mit $c_p'=0,65$ und für unbeschaufelte Diffusoren mit $c_p'=0,45$ angenommen. Der Totaldruckverlustfaktor wird mit $\xi =0,2$ modelliert (Formel (A.9), Anhang A). Zur Abschätzung des Betriebsbereichs werden die von CASEY UND ROBINSON [157, S. 8] erstellten Regressionsfunktionen für die maximale φ_C , minimale φ_S und optimale Durchflusszahl von beschaufelten und unbeschaufelten Turboladerradialverdichtern herangezogen. Der Regressionsfehler ist hierbei gering. Die drei Durchflusszahlen sind abhängig von der Umfangsmachzahl M_{u2} der Verdichterstufe. Der Betriebsbereich α_B in Abbildung 4.9 – also das Verhältnis der maximalen und minimalen Durchflusszahl (Formel (4.10)) – ist wie bereits benannt bei beschaufelten Diffusoren deutlich geringer als bei unbeschaufelten Diffusoren. Außerdem sinkt der Betriebsbereich mit steigender Umfangsmachzahl.

$$\alpha_B = \frac{\varphi_C}{\varphi_S} \quad (4.10)$$

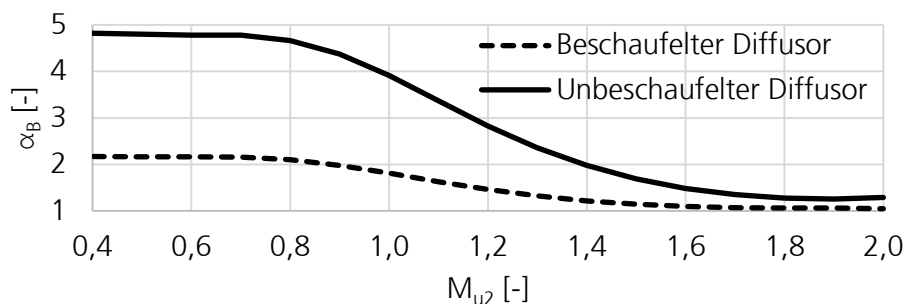


Abbildung 4.9: Betriebsbereich α_B von Radialverdichtern in Abhängigkeit der Umfangsmachzahl M_{u2} und des Diffusors; Daten: CASEY UND ROBINSON [157, S. 8]

Basierend auf den Daten von CASEY UND ROBINSON [157, S. 8] werden die Betriebsbereiche für beschaufelte und unbeschaufelte Diffusoren ermittelt. Zusätzlich wird der Einfluss der unterschiedlichen Druckbeiwerte auf die Verdichterdimensionierung und -kennwerte abgeschätzt. Dies bildet die Entscheidungsgrundlage für die Wahl eines beschaufelten oder unbeschaufelten Diffusors für die weitere Verdichterdimensionierung. Außerdem werden die Konturen des Diffusors fixiert. Es werden Diffusoren mit konstanter Breite modelliert ($b_2=b_3$). Der Durchmesser am Diffusoraustritt wird mit einem Erfahrungswert vordefiniert und in den nachfolgenden Modulen weiter spezifiziert.

3D-Geometrie

Analog zum *Turbinen-Modell* werden im *Verdichter-Modell* basierend auf den *Geometrie-Randbedingungen* 3D Geometrien erstellt und mittels der *1D-Nachrechnung* iterativ feinjustiert. Die im Folgenden dargestellten Geometrieprogramme werden mittels VBA-Skripten und Batch-Befehlen mit dem Excel-Programm gekoppelt und in den Ablauf des *Verdichter-Modells* eingebunden. Bei der Erstellung der Impellergeometrie wird auf das kom-

merzielle Programm BladeGen – eine Komponente des ANSYS BladeModelers – zurückgegriffen. Dieses Programm wurde speziell für die Erstellung von komplizierten Turbomaschinengeometrien erstellt. Das Programm bietet die Möglichkeit der Erstellung modernster Radialverdichterbauformen mit Pfeilung, Lean, Rake, Fillets oder Splitterblades, sodass die Erstellung eines eigenen Programmes nicht notwendig erschien.

Diese Flexibilität hinsichtlich der dreidimensionalen Schaufelkontur zeigt sich auch in den geometrischen Eingangsparametern. Neben der Vorgabe der Schaufelzahl und des Gehäusespaltes dienen Parameterverläufe als Eingabe. Die Kanalkontur der Nabe und des Gehäuses wird anhand des Radienverlaufes über die axialen Länge z definiert. Die Winkel- und Dickenverläufe der Schaufel sind wiederum eine Funktion der meridionalen Schaufellänge. Hierbei sind erneut separate Definitionen der Verläufe an Gehäuse und Nabe vorgesehen. Die Definition der Verläufe ist flexibel, sodass der Anwender zwischen Polynomen, Kreisfunktionen und Bézierkurven mit variabler Stützpunktzahl wählen kann [158]. Zwischen Gehäuse- und Nabendefinition besteht die Möglichkeit der Interpolation oder weiterer Verlaufsdefinitionen. Die Vorder- und Hinterkante kann entweder mithilfe einer Ellipse oder eines Kreises abgerundet werden oder entlang des Außenradius abgeschnitten werden (Cut-Off). Alle Parameter sind im Folgenden gelistet:

- Schaufelzahl; Z
- Gehäusespalt an der Ein- und Austrittskante; j_{LE}, j_{TE}
- Kanalkontur an der Nabe und dem Gehäuse; $r_{hub}(z), r_{shr}(z)$
- Winkelverlauf an der Nabe und dem Gehäuse; $\beta_{hub}^*(m), \beta_{shr}^*(m)$
- Dickenverlauf an der Nabe und dem Gehäuse; $t_{B,hub}(m), t_{B,shr}(m)$
- Ellipsenverhältnis; ea_x/ea_y
- Rake-Winkel; $\Delta\theta$

Für die Definition der beschriebenen Parameterverläufe werden in der vorliegenden Arbeit Bézierkurven verwendet. Dies ist in der Flexibilität und den stetigen Konturen begründet [10, S. 158]. Außerdem zeigt sich, dass durch die Wahl von fünf Stützstellen die notwendige Flexibilität bei einer geringen Anzahl an Parametern vorliegt. Durch die *Geometrie-Randbedingungen* sind initiale Werte für die Schaufelzahl und den Gehäusespalt sowie die Start- und Endpunkte der Parameterverläufe vordefiniert. Außerdem ist der Rake-Winkel am Schaufelaustritt als Differenz aus den Winkelkoordinaten $\Delta\theta$ von Gehäuse und Nabe definiert (Formel (4.11)) [10, S. 159]. Die Winkelkoordinate θ ist wiederum an die Kanalkontur und den Winkelverlauf geknüpft (Formel (4.12)) [10, S. 158]. Somit ist der Rake-Winkel ein einschränkender Parameter für den Radien- und Winkelverlauf. In diesem Modul sind initiale relative Parameterverläufe implementiert, die in der Kopplung mit der *1D-Nachrechnung* und der *CFD-Nachrechnung* Verdichter iterativ angepasst werden.

$$\Delta\theta = \theta_{TE,shr} - \theta_{TE,hub} \quad (4.11)$$

$$d\theta = \int \frac{\tan(\beta^*(m))}{r} dm \quad (4.12)$$

Für die parametrisierte Geometrieerstellung der Diffusoren von Radialverdichtern wird ein Octave-Berechnungsprogramm verwendet. Dieses Programm ist in der Veröffentlichung von KIENZLE ET AL. [140, S. 5] beschrieben, zeichnet sich durch eine hohe Robustheit und Flexibilität bei einer geringen Parameteranzahl aus und ist speziell auf den Anwendungsfall von Radialverdichterdiffusoren zugeschnitten. Hierbei sind die Schaufelzahl und die Schaufelhöhe parametrisiert. Neben den einzelnen Radien, die den Kanaleintritt und -austritt sowie die Vorderkante und Hinterkante definieren, lässt sich die Dicke der Geometrie über verschiedene Bézierkurvenkontrollpunkte variieren. Insgesamt wird die Dickenverteilung mit fünf Punkten gleichverteilt über die Schaufellänge modelliert. Die Ein- und Austrittswinkel der Geometrie sind variabel und auch die Vorderkante lässt sich mithilfe von elliptischen Zusammenhängen variieren. Die Schaufeln sind zweidimensional und somit erfolgt keine Geometrieänderung über die Schaufelhöhe. Zusammenfassend ergeben sich folgenden Geometrieparameter:

- Schaufelzahl; Z
- Schaufelhöhe; h_B
- Eintritts- und Austrittsradius des Diffusors; r_2, r_3
- Eintritts- und Austrittsradius der Diffusorbeschaufelung; r_{LE}, r_{TE}
- Dickenverlauf der Beschaufelung, Positionen relativ zur Schaufellänge; $t_B(m)$
- Ein- und Austrittswinkel der Beschaufelung; $\alpha_{LE}^*, \alpha_{TE}^*$
- Ellipsenverhältnis; ea_x/ea_y

1D-Auslegungsrechnung und 1D-Nachrechnung

Bei der *1D-Auslegungsrechnung* werden ohne die Definition einer genauen *3D-Geometrie* basierend auf den Verdichteranforderungen die Geometrie-Randbedingungen ermittelt und überprüft. Hierbei ist eine detaillierte Berechnung der Verluste und Abströmwinkel nicht möglich; die Werte werden mit Annahmen abgeschätzt. In der *1D-Nachrechnung* werden basierend auf der *3D-Geometrie* und dem totalen Eintrittszustand die Verdichtercharakteristika berechnet. Zusätzlich werden Leistung und Drehzahl als Randbedingung definiert. Ergebnisse sind der Massenstrom, die Stufenwirkungsgrade und -druckverhältnisse sowie die thermodynamischen Größen und Geschwindigkeiten in den Auswerteebenen. Da die Berechnungsverfahren der beiden Berechnungsmodule identisch sind, wird im Folgenden lediglich die *1D-Nachrechnung* beschrieben und am Ende dieses Abschnitts validiert.

Für die *1D-Nachrechnung* wird ein Iterationsverfahren mit der Iteration des Massenstroms und der Verteilung der Stufenleistungen entwickelt. Das Kriterium der Iteration ist das Residuum der Totalenthalpiedifferenz im Impeller. Zum einen wird es basierend auf den Zustandsgleichungen und zum anderen basierend auf der Eulergleichung (Formel (2.5))

berechnet. In jedem Iterationsschritt werden die thermodynamischen Größen und die Geschwindigkeiten in allen Auswerteebenen determiniert. Hierbei erfolgt die Berechnung in jeder Stufe analog, wobei die Eintrittsbedingungen der Folgestufe in der jeweiligen Stufenberechnung ermittelt werden.

In Ebene 1 sind aus den Umgebungsbedingungen die Totaltemperatur und der Totaldruck bekannt ($p_U=1,013 \text{ bar}_{\text{abs}}$ und $T_U=293,15 \text{ K}$, Abschnitt 3.2). Zusätzlich wird eine rein axiale Anströmung an den Radialverdichter angenommen. Durch die Vorgabe des Massenstroms aus der übergeordneten Iterationsschleife lassen sich alle statischen und totalen thermodynamischen Zustände sowie Geschwindigkeiten bestimmen (Anhang A). Neben den Geschwindigkeitskomponenten im mittleren (meridionalen) Schnitt werden die Geschwindigkeitsdreiecke an der Nabe und am Gehäuse determiniert. Diese werden für einige Impellerverlustmodelle benötigt, wie im Laufe des Abschnitts verdeutlicht wird. Die Umfangsgeschwindigkeit variiert proportional zum Radius (Gleichung (A.3), Anhang A). Für die Meridionalgeschwindigkeit wird keine radial konstante Verteilung in der Anströmung betrachtet. Es wird stattdessen angenommen, dass die Meridionalgeschwindigkeit mit steigendem Radius steigt [10, S. 64]. Dies ist beispielsweise im ANSYS Vista CCD so umgesetzt, dass am Gehäuse eine um den Faktor 1,05 höhere Meridionalgeschwindigkeit als im Eulerradius modelliert wird. Entlang des Anströmradius wird eine lineare Verteilung angenommen und somit die Meridionalgeschwindigkeit an der Nabe extrapoliert.

Basierend auf diesen Berechnungsvorschriften für die Meridional- und Umfangsgeschwindigkeit werden für eine axiale Anströmung die Geschwindigkeitsdreiecke bestimmt (Anhang A). Neben den Geschwindigkeiten ist die Machzahl entscheidend, da speziell in Gehäusenähe hohe Machzahlen und somit Verdichtungsstöße und Stoßverluste auftreten. Die Machzahl wird in Anlehnung an das Verfahren von CONRAD [159, S. 137] ermittelt. Wie in Gleichung (4.13) gezeigt, wird bei diesem Verfahren der Schaufelwinkel $\beta_{1,\text{shr}}^*$ herangezogen. Außerdem wird die Verblockung des Strömungskanals durch die Schaufeln Z mit der Dicke $t_{B,1}$ berücksichtigt.

$$M_{w1,\text{shr}} = \frac{c_{m1,\text{shr}} \cdot \sqrt{1 + \tan(\beta_{1,\text{shr}}^*)^2} \cdot \left(1 + \frac{\pi \cdot d_{1,\text{shr}}}{\pi \cdot d_{1,\text{shr}} - Z \cdot t_{B,1}}\right)}{\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_1}} \quad (4.13)$$

Die Verknüpfung der Auswerteebenen 1 und 2 erfolgt über den Minderleistungsfaktor (Formel (2.9)) und den Verlustbeiwert (Formel (2.10)). Da in der Literatur eine Vielzahl an Modellen für den Anwendungsfall vorhanden ist (Anhang A), wird hierfür kein eigenes CSM entwickelt, sondern ein optimales Literaturmodell ermittelt. In der Berechnung ist neben diesen Modellen die Totalenthalpieänderung im Impeller basierend auf der Leistung und dem Massenstrom aus dem übergeordneten Iterationsverfahren bekannt. Eine Zusammenfassung des Verfahrens zur Berechnung aller thermodynamischer Größen und Geschwindigkeiten findet sich in Anhang A. Die Berechnung erfolgt iterativ, da in die Verlustmodelle die Berechnungsgrößen der Auswerteebene 2 einfließen.

Die Berechnung der Auswertebene 3 erfolgt analog zur Auswertebene 2. Die Totalenthalpie der Ebene 3 entspricht bei einem adiabaten Diffusor der Totalenthalpie in Ebene 2. Die Verluste und die Abströmung des Diffusors werden basierend auf der Bauform ermittelt. Für beschauelte Diffusoren werden zu Beginn der Verdichterauslegung aufgrund fehlender geometrischer Spezifikationen der Druckbeiwert und der Abströmwinkel angenommen. Nachdem der Diffusor im Modul *3D-Geometrie* vollständig definiert ist, werden diese Werte basierend auf einem CSM (Abschnitt 4.3.2) ermittelt. Für unbeschauelte Diffusoren wird das Verfahren nach ECKERT [13, S. 387–391] verwendet.

Im Anschluss an den Diffusor wird optional ein Zwischenkühler modelliert. Wie im Modul *Grobauslegung Verdichter* in Abschnitt 4.1 beschrieben, wird dieser mit einer Grädigkeit von $\Delta T=20$ K und einem auf den Totaldruck bezogenen relativen Druckverlust von $\Delta p_{t,rel}=0,03$ angenommen. Falls keine weitere Verdichterstufe folgt, wird eine adiabate Volute mit einem fixen Totaldruckverlustfaktor angesetzt (Formel (A.9), Anhang A). Andernfalls wird ein adiabater Rückführkanal zur nächsten Stufe modelliert und ebenfalls ein (höherer) Totaldruckverlustfaktor angenommen. Die Austrittsfläche des Rückführkanals wird durch die Eintrittsebene der folgenden Verdichterstufe definiert.

Das beschriebene Modul *1D-Nachrechnung* wird im Folgenden für die Messwerte von Rotor0 und RotorA von ECKARDT [138] sowie den RadiVer von ZIEGLER [160] angewendet, um die Einflüsse verschiedener Minderleistungs- und Verlustbeiwertmodelle zu ermitteln und die *1D-Nachrechnung* zu validieren. In Abbildung 3.10 in Abschnitt 3.4 sind für den Rotor0 verschiedene Drehzahllinien und somit die Totaldruckverhältnisse bei unterschiedlichen Massenströmen dargestellt. In den *1D-Nachrechnungen* können verschiedene Modelle für die Minderleistung und den Verlustbeiwert verwendet werden. Im Zuge der Validierung wurden verschiedene Kombinationen dieser Modelle hinsichtlich ihrer Übereinstimmung zu den Daten von ECKARDT überprüft. Für den Rotor0 zeigt das WIESNER-Modell [19] in Kombination mit den Verlustbeiwerten von OH ET AL. [20] die höchste Übereinstimmung. Trotz der in den Teillastbereichen existierenden Unterschiede zu den Messdaten, werden die Drehzahlkurven im Allgemeinen mit einer hohen Genauigkeit abgebildet. Im Zuge der vorliegenden Arbeit wurde die *1D-Verdichternachrechnung* außerdem am RotorA von ECKARDT [138, S. 80] validiert. Die Übereinstimmung ist vergleichbar hoch. Die Verlustbeiwerte werden erneut optimal von dem OH-Modell wiedergegeben. Hinsichtlich der Minderleistung zeigt jedoch das QIU-Modell die höchste Übereinstimmung. QIU ET AL. [161, S. 5] zeigen in ihrer Veröffentlichung, dass bei dem RotorA mit sehr hohen Krümmungsraten $d\beta/dm$ das WIESNER-Modell ungenau ist. Dieses Erkenntnis wird in dieser Arbeit bestätigt. In Abbildung 4.10 ist der isentrope Wirkungsgrad aus den Messungen von ZIEGLER (RadiVer⁵) [160, S. 101] dargestellt. Bei niedrigen Massenströmen ist die Übereinstimmung mit der *1D-Nachrechnung* sehr hoch (Minderleistung: QIU; Verlustbeiwert: OH). Bei höheren Massenströmen sind die Unterschiede groß. Auch das hier nicht dargestellte

⁵ Die Messungen des Testverdichters »Radiver« wurden am Institut für Strahltriebwerke und Turbomaschinen der RWTH Aachen durchgeführt. Teile der Untersuchungen wurden von der Deutschen Forschungsgemeinschaft gefördert (DFG)

Druckverhältnis wird bis zu einem Massenstrom von 1,2 kg/s in der *1D-Nachrechnung* wiedergegeben.

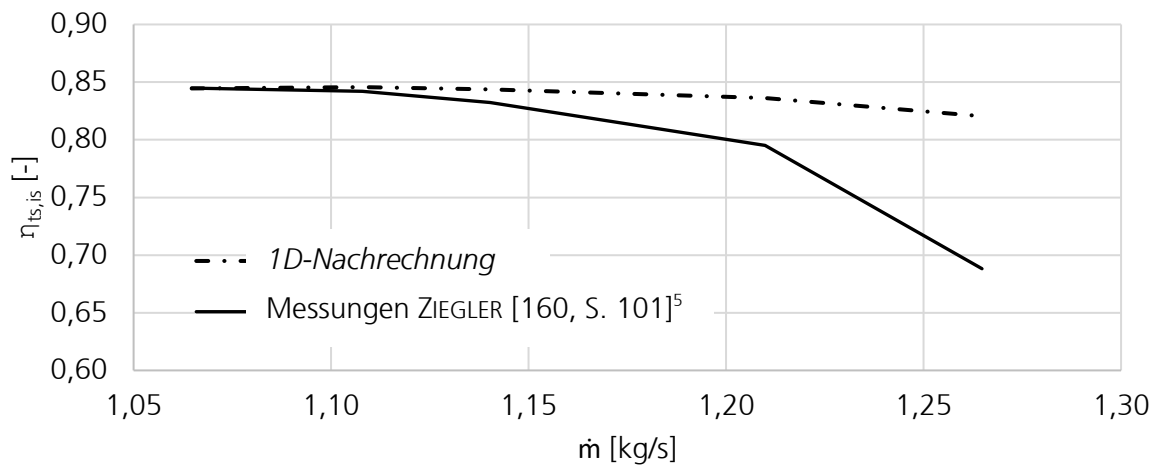


Abbildung 4.10: Vergleich des isentropen Wirkungsgrades $\eta_{ts,is}$ des RadiVers aus den Messungen von ZIEGLER [160, S. 101]⁵ und den 1D-Modellen der vorliegenden Arbeit

Bei den Verlustbeiwerten der drei Validierungsverdichter zeigt sich, dass das Modell von OH ET AL. [20] die höchsten Übereinstimmungen zeigt und somit in der vorliegenden Arbeit verwendet wird. Bezüglich der Minderleistungsmodellierung sind weiterführende Untersuchungen notwendig, die in Abschnitt 4.3.2 gezeigt werden. Die Diffusorverluste werden mit dem Verfahren nach ECKERT (unbeschauelter Diffusor) respektive eigenen CSM (beschauelter Diffusor) modelliert. Zusammenfassend ist die *1D-Nachrechnung* vor allem im Auslegungspunkt des Verdichters sehr genau, sollte abschließend aber noch durch eine *CFD-Nachrechnung* verifiziert werden.

Teillastverhalten und CFD-Nachrechnung

Im Modul *Teillastverhalten* werden für variierende Randbedingungen die *1D-Nachrechnungen* ausgeführt, wie in der Validierung der *1D-Nachrechnung* bereits angewandt. Dieses Modul *Teillastverhalten* dient zur Datenverarbeitung der Daten aus den jeweiligen *1D-Nachrechnung* und der darauf aufbauenden Analyse des Verdichters bei variierenden Betriebspunkten sowie der Betriebsbereiche. Ein Vergleich zu den Betriebsbereichen von CASEY UND ROBINSON [157, S. 8] aus den *Geometrie-Randbedingungen* wird hierbei durchgeführt. Bei geringen Massenströmen wird der Betriebsbereich durch den Zusammenbruch und das Rückströmen des Fluides (Pumpen) in Teilen des Verdichterquerschnitts (Rotating Stall) oder im gesamten Querschnitt (Surge) begrenzt. Das Pumpen tritt bei positiver Steigung der Druckzahl (Formel (2.8)) auf [162, S. 1857] und wird in diesem Modul durch die Auswertung dieser Kennzahl bei verschiedenen Randbedingungen ermittelt. Bei großen Massenströmen wird in einem Querschnitt des Verdichters die Machgeschwindigkeit erreicht und der Verdichter sperrt (Choke). Hierbei ist die sperrende Querschnittsfläche nicht zwingend im Eintritts- oder Austrittsbereich des Verdichters vorzufinden. Da in der *1D-Nachrechnung* aber nur diese beiden Querschnitte berechnet werden, wird im

Teillastverhalten die Sperrgrenze mitunter nicht korrekt detektiert. Somit ist eine belastbare Sperrgrenze nur in einer *CFD-Nachrechnung* oder in Messungen eines realen Verdichters ermittelbar.

Das Vorgehen der *CFD-Nachrechnung* der Verdichter aus Abschnitt 3.4 wird in die Verdichterauslegung mittels Automatisierungsskripten integriert. Die Ergebnisse der *CFD-Nachrechnung* und *1D-Nachrechnung* sind nicht direkt vergleichbar, da die parasitären Leckageverluste (Anhang A) nicht in dem gewählten CFD-Setup enthalten sind. Daher sind diese Verlustanteile in der *1D-Nachrechnung* optional ausschaltbar, sodass die Ergebnisse direkt miteinander verglichen werden können. Diese parasitären Verluste sind auch einer der Gründe, weshalb die Verluste in CFD-Simulationen in der Regel geringer als in realen Teststandsversuchen sind.

4.3.2 Auswahl geeigneter Minderleistungsmodelle und CFD-basiertes Surrogate-Model (CSM) von Diffusoren

Für die Minderleistung und den Verlustbeiwert von Radialverdichterimpellern wird in der vorliegenden Arbeit kein CSM entwickelt. Zum einen zeigt die Validierung der *1D-Nachrechnung* in Abschnitt 4.3.1, dass die Messdaten durch die Literaturmodelle mit hoher Genauigkeit wiedergegeben werden. Zum anderen beruhen diese Modelle nicht nur auf rein mathematischer Regression, sondern auf empirisch gestützten physikalischen Zusammenhängen. Die Analyse der Verlustbeiwerte in Abschnitt 4.3.1 verdeutlicht, dass die geringsten Unterschiede zu den Messwerten beim OH-Modell vorliegen. In Bezug auf die Minderleistung zeigt sich in der Validierung kein eindeutiges Ergebnis, da je nach Radialverdichter das WIESNER- oder QIU-Modell die höchste Übereinstimmung zeigt. Daher wird im Folgenden aus der Vielzahl von Minderleistungsmodellen (Anhang A) ein optimales Modell ausgewählt, um es für das *Verdichter-Modell* der Untersuchungen dieser Arbeit zu verwenden. Hierzu werden ähnlich wie bei den CSM basierend auf einer statistischen Versuchsplanung (SVP) die geometrischen und thermodynamischen Randbedingungen von Radialverdichterimpellern variiert und in CFD-Simulationen berechnet. Die Ergebnisse dienen zur Bewertung der Literatur-Minderleistungsmodelle. Für den Druckbeiwert und den Abströmwinkel der Diffusoren wird im Anschluss ein CSM erarbeitet.

Für die Impellersimulationen werden die Einstellungen und Diskretisierungen aus Abschnitt 3.4 verwendet. Das detaillierte Vorgehen wird in WAESKER ET AL. [141] erläutert. Für den Vergleich werden neun Parameter und 598 Radialverdichterimpeller herangezogen und die Differenz $\Delta\sigma_M$ zwischen den Minderleistungen in vier Literaturmodellen und den CFD-Simulationen ermittelt. Die statistische Analyse dieser Datensammlung ist in Tabelle 4.4 zusammengefasst. Die Ergebnisse der Abweichungsanalyse stützen die Ergebnisse der Validierung der *1D-Verdichternachrechnung*: Das WIESNER- und QIU-Modell zeigen die größten Übereinstimmungen zu den CFD-Simulationen mit RMSE-Werten von 0,031 und 0,035 sowie mittleren Abweichungen von 0,020 und 0,022. Speziell die mittlere Abwei-

chung ist im PFLEIDERER-Modell deutlich höher, obgleich dieses Modell die geringste maximale Abweichung aufweist. Das STODOLA-Modell zeigt die geringste Übereinstimmung. Eine detaillierte Analyse der Einflussparameter der Minderleistung und Abweichungen findet sich in der Veröffentlichung von WAESKER ET AL. [141]. Basierend auf diesem Modellvergleich und den Validierungen werden in der vorliegenden Arbeit die Minderleistungsmodelle von QIU und WIESNER verwendet. Hierbei wird bei kleinen Krümmungsraten am Austritt der Schaufel ($d\beta/dm < -9$ rad/m) das QIU-Modell verwendet, da in diesem Bereich beim Beispiel des RotorA die Ungenauigkeiten des WIESNER-Modells hoch sind [161, S. 5]. Im Bereich größerer Krümmungsraten wird das WIESNER-Modell verwendet. Bei der Verifizierung der *1D-Nachrechnung* anhand der *CFD-Nachrechnung* liegt das Augenmerk auf der Minderleistung und dem gewählten Modell.

Tabelle 4.4: Abweichungsanalyse der Minderleistungsmodelle $\Delta\sigma_M$ auf Basis von CFD-Simulationen aus WAESKER ET AL. [141, S. 9]

Kennzahl	Einheit	STODOLA	PFLEIDERER	WIESNER	QIU
Maximale Abweichung $\Delta\sigma_M$	[-]	0,206	0,165	0,172	0,185
RMSE $\Delta\sigma_M$	[-]	0,053	0,038	0,031	0,035
Mittlere Abweichung $ \overline{\Delta\sigma_M} $	[-]	0,041	0,029	0,020	0,022

Für die Druckbeiwerte und die Abströmabweichung der beschauelten Diffusoren wird ein eigenes CSM erstellt. Hierbei wird das Vorgehen der Modellerstellung aus Abschnitt 4.2.2 adaptiert und die Geometrieerzeugung aus Abschnitt 4.3.1 angewendet. In den Ausführungen in Abschnitt 3.4 sind die räumliche Diskretisierung und die Einstellungen der CFD-Simulationen zusammengefasst. Bezüglich der geometrischen Parameter werden einige Annahmen getroffen, um die Anzahl der zu variierenden Parameter zu begrenzen. In einer Voruntersuchung zeigte sich, dass der Eintrittsradius des Diffusorenkanals r_2 bei einer Normierung der anderen Radien einen geringen Einfluss hat und somit konstant auf einen typischen Wert für Radialverdichtern gesetzt wird ($r_2=120$ mm). Zusätzlich wird das Ellipsenverhältnis ea_x/ea_y mit einem Wert von 1,5 fixiert. Der unbeschauelte Einlassbereich des Diffusors wird im Zuge der vorliegenden Arbeit konstant mit $r_{LE}=1,14 \cdot r_2$ parametrisiert und diese Vorgabe in das CSM aufgenommen. Außerdem werden lediglich Keildiffusoren mit konstantem Gradienten des Dickenverlaufens $dt_B(m)/dm$ modelliert und somit nur die Dicke an der Vorderkante $t_B(m=0)$ und Hinterkante $t_B(m=\max)$ definiert.

Die daraus resultierenden geometrischen Parameter mit den unteren und oberen Grenzwerten sind in Tabelle 4.5 zusammengefasst. Zusätzlich wird die Eintrittstemperatur, Eintrittsmachzahl und auf die Schaufellänge bezogene Reynoldszahl in den für diese Arbeit relevanten Bereichen variiert. Die Anströminzidenz ist auf den Saugseitenwinkel bezogen. Eine LHS-SVP mit 380 konvergierten CFD-Simulationen wird erstellt und bildet die Grundlage für das CSM. Die genaueste Regression des Druckbeiwertes liefert das Kriging-Modell bei einem PK von 87,2 %. Dies entspricht einem RMSE-Wert von 0,054 und einer mittlere-

ren Abweichung von 0,039. Für die Abströmabweichung zeigt das Polynom zweiten Grades mit Mischtermen die geringste Abweichung bei einem PK von 95,3 %. Im Mittel entspricht dies einer Abweichung von 0,918° bei einem RMSE-Wert von 1,296. Zusammenfassend sind die Prognosekoeffizienten erneut weit über dem Zielwert von PK=80 % und die Regressionen können in die *1D-Nachrechnung* eingebunden werden.

Tabelle 4.5: Zusammenfassung der Parameter und der Parametergrenzen für das CSM von Diffusoren

Parameter	Einheit	Untere Grenze	Obere Grenze
Reynoldszahl Re	[-]	$1 \cdot 10^5$	$7 \cdot 10^6$
Eintrittstemperatur $T_{t,ein}$	[K]	350	500
Eintrittsmachzahl M_{ein}	[-]	0,5	0,8
Anströminzidenz Δi	[°]	-4	9
Relative Schaufelhöhe h_B/r_2	[mm]	0,02	0,25
Schaufeleintrittswinkel α_{LE}^*	[°]	50	75
Rel. Schaufelaustrittswinkel $\alpha_{TE}^* - \alpha_{LE}^*$	[°]	0	50
Schaufelzahl Z	[-]	10	20
Vorderkantendicke $t_B(m=0)$	[mm]	0,02	1,25
Hinterkantendicke $t_B(m=max)$	[mm]	0,2	30,0
Relativer Schaufelaustrittsradius r_{TE}/r_2	[-]	1,10	1,65
Relativer Diffusoraustrittsradius $(r_3-r_{TE})/r_2$	[-]	0,15	0,30

4.4 Modell zur Systembewertung

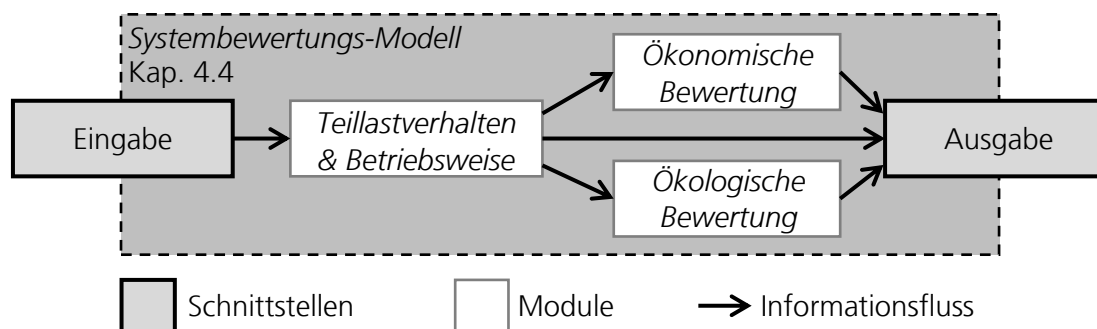


Abbildung 4.11: Darstellung der Abhängigkeiten der Module im Systembewertungs-Modell sowie des Informationsflusses

Die zuvor beschriebenen Modelle ermöglichen eine detaillierte dreidimensionale Auslegung und technische Bewertung der Gleichdruckturbine und des Radialverdichters. Abschließend wird in diesem Abschnitt ein Modell entwickelt, um das Gesamtsystem Dampfturbolader zu bewerten. Die Zusammenhänge dieses *Systembewertungs-Modells* sind in Abbildung 4.11 dargestellt. In einem ersten Schritt werden Modelle für die Fragestellung des Dampfturbolader-Teillastverhaltens und die resultierende Betriebsweise erarbeitet und das System technisch bewertet. Aufbauend auf diesem Modell *Teillastverhalten &*

Betriebsweise werden Modelle zur *ökologischen Bewertung* und *ökonomischen Bewertung* ausgeführt. Die Referenzen zur Bestimmung der Mehrwerte wurden bereits in Abschnitt 3.2 hergeleitet.

Teillastverhalten & Betriebsweise

In diesem Modul werden die Ergebnisse des *Turbinen-* (Abschnitt 4.2) und *Verdichter-Modells* (Abschnitt 4.3) kombiniert. Ziel ist die Bestimmung des Dampfturbolader-Betriebspunktes bei bestimmten Netzrandbedingungen. Grundlage bildet die Differentialgleichung (2.24), in der die Verdichter-, Turbinen- und Reibleistung (P_V , P_T und P_f) sowie die Drehzahl und das Massenträgheitsmoment ins Verhältnis zur Drehzahländerung gesetzt werden. Im Folgenden werden allerdings transiente Vorgänge vernachlässigt und lediglich stationäre Zustände mit konstanter Drehzahl betrachtet.

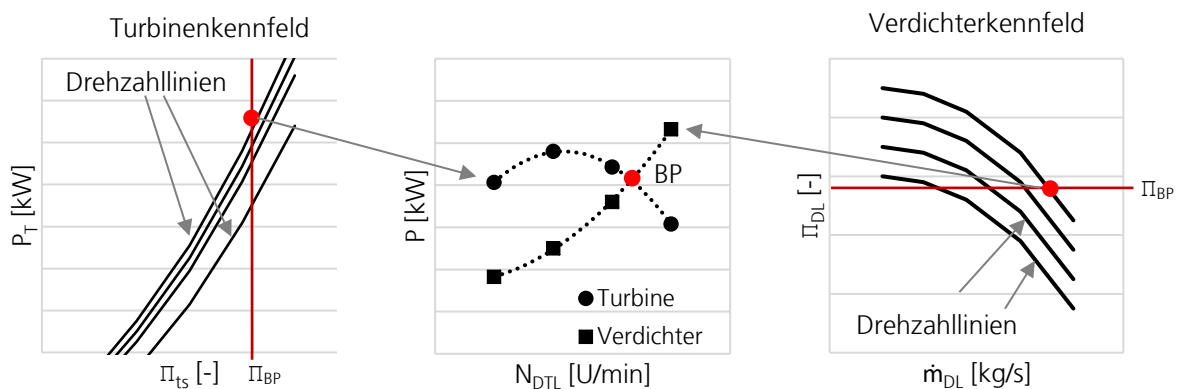


Abbildung 4.12: Schema der Bestimmung der Dampfturbolader-Drehzahl und -Leistung auf Basis des Turbinen- und Verdichterkennfelds

Im stationären Zustand sind die drei oben genannten Leistungen bei einer konstanten Drehzahl im Gleichgewicht ($P_T = P_V + P_f$). Zur Berechnung des Zustandes werden der Betriebspunkt des Dampfnetzes und das Druckverhältnis des Verdichters benötigt. Für diese Daten wird aus den Kennfeldern eine Leistungs-Drehzahl-Kurve sowohl für den Verdichter als auch die Turbine ermittelt (Abbildung 4.12). Zusätzlich wird die Reibleistung ermittelt, die mit 2 % der Turbinenleistung angenommen [12, S. 126] [18, S. 245] [126, S. 22] und von der Turbinenleistungskurve subtrahiert wird. Der Schnittpunkt der Verdichter- und angepassten Turbinenkurve entspricht dem stationären Dampfturbolader-Betriebspunkt, der vollständig durch die Leistung und Drehzahl beschrieben ist. Außerdem sind in diesen Punkten der Dampfmassenstrom, Druckluftmassenstrom und der exergetische Wirkungsgrad berechenbar. Basierend auf diesem Verfahren können ganze Betriebslinien für variierende Netzparameter und somit das Teillastverhalten des Dampfturboladers determiniert werden.

Diese Betriebslinien werden zur Abschätzung der Betriebsweise verwendet. Es lassen sich je nach Variation des Druckes im Druckluftnetz oder der Betriebspunkte im Dampfnetz die maximal möglichen Betriebsbereiche abbilden. Je nach Breite dieses Betriebsbereichs

können verschiedene Fahrweisen oder Regelstrategien ermittelt werden. Falls der Betriebsbereich zu gering ist, ist lediglich eine konstante Fahrweise im Grundlastbetrieb möglich. Zusätzlich lässt sich eine druckluft- oder dampfgeführte Fahrweise – also die Fokussierung auf eine jeweilige Parameteränderung – ableiten.

Ökonomische Bewertung

Im Zuge der vorliegenden Arbeit wird die Ökonomie der Dampfturbolader mit der Ökonomie der Referenzszenarien der Druckluftherzeugung (Abschnitt 3.2) verglichen. Bei diesem Vergleich werden identische Druckluftmengen und -druckniveaus betrachtet, sodass für beide Fälle der identische Nutzen vorliegt. In Anhang C sind verschiedene Methoden zur ökonomischen Bewertung von Systemen und Investitionsentscheidungen zusammengefasst. Aufgrund des identischen Nutzens eignet sich die Kostenvergleichsrechnung als statisches Verfahren. Der Kostenunterschied ΔK ist in Formel (4.14) dargestellt. Die Kosten des Dampfturboladers K_{DTL} entsprechen den Brennstoffkosten für die zusätzlich benötigte Dampfenergie. Diese Kosten setzen sich aus den spezifischen Gaskosten k_{Gas} , dem zusätzlichen Dampfenergiestrom ΔQ_{DA} , dem Kesselwirkungsgrad η_{Kessel} und den Volllaststunden τ zusammen. Diesen Kosten stehen die Kosten der elektrischen Energie im Referenzszenario K_{Ref} gegenüber. Die Kosten der elektrischen Energie berechnen sich aus den spezifischen Stromkosten k_{el} , dem Druckluftvolumenstrom \dot{V}_{DL} , einer auf den Volumenstrom referenzierten spezifischen Leistung $p_{spez,DL,\dot{V}}$, dem Motorwirkungsgrad η_{Motor} und den Volllaststunden τ . Zusätzlich können die Kosten durch eine CO_2 -Steuer einbezogen werden, die sich aus der CO_2 -Differenz Δm_{CO_2} (Formel (4.17)) sowie dem CO_2 -Preis k_{CO_2} zusammensetzen.

$$\Delta K = K_{Ref} - K_{DTL} = k_{el} \cdot \frac{\dot{V}_{DL} \cdot p_{spez,DL,\dot{V}}}{\eta_{Motor}} \cdot \tau - k_{Gas} \cdot \frac{\Delta Q_{DA}}{\eta_{Kessel}} \cdot \tau + \Delta m_{CO_2} \cdot k_{CO_2} \quad (4.14)$$

Fixkosten für beispielsweise den Personalaufwand oder die Infrastruktur werden in dem Modell nicht berücksichtigt, da keine signifikanten Änderungen zu erwarten sind. Ebenfalls nicht betrachtet werden die Investitionskosten und Restverkaufserlöse der Technologien. Zum einen entfällt ein Großteil der Kosten der Druckluftproduktion auf die Betriebskosten (65–82 %, Abschnitt 3.2). Zum anderen handelt es sich beim Dampfturbolader um eine Neuentwicklung, sodass die Abschätzung der Investitionskosten mit großer Ungenauigkeit behaftet wären. Außerdem wird die Investition in einen Dampfturbolader als Rationalisierung und nicht als Ersatzinvestition für eine defekte Maschine betrachtet, sodass die Investitionskosten in einen Standarddruckluftkompressor nicht betrachtet werden.

Obgleich die Investitionskosten eines Dampfturboladers nur schwer abschätzbar sind, lassen sich auf Basis der Bruttokapitalwertmethode die Ein- und Auszahlungen über die Projektlaufzeit zu maximalen Investitionskosten zusammenfassen (Formel (4.15)). Hierzu wird die Projektlaufzeit n und ein Zinssatz i verwendet. Die jährlichen Ein- und Auszahlungen

Z_t belaufen sich mit den beschriebenen Vereinfachungen auf die jährlichen Betriebskostenunterschiede ΔK . Die maximalen Investitionskosten können in den Konstruktionsprozess des Dampfturboladers als Randbedingung einfließen und dienen zur Abschätzung einer generellen ökonomischen Machbarkeit.

$$BKW_0 = I_{\max} = \sum_{t=1}^n Z_t \cdot (1+i)^{-t} = \sum_{t=1}^n \Delta K \cdot (1+i)^{-t} \quad (4.15)$$

Ökologische Bewertung

Wie in der Einleitung beschrieben, soll durch den Dampfturbolader die Energieeffizienz in der Druckluftproduktion erhöht werden. Dies lässt sich anhand des Primärenergieaufwandes (PEA) vergleichen. Hierzu wird in Formel (4.16) der PEA_{Ref} im Referenzszenario und der PEA_{DTL} des Dampfturboladers für eine identische Druckluftmenge mit identischem Druckniveau verglichen. Beim Dampfturbolader wird Energie durch den zusätzlichen Erdgaseinsatz verwendet, im Referenzszenario hingegen wird die Energie in Form von elektrischer Energie benötigt (Abschnitte 1 und 3.2). Der PEA des Dampfturboladers setzt sich aus dem Primärenergiefaktor $f_{p,\text{Gas}}$, dem Dampfenergiestrom ΔQ_{DA} , dem Kesselwirkungsgrad η_{Kessel} und den Volllaststunden zusammen τ . Beim Referenzszenario berechnet sich der PEA aus dem Primärenergiefaktor von elektrischer Energie $f_{p,\text{el}}$, dem Druckluftvolumenstrom \dot{V}_{DL} , einer auf den Volumenstrom referenzierten spezifischen Leistung $p_{\text{spez,DL},\dot{V}}$, dem Motorwirkungsgrad η_{Motor} und den Volllaststunden τ .

$$\Delta PEA = PEA_{\text{Ref}} - PEA_{\text{DTL}} = f_{p,\text{el}} \cdot \frac{\dot{V}_{\text{DL}} \cdot p_{\text{spez,DL},\dot{V}}}{\eta_{\text{Motor}}} \cdot \tau - f_{p,\text{Gas}} \cdot \frac{\Delta Q_{\text{DA}}}{\eta_{\text{Kessel}}} \cdot \tau \quad (4.16)$$

Analog lässt sich die Umweltbelastung in Bezug auf den CO_2 -Ausstoß ermitteln. Die Differenz im CO_2 -Ausstoß Δm_{CO_2} , der im Betrieb aufgrund des Energieeinsatzes entsteht, wird mithilfe des CO_2 -Emissionsfaktors von Gas EF_{Gas} und elektrischer Energie EF_{el} ermittelt (Formel (4.17)).

$$\Delta m_{\text{CO}_2} = m_{\text{CO}_2,\text{Ref}} - m_{\text{CO}_2,\text{DTL}} = EF_{\text{el}} \cdot \frac{\dot{V}_{\text{DL}} \cdot p_{\text{spez,DL},\dot{V}}}{\eta_{\text{Motor}}} \cdot \tau - EF_{\text{Gas}} \cdot \frac{\Delta Q_{\text{DA}}}{\eta_{\text{Kessel}}} \cdot \tau \quad (4.17)$$

Die Module zur *ökonomischen* und *ökologischen Bewertung* sind, wie in Abbildung 4.1 und Abbildung 4.11 dargestellt, die abschließenden Module, die bei der Auslegung, Untersuchung und Bewertung in der vorliegenden Arbeit verwendet werden. Das Gesamtmodell wird im Folgenden zur technischen und gesamtsystemischen Bewertung von Dampfturboladern in den Kapiteln 5 und 6 beispielhaft zur Anwendung gebracht.

5 Modellbasierte Entwicklung des Dampfturboladers und Bewertung der Auslegungsmethoden

In den vorherigen Kapiteln wurde das Gesamtmodell zur Dampfturbolader-Auslegung und -Bewertung erarbeitet und die Referenzszenarien für eine Dampfturbolader-Anwendung in Deutschland ermittelt. In diesem Kapitel wird dieses Gesamtmodell nun für die Referenzszenarien angewendet, um die technische Ausführung eines Dampfturboladers zu entwickeln und zu untersuchen. Hierzu werden zunächst die optimale Drehzahl und minimal mögliche Turbomaschinenstufenanzahl bestimmt. Darauf aufbauend werden für diese Parameter die Dampfturbolader detailliert ausgelegt sowie das Teillastverhalten der Maschinen quantifiziert. Im Anschluss werden die Auslegungen sowie das erarbeitete Modell anhand von optimierten Geometrien verifiziert. Abschließend werden die Ergebnisse diskutiert und die zweite und dritte Forschungsfrage beantwortet.

5.1 Ermittlung optimaler Drehzahlen und Stufenanzahlen

Die Anforderungen an einen Dampfturbolader sind unter anderem eine kostengünstige Herstellung und eine Integrierbarkeit in das bestehende Energiesystem (Abschnitt 3.2). Diese beiden Anforderungen implizieren eine möglichst kompakte Bauform respektive eine möglichst geringe Stufenanzahl der Turbomaschinen. Die Kompaktheit eines Dampfturboladers senkt die Materialkosten und somit die Herstellkosten. Außerdem wird eine Installation in bestehende industrielle Prozesse vereinfacht. Dieser Abschnitt widmet sich somit der minimalen Stufenanzahl der Turbomaschinen.

Die kostengünstige Herstellung schließt neben einer kompakten Bauform mit geringem Materialaufwand möglichst geringe Entwicklungskosten für den einzelnen Anwendungsfall ein. Der Entwicklungsaufwand für einen Dampfturbolader ist jedoch sehr hoch, da bedingt durch die heterogene Verteilung der Dampf- und Drucklufttrandbedingungen (Abschnitt 3.2) theoretisch für jeden Anwendungsfall ein spezifischer Dampfturbolader ausgelegt werden müsste. Um Entwicklungskosten sukzessive zu senken, wird in vielen Industriezweigen auf Baukastensysteme zurückgegriffen. Dies impliziert, dass die Schnittstellen der Teilkomponenten einer Maschine auf einen oder wenige Werte fixiert werden und so beliebig miteinander kombinierbar sind. Für den Anwendungsfall des Dampfturboladers bedeutet dies, dass für jede Leistungsklasse jede Turbine mit jedem Verdichter koppelbar sein muss. Folglich muss beispielsweise lediglich ein $\Pi=8$ -Verdichter mit 100 kW Antriebsleistung entwickelt werden, der mit allen Turbinen mit 100 kW Antriebsleistung koppelbar ist. Basierend auf dem Stand des Wissens und den erarbeiteten Koppelungsbeziehungen (Abschnitt 2.3.2) bedeutet dies, dass die Turbomaschinen gemäß dieser Anforderung mit identischen Drehzahlen auszulegen sind.

Für die Bestimmung dieser (optimalen) Drehzahl und die Ermittlung der minimal notwendigen Stufenanzahl wird das *Matching-Modell* aus Abschnitt 4.1 verwendet. Um den Berechnungsaufwand zu senken, wurden in einer Voranalyse die zu untersuchenden Drehzahlbereiche vorgefiltert. Es zeigt sich, dass für die 250 kW-Dampfturbolader Drehzahlen zwischen 40.000 U/min und 60.000 U/min sowie für die 100 kW-Anwendungen Drehzahlen zwischen 60.000 U/min und 90.000 U/min untersucht werden müssen. Bei der Analyse wird basierend auf den Betrachtungen aus Abschnitt 3.2 angenommen, dass die Turbine nicht durch den Dampfmassenstrom limitiert wird. Dementsprechend wird für die Exergiebestimmung des Dampfes im *Matching-Modell* eine Turbinenleistung vorgegeben. Mithilfe des drehzahlabhängigen isentropen Wirkungsgrades werden der Massenstrom sowie die Austrittsenthalpie und -entropie des Dampfes ermittelt. Beim Verdichter wird basierend auf dem vorgestellten Vorgehen (Abschnitt 4.1) der Druckluftmassenstrom und Verdichterwirkungsgrad in Abhängigkeit der Drehzahl bestimmt. Eingabegrößen sind hierbei der Verdichterenddruck, die Antriebsleistung und die Stufenanzahl. Die Verdichterrechnungen werden allesamt mit einer Zwischenkühlung nach jeder Verdichterstufe berechnet, sodass die Verdichtungsarbeit der nachfolgenden Stufe abgesenkt wird [13, S. 90]. Das Druckverhältnis der jeweiligen Verdichterstufe wird hierbei so gewählt, dass der Wirkungsgrad der Gesamtstufe optimal wird (Abschnitt 4.1).

Hinsichtlich der Stufenanzahl von Gleichdruckturbinen zeigt HAMPEL [163, S. 23], dass einstufige Ausführungen bis zu isentropen total-statischen Enthalpiedifferenzen von über $\Delta h_{ts,is}=500$ kJ/kg ausführbar sind. Alle drei Referenzfälle sind unterhalb dieser Grenze (Ref1=201 kJ/kg, Ref2=463 kJ/kg, Ref3=161 kJ/kg) und somit einstufig ausführbar. Hinsichtlich der Verdichterstufenanzahl werden mithilfe der beschriebenen Methoden zwei- und dreistufige Radialverdichter analysiert und die minimal-mögliche Verdichterstufenanzahl ermittelt. Hierzu wird überprüft, wie sich die Stufenanzahl auf die Verdichterkennzahlen auswirken und ob hierbei relevante Grenzwerte überschritten werden. Die Grenzwerte der Verdichter sind in Tabelle 4.1 gelistet (Abschnitt 4.1). Für die vorgefilterten Drehzahlbereiche wurden für einen Vektor mit zehn gleichverteilten Drehzahlen die *Grob-auslegungen* basierend auf dem *Matching-Modell* für alle Turbinen und alle Verdichter durchgeführt.

Bei der Analyse der Stufenanzahl der Verdichter zeigt sich, dass vor allem die Begrenzung der Umfangsmachzahl M_{u2} und der relativen Impelleraustrittsbreite b_2/r_2 kritische Begrenzungen der Ausführung darstellen. Bei den Dampfturboladern mit 250 kW-Antriebsleistung zeigt sich bei einer zweistufigen Ausführung der Kompression mit einem Druckverhältnis von elf, dass in der ersten Stufe die Grenze der Umfangsmachzahl von $M_{u2}=1,4$ (Abschnitt 4.1) deutlich überschritten wird ($M_{u2}=1,55$). Bedingt durch die hohen Umfangsgeschwindigkeiten werden die Impeller ohne Deckscheibe ausgeführt [15, S. 7]. Die resultierende relative Impelleraustrittsbreite ist in beiden Stufen bei allen Drehzahlen unterhalb des Grenzwertes von 0,05. Bei einer dreistufigen Ausführung der $\Pi=11$ -Kompression wird die Grenze der Umfangsmachzahl nicht überschritten und die relative Impelleraustrittsbreite ist in der letzten Stufe nur bei Drehzahlen unterhalb von 45.000 U/min

außerhalb des ausführbaren Bereichs. Somit wird die Kompression mit einem Druckverhältnis von elf in den Untersuchungen dieser Arbeit dreistufig ausgeführt.

Bei der Kompression mit einem Druckverhältnis von acht ist eine zweistufige Ausführung dagegen im Grenzbereich der Ausführbarkeit. Die Umfangsmachzahl der ersten Stufe überschreitet bei Drehzahlen oberhalb von 57.500 U/min den Wert von 1,4. Die relative Impelleraustrittsbreite der zweiten Stufe ist unterhalb von 50.000 U/min unterhalb des Grenzwertes von 0,05. Somit ist der Bereich zwischen 50.000 U/min und 57.500 U/min ausführbar. Bei den Verdichtern mit einer 100 kW-Antriebsleistung kommt man zu dem identischen Ergebnis, dass nur die $\Pi=8$ -Kompression zweistufig ausführbar ist.

Im Folgenden wird die Drehzahlbestimmung beispielhaft für eine Antriebsleistung von 250 kW dargestellt. Dass die Drehzahlabhängigkeiten der einzelnen Turbinen und Verdichter zum Teil gegenläufig sind, verdeutlicht Abbildung 5.1. Hier sind die isentropen Wirkungsgrade aller drei Turbinen der betrachteten Leistung visualisiert. Außerdem sind die polytropen Wirkungsgrade der drei Verdichterstufen des $\Pi=11$ -Verdichters dargestellt. Die zwei Stufen des $\Pi=8$ -Verdichters zeigen analoge Charakteristika und sind aus Darstellungsgründen daher nicht visualisiert. Alle Daten wurden mithilfe des *Matching-Modells* ermittelt. Es wird deutlich, dass für die Radialverdichter tendenziell höhere Drehzahlen optimal sind als für Axialturbinen (abgesehen der Dampfpreferenz 2). Das Optimum des $\Pi=11$ -Verdichters liegt sogar noch oberhalb der dargestellten 60.000 U/min. Bei den Turbinen ist das Verhalten heterogen. Die Turbinen der Referenzen 1 und 3 zeigen im dargestellten Drehzahlbereich ein abfallendes Verhalten, während die Turbine der Referenz 2 (mit dem am Abstand höchsten Druckgefälle) den maximalen Wirkungsgrad erst oberhalb von 60.000 U/min erreicht.

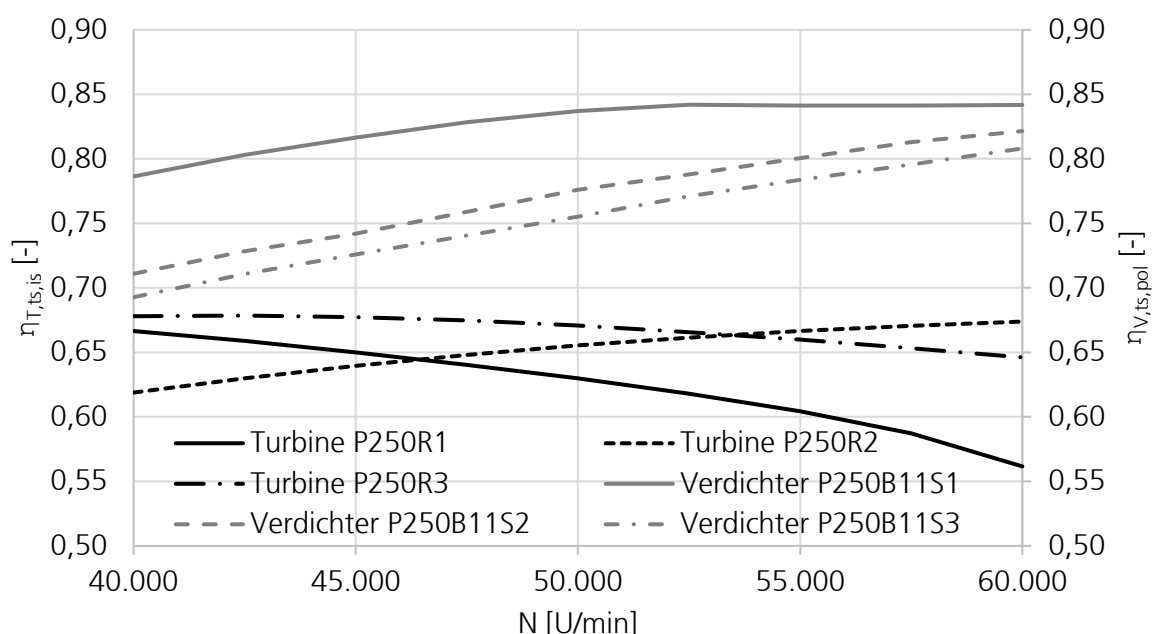


Abbildung 5.1: Drehzahlabhängigkeit der Wirkungsgrade $\eta_{T,ts,is}$ und $\eta_{V,ts,pol}$ bei 250 kW Antriebsleistung; Darstellung der drei Dampfpreferenzen und einer dreistufigen $\Pi=11$ -Kompression; Daten basieren auf *Grobauslegungen* (Abschnitt 4.1)

Diese konträren Drehzahlabhängigkeiten sollen bei der Bestimmung eines optimalen Drehzahlbereichs in Einklang gebracht werden. Zur Bestimmung der optimalen Drehzahlen werden in der Exergieanalyse insgesamt sechs Dampfturbolader (zwei Druckluft- und drei Dampfpräferenzen) für jede Leistungsklasse untersucht. Zuerst werden die exergetischen Wirkungsgrade ermittelt und daraus ein gemittelter Wirkungsgrad für jede untersuchte Drehzahl determiniert. Abschließend wird mithilfe eines Polynoms vierter Ordnung die optimale Drehzahl bestimmt. Hierbei zeigt sich, dass für eine Antriebsleistung von 250 kW eine Drehzahl von rund 55.000 U/min optimal ist. Der durchschnittliche exergetische Wirkungsgrad der sechs Dampfturbolader ist 48,1 %. Bei den 100 kW Anwendungen sind deutlich höhere Drehzahlen optimal. Bei einer Drehzahl von rund 82.000 U/min ist der durchschnittliche Wirkungsgrad mit 43,7 % maximal.

Aufbauend auf diesen Ergebnissen wird im Folgenden ein Dampfturbolader-Baukasten erstellt. Bei den Turbinen werden insgesamt sechs einstufige Turbinen ausgelegt: Für beide Leistungen respektive Drehzahlen wird jeweils eine Turbine für jede Dampfpräferenz ausgelegt. Bei den Radialverdichtern sind vier Maschinen auszulegen. Hierbei werden für beide Leistungen ein zweistufiger Radialverdichter mit einem Druckverhältnis von acht und ein dreistufiger Radialverdichter mit einem Druckverhältnis von elf ausgelegt.

5.2 Auslegung der Dampfturbolader für die Referenzszenarien

Im Folgenden werden für die ermittelten Drehzahlen, Stufenanzahlen und Referenzszenarien zunächst Turbinen und im Anschluss Verdichter detailliert ausgelegt und bewertet. Abschließend werden die gekoppelten Dampfturbolader technisch evaluiert.

Turbinenauslegungen

Für die Turbinenauslegung in diesen Untersuchungen wird das in den Abschnitten 4.1 und 4.2 beschriebene Vorgehen (Abbildung 4.5) und die dort beschriebenen Vereinfachungen angewandt. Das Ziel bei der Auslegung der sechs Turbinen ist es, dass die Aerodynamik der Stufe möglichst optimal und somit der isentrope total-statische Wirkungsgrad hoch ist. Auf eine Darstellung der einzelnen Auslegungsiterationen wird in der vorliegenden Arbeit verzichtet und lediglich die Endergebnisse der jeweiligen Auslegung veranschaulicht. Bei den Auslegungen wird konstant ein Radialspalt im Laufrad von 0,5 mm fixiert. Die Vorderkante des Laufrades ist mit einem Durchmesser von 0,3 mm abgerundet, wie COLCLOUGH [30, S. 196] empfiehlt. Die Hinterkante der Düse ist mit einem Durchmesser von 0,2 mm abgerundet.

In Tabelle 5.1 sind die übergeordneten Kennzahlen der Turbinenauslegungen zusammengefasst. Es wird deutlich, dass die Leistungen der Turbinen höher als die der Dampfturbolader sind. Dies ist im mechanischen Wirkungsgrad begründet, der mit 98 % angenommen wird (Abschnitt 4.4). Die durchgesetzten Massenströme sind abhängig vom isentropen Wirkungsgrad und der isentropen Enthalpiedifferenz, respektive den Dampfdrücken und -temperaturen. Die Massenströme in Referenz 3 sind um ungefähr 180 % höher als in Referenz 2. Die isentropen total-statischen Wirkungsgrade der ausgelegten Turbinen

varyieren zwischen 63,1 % und 71,2 %. Die Gründe hierfür werden im Laufe dieses Abschnitts aufgearbeitet. Der total-totale Wirkungsgrad, bei dem die kinetische Energie des abströmenden Fluides nicht als Verlust gewertet wird, ist in allen Fällen um knapp 6 %-Punkte höher als der total-statische Wirkungsgrad.

Tabelle 5.1: Zusammenfassung der übergeordneten Kennzahlen der sechs Turbinenauslegungen der vorliegenden Arbeit; Daten aus 1D-Turbinennachrechnung

	$P_{DTL}=100 \text{ kW}$			$P_{DTL}=250 \text{ kW}$		
	Ref1	Ref2	Ref3	Ref1	Ref2	Ref3
P_T [kW]	102,0	102,0	102,0	255,1	255,1	255,1
\dot{m}_{DA} [kg/s]	0,719	0,349	0,967	1,775	0,812	2,342
N [U/min]	82.000			55.000		
T_{t0} [K]	453,15	496,15	495,15	453,15	496,15	495,15
p_{t0} [bar _{abs}]	9,4	23,5	23,3	9,4	23,5	23,3
p_2 [bar _{abs}]	3,1	1,6	10,0	3,1	1,6	10,0
$\eta_{tt,is}$ [-]	0,763	0,690	0,711	0,770	0,737	0,744
$\eta_{ts,is}$ [-]	0,703	0,631	0,656	0,712	0,678	0,677
ρ [-]	0,049	0,099	0,142	0,076	0,067	0,058
n_s [-]	0,608	0,303	0,482	0,64	0,307	0,507
ν [-]	0,485	0,485	0,485	0,485	0,485	0,485
φ_2 [-]	0,484	0,466	0,491	0,504	0,481	0,475

Die spezifischen Drehzahlen der Turbinen in Tabelle 5.1 befinden sich zum Teil außerhalb des optimalen Bereichs der Gleichdruckturbinen (Optimum um $n_s=0,35$, Abschnitt 4.1). Dies ist in der Fixierung der Drehzahlen für den Dampfturbinen-Baukasten begründet und wird in Abbildung 5.1 deutlich. Die Laufzahl ν ist basierend auf den Modellen aus Abschnitt 4.2.1 bei allen Auslegungen mit einem Wert von 0,485 optimal. Die Durchflusszahlen in Ebene 2 liegen in einem Bereich von 0,466 bis 0,504. Die Reaktionsgrade sind alle knapp über null, obgleich ein Gleichdruckprofil in der Theorie mit einem Reaktionsgrad von null definiert wird. Die Strömungsphänomene der Umströmung der Vorderkante und im Transitionsbereich sowie die Anströmwindung sorgen für eine leichte Druckänderung des Fluids respektive einen leichten Reaktionsgrad. Im Umlenkbereich wird das Fluid bei nahezu konstantem Druck umgelenkt und dem Fluid kinetische Energie entzogen.

Die dargestellten Unterschiede in den isentropen Wirkungsgraden der einzelnen ausgelegten Turbinen werden anhand der Verlustverteilungen in den 1D-Nachrechnungen analysiert. Hierzu sind in Abbildung 5.2 die Spalt-, Nässe-, Düsen- und Laufradverluste sowie die Restenergie am Austritt der Turbine aufgetragen. Die aus den Verlusten resultierenden Enthalpiedifferenzen sind auf das Potenzial – die isentrope total-statische Enthalpiedifferenz – bezogen. Eins minus der Summe der Verluste ergibt den isentropen total-statischen Turbinenwirkungsgrad. Die Restenergie sorgt in allen Turbinen für einen Verlust von

knapp 8 %⁶. Die Unterschiede sind hierbei nur sehr gering. Tendenziell haben Turbinen mit einem hohen Druckverhältnis (Referenz 2) aufgrund der höheren Geschwindigkeiten eine höhere Restenergie. Bei den Laufradverlusten sind die Turbinen mit geringem Druckverhältnis (Referenz 1 und 3) effizienter, da diese als transsonische Turbinen mit Unterschallanströmung an das Laufrad ausführbar sind (Abschnitt 2.1). In Dampfreferenz 2 erfolgt eine Überschallanströmung (Überschallturbine), sodass Stoßverluste für höhere Verluste sorgen. Die Düsenverluste sind bei allen sechs Turbinen ungefähr identisch und mit durchschnittlich 9,4 % deutlich höher als die durchschnittlichen Laufradverluste (5,6 %). Diesen größeren Einfluss des Düsenwirkungsgrades auf den Turbinenwirkungsgrad dokumentiert auch BÜLTEN [135, S. 127]. Die einzelnen Nässeverluste wiederum unterscheiden sich signifikant. Das große Druckverhältnis in Dampfreferenz 2 resultiert in einem vergleichsweise hohen Nässegehalt und somit hohen Nässeverlusten. Diese sind mit knapp 5 % doppelt so hoch wie in den anderen beiden Referenzen.

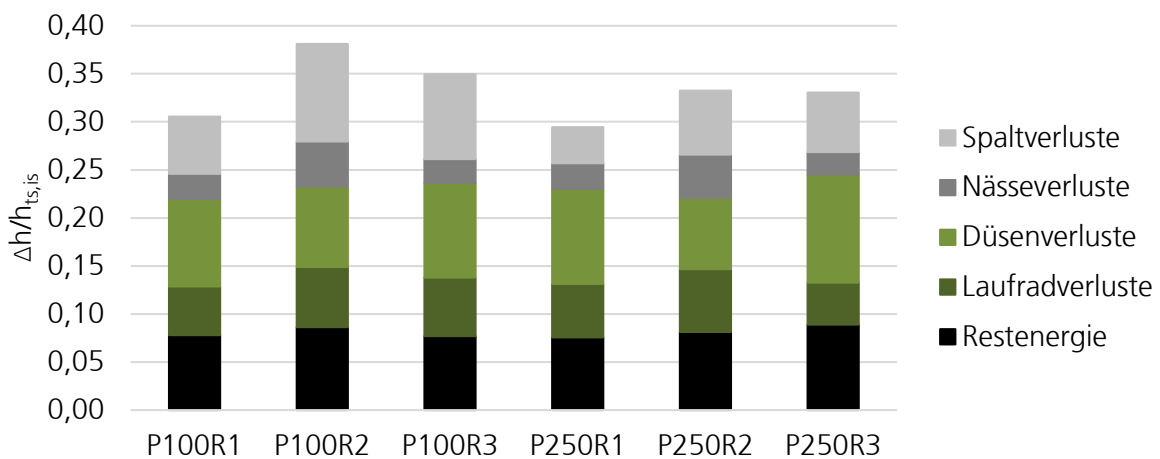


Abbildung 5.2: Gegenüberstellung der relativen Verlustanteile $\Delta h/\Delta h_{ts,is}$ (Spalt-, Nässe-, Düsen-, Laufradverluste und Restenergie) in den sechs Turbinenauslegungen der vorliegenden Arbeit

Bei einem Vergleich der Verluste der Turbinen mit 102 kW zu den Turbinen mit 255 kW Antriebsleistung sind bei den vier dargestellten Verlusten keine signifikanten Unterschiede vorhanden. Beim Spaltverlust wiederum ist dieser Unterschied sichtbar ausgeprägt. Die höchsten Spaltverluste liegen bei der Turbine mit 100 kW und Dampfreferenz 2 vor. Dies ist die Turbine mit den kürzesten Schaufeln und da der Radialspalt fixiert ist, ist bei dieser Turbine der relative Radialspalt am größten. Mit steigender Leistung steigt bei allen Turbinen der Massenstrom sowie die Schaufelhöhe und die Spaltverluste sinken. Die Spaltverluste variieren zwischen 4 % und 10 %. Zusammenfassend kann aus dieser Verlustanalyse geschlossen werden, dass eine Turbine mit hohem Wirkungsgrad in der vorliegenden Arbeit bei kleinem Druckverhältnis und hoher Leistung vorliegt. Dies ist in den geringeren Spalt-, Nässe- und Laufradverlusten begründet.

⁶ Die Restenergie $\Delta h/h_{ts,is}$ ist hierbei nicht identisch zur Differenz des total-totalen und total-statischen Wirkungsgrades, da die Wirkungsgrade mit unterschiedlichen Nennern definiert sind.

Basierend auf dem verwendeten methodischen Vorgehen der Turbinenauslegung werden die dargestellten Verlustanteile sowie die Turbinenauslegungen und *1D-Nachrechnungen* anhand von CFD-Simulationen verifiziert. Für die CFD-Simulationen der ausgelegten Turbinen wurden die Netzunabhängigkeit überprüft und die Gütekriterien aus Abschnitt 3.4 eingehalten. Wie bei der Modellierung beschrieben, werden bei der folgenden Gegenüberstellung von *1D-* und *CFD-Nachrechnungen* die Nässeverluste in den *1D-Nachrechnungen* ausgeklammert, damit eine Vergleichbarkeit zu den CFD-Simulationen vorliegt. Die Wirkungsgrade in der Gegenüberstellung in Tabelle 5.2 sind somit höher als in Tabelle 5.1. Bei der Leistung liegt allgemein eine hohe Übereinstimmung zwischen den beiden Nachrechnungen vor. Im Durchschnitt wird die Leistung in den CFD-Simulationen um 0,2 % im Vergleich zur analytischen Berechnung überschätzt. Die maximale Abweichung beträgt 2,1 %. Der Massenstrom stimmt nahezu exakt überein. Zum einen bestätigt dies die Annahme nahezu isentroper Strömung im konvergenten Düsenteil (Anhang A). Zum anderen wird die Notwendigkeit zur Entwicklung eines Blockagefaktors (Anhang A) zur Abschätzung der durch Grenzschichten versperrten Fläche im engsten Querschnitt begründet. Auch der isentrope total-statische Wirkungsgrad zeigt eine hohe Übereinstimmung mit durchschnittlich 0,4 % höheren Werten in den *CFD-Nachrechnungen* (maximal 2 %). Die größten Unterschiede werden im total-totalen Wirkungsgrad und Reaktionsgrad ermittelt. Dies verdeutlicht, dass leichte Differenzen in der Bestimmung des Zwischendrucks p_1 und der Abströmgeschwindigkeit c_2 vorliegen. Zusammenfassend sind die Übereinstimmungen der beiden Nachrechenverfahren deutlich ausgeprägt und die *1D-Nachrechnungen* können durch die CFD-Simulationen verifiziert werden. Außerdem werden bei diesem Vergleich die Vorteile der CSM deutlich, da durch die *1D-Nachrechnungen* in kurzer Rechenzeit ähnliche Detaillierungsgrade und belastbare Ergebnisse wie in der *CFD-Nachrechnung* vorliegen.

Tabelle 5.2: Gegenüberstellung der Ergebnisse der *1D-Nachrechnung* (exklusive der Nässeverluste) und *CFD-Nachrechnung* der Turbinenauslegungen

		$P_{DTL}=100 \text{ kW}$			$P_{DTL}=250 \text{ kW}$		
		Ref1	Ref2	Ref3	Ref1	Ref2	Ref3
P_T [kW]	CFD	106,0	108,1	107,0	270,3	268,9	267,6
	1D	105,9	110,1	105,9	264,7	272,5	264,0
\dot{m}_{DA} [kg/s]	CFD	0,719	0,347	0,967	1,777	0,810	2,340
	1D	0,719	0,349	0,967	1,775	0,812	2,342
$\eta_{tt, is}$ [-]	CFD	0,796	0,755	0,766	0,830	0,798	0,804
	1D	0,788	0,736	0,735	0,796	0,780	0,767
$\eta_{ts, is}$ [-]	CFD	0,731	0,673	0,688	0,754	0,717	0,711
	1D	0,730	0,681	0,681	0,739	0,725	0,701
ρ [-]	CFD	0,106	0,077	0,111	0,069	0,076	0,028
	1D	0,047	0,097	0,137	0,075	0,066	0,049

Zwar verdeutlicht der Vergleich von *1D*- und *CFD-Nachrechnungen* die hohe Güte der *1D*-Modelle hinsichtlich der gemittelten thermodynamischen und aerodynamischen Werte der Turbinen. Allerdings ist eine detaillierte Analyse der Strömung nur in den dreidimensionalen *CFD*-Simulationen möglich. Die beschriebenen Erkenntnisse der Verlustanteile zeigen sich in der Analyse der *CFD*-Simulationen zur Schaufelumströmung. Hierzu ist in Abbildung 5.3 die Machzahl der Turbine mit 100 kW und Dampfreferenz 1 bei 50 % Schaufelhöhe dargestellt. Bei dieser Referenz wird eine transsonische Turbine ausgelegt mit supersonischer Düsenabströmung im Inertialsystem und subsonischer Anströmung an das Laufrad im Relativsystem. In der Düse wird die kontinuierliche Beschleunigung im konvergenten Düsenquerschnitt zum engsten Querschnitt deutlich. Im engsten Querschnitt werden sonische Verhältnisse erreicht. Im divergenten Düsenabschnitt erfolgt die Beschleunigung in den Überschallbereich. Die Umströmung des Laufrades ist vergleichsweise homogen. Vor der Laufradspitze wird der Staupunkt deutlich. Auch zeigt sich in der weiteren Umströmung die Untergliederung in Druckseite (langsam umströmt) und Saugseite (schnell umströmt). Am Austritt der Schaufel wird die Grenzschicht an der Saugseite dicker, weil die hohen Geschwindigkeiten im Umlenkbereich für eine Belastung sorgen. Die Strömung löst jedoch nicht ab. Allgemein wird deutlich, dass die Strömungsbeiwerte bedingt durch die homogene Umströmung sehr hoch sind. WAESKER ET AL. [92] zeigen in ihrer Veröffentlichung, dass zu kurze Laufräder durch eine deutliche Reduktion des Strömungsbeiwertes aufgrund von Ablösungen und Stößen gekennzeichnet sind. Bei zu langen Laufrädern überwiegen die Reibungsverluste an den Schaufeln. Bei dieser Auslegung wurde eine optimale Länge basierend auf den CSM (Abschnitt 4.2.2) ermittelt.

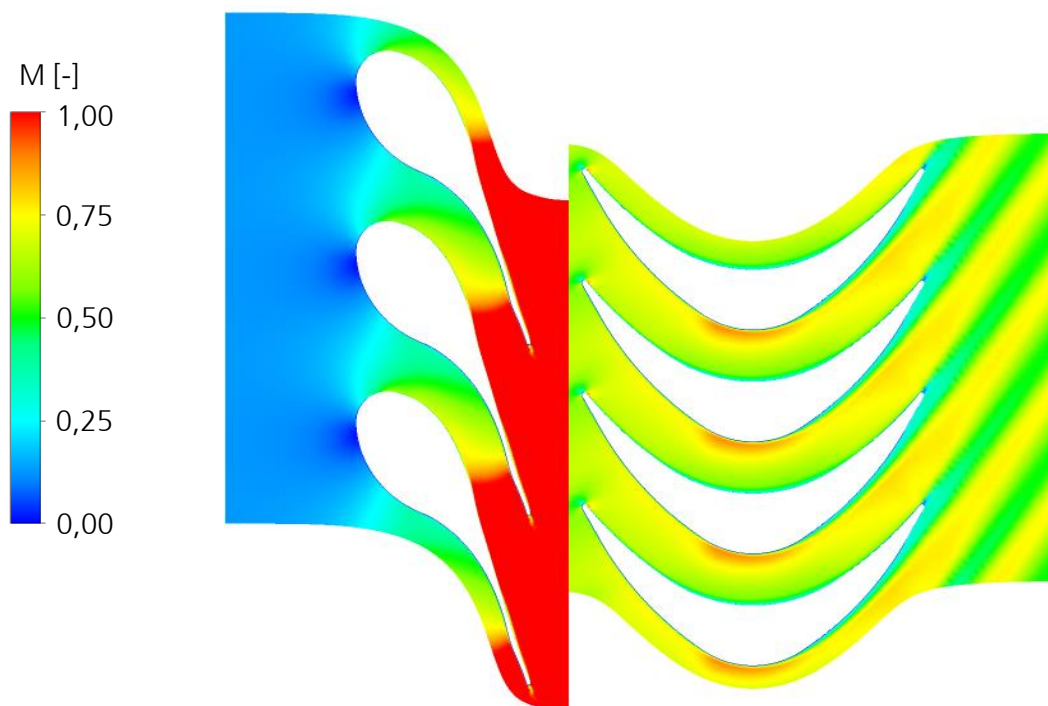


Abbildung 5.3: *CFD*-Simulation der Turbine mit 100 kW und Dampfreferenz 1; Darstellung der Machzahl M im Schaufelschnitt bei 50 % Kanalhöhe

Mithilfe der CFD-Simulationen lassen sich auch die Wirkungsgradcharakteristika bei hohen und niedrigen spezifischen Drehzahlen (Abbildung 4.3) verdeutlichen, die sich in den einzelnen Turbinenauslegungen der vorliegenden Arbeit zeigen. Für die Turbinen der Dampfreferenz 2 beträgt bei der Baukastendrehzahl die spezifische Drehzahl $n_s=0,303$. Weil die Turbinen mit einer konstanten Laufzahl von $v=0,485$ ausgelegt werden impliziert dies, dass der mittlere Radius der Turbine vergleichsweise groß ist. Um trotzdem den geforderten Volumenstrom bei nahezu gleichbleibender Meridionalgeschwindigkeit durchsetzen zu können, wird die Schaufelhöhe herabgesetzt. Da wie beschrieben der Schaufelspalt fixiert ist, wird der relative Schaufelspalt und somit der Spaltverlust groß. Der Einfluss der Schaufelhöhe auf die Strömung und die Spaltverluste wird in Abbildung 5.4 verdeutlicht. Bei sehr kurzen Schaufeln (linke Abbildung, Turbine P100R2) ist im hinteren Bereich des Gitters die Strömung im Gehäusebereich durch die fortlaufende Überströmung der Schaufel von der Druck- zur Saugseite stark verwirbelt. Auch die Kernströmung in der Passage wird hiervon beeinflusst. Bei großen Schaufelhöhen (rechte Abbildung, Turbine P250R1) ist die Kernströmung trotz der Überströmung im gesamten Bereich intakt und auch im hinteren Bereich der Passage sind die Stromlinien wohlgeordnet.

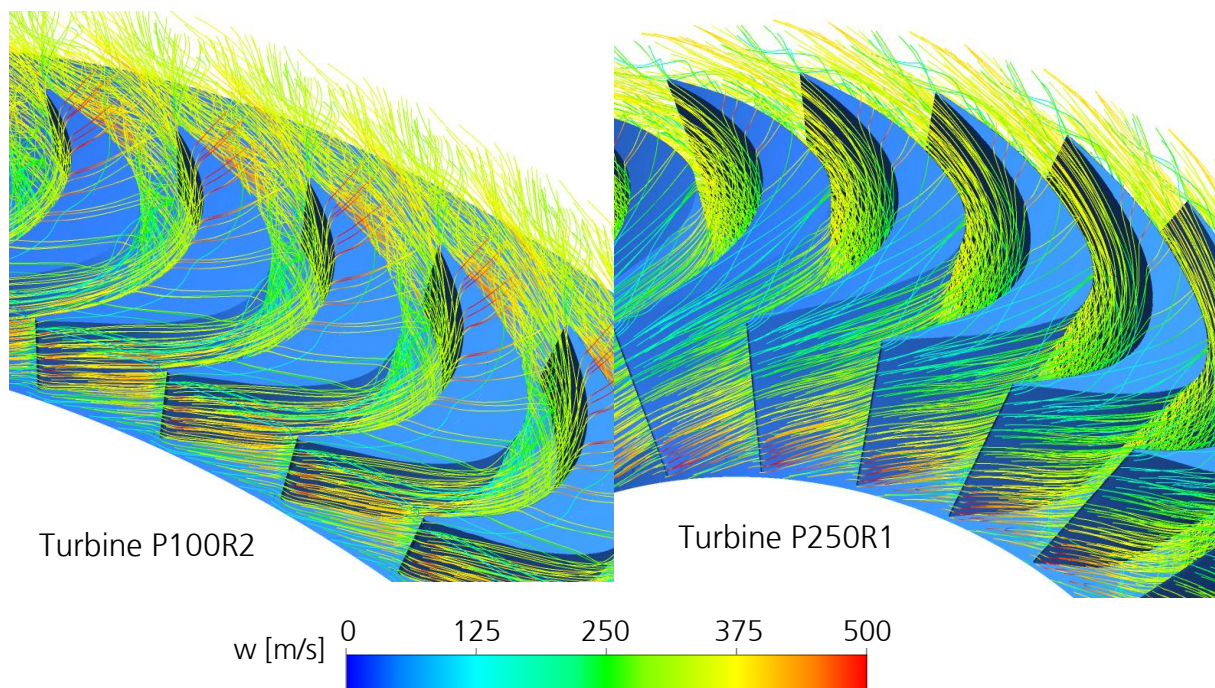


Abbildung 5.4: Gegenüberstellung der Stromlinien für einen Fall mit großem (P100R2) und kleinem (P250R1) relativen Gehäusespalt

Im reversen Fall, bei hohen spezifischen Drehzahlen ($n_s=0,64$) werden die Schaufeln lang. Hierdurch überwiegen dreidimensionale Schaufeleffekte, die den Laufradwirkungsgrad absenken. Der Reaktionsgrad ist im Nabenbereich negativ und variiert – wie auch der Anströmwinkel – entlang der Schaufelhöhe. Verdeutlicht wird dies in Abbildung 5.5 für die Turbine mit 250 kW und Dampfreferenz 1. In der Nähe der Nabe (bei 25 % Kanalhöhe) wird die Schaufel mit einer positiven Inzidenz angeströmt (blauer Staupunkt). Hier-

durch wird die Strömung hin zur Saugseite stark beschleunigt, was einen Bereich mit sonstigen Bedingungen und Stößen und somit hohen Verlusten bedingt. In Nähe des Gehäuses (bei 75 % Kanalhöhe) wird die Schaufel mit einer negativen Inzidenz angeströmt. Hierdurch wird das Fluid zur Druckseite beschleunigt sowie die Grenzschicht stark belastet (leichte Ablösung im Gebiet mit $M=0$). Mithilfe von dreidimensional verwundenen Schaufeln – die nicht Teil dieser Untersuchungen sind – lassen sich diese Effekte und die resultierenden Verluste absenken. DIXON [164, S. 169] verdeutlicht, dass dieser Effekt der radialen Geschwindigkeitsverteilung unterhalb eines Verhältnisses von Naben- zu Gehäuseradius von 0,8 auftritt ($Ref1 \approx 0,7$; $Ref2 \approx 0,8$; $Ref3 \approx 0,9$).

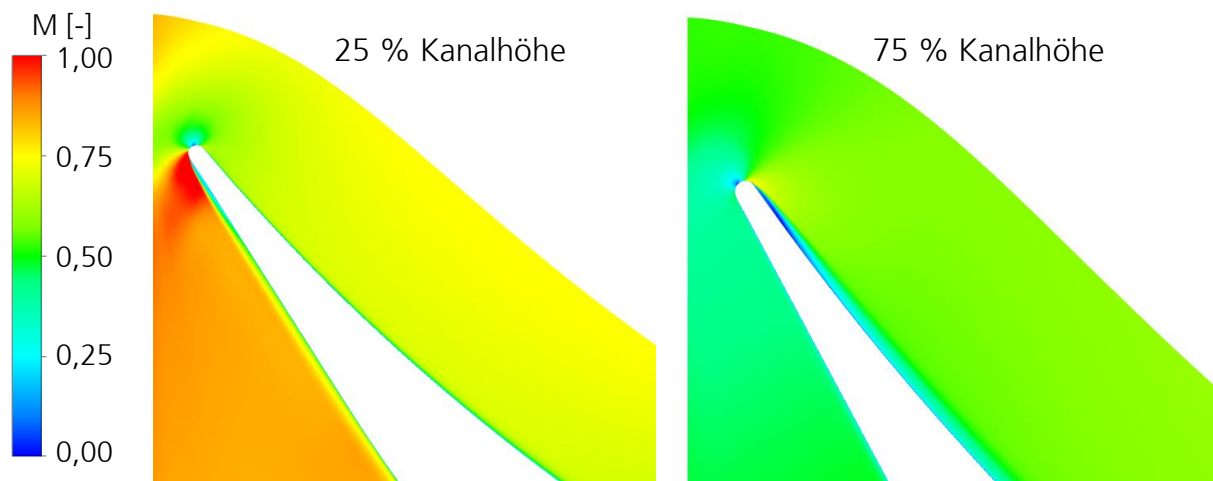


Abbildung 5.5: Darstellung der Laufradanströmung an die Turbine mit 250 kW und Dampfreferenz 1; links bei 25% Kanalhöhe, rechts bei 75 % Kanalhöhe

Leichte Unstimmigkeiten zeigen sich bei der Gegenüberstellung der isentropen Wirkungsgrade der sechs Turbinen mit dem Zusammenhang aus Abbildung 4.3 (Abschnitt 4.1). Basierend auf diesem Zusammenhang müsste der isentrope Wirkungsgrad der Turbine bei Dampfreferenz 1 niedriger als der Turbinenwirkungsgrad bei Dampfreferenz 3 sein, da in Referenz 1 die spezifische Drehzahl außerhalb des optimalen Bereichs ist. Es zeigt sich aber ein reverses Verhalten. Begründet ist dies im mittleren Radius: Das Abfallen des Wirkungsgrades bei hohen spezifischen Drehzahlen wird durch dreidimensionale Strömungseffekte verursacht. Diese resultieren aus den unterschiedlichen Anströmwinkeln an die Schaufelvorderkante (Abbildung 5.5) sowie aus der Krümmung der Nabe respektive dem Nabenradius. Die Wirkungsgradkennlinie (Abschnitt 4.1) wurde für die Dampfreferenz 3 und eine konstante Laufzahl von $v=0,485$ erstellt. Bei Dampfreferenz 1 sind die Nabenradien bei gleicher Laufzahl und gleicher spezifischer Drehzahl jedoch um knapp 60 % höher, da der Volumenstrom größer ist (Formeln (4.1) und (4.7)). Der starke Einfluss durch die Nabenkrümmung existiert bei Dampfreferenz 1 somit erst bei höheren spezifischen Drehzahlen: Das Plateau hoher Wirkungsgrade ist also breiter. Für zukünftige Untersuchungen sollte der Wirkungsgradzusammenhang auf einer größeren Datenbasis oder mit mehr Einflussgrößen erstellt werden.

Zusammenfassend zeigt sich, dass die Turbinen im Untersuchungsrahmen mit isentropen Wirkungsgraden zwischen 63 % und 71 % ausgelegt werden können. In Turbinen mit

geringer Leistung und hohem Druckverhältnis überwiegen die Spalt-, Laufrad- und Nässeverluste. Trotz dieser Verluste sind die Wirkungsgrade sehr hoch, speziell wenn diese zu den dokumentierten Wirkungsgraden von Dampfturbinen vieler Hersteller in diesem Leistungsbereich ins Verhältnis gesetzt werden (35–50 %, [58, S. 5]). Noch größere Druckverhältnisse sind speziell bei kleineren Leistungen nur schwer mit der Drehzahl des Baukastens auslegbar. Dies ist darin begründet, dass die Schaufeln noch kürzer und somit die Verluste noch größer werden.

Verdichterauslegungen

Für die Auslegung der insgesamt zehn Verdichterstufen (zwei Leistungsklassen, $\pi=8$ -Verdichter zweistufig, $\pi=11$ -Verdichter dreistufig) wird das methodische Vorgehen aus den Abschnitten 4.1 und 4.3 mit den dort beschriebenen Annahmen und Vereinfachungen verwendet. Hierbei werden einige geometrische Parameter nicht als variabel betrachtet, sondern fixiert. Wie im vorherigen Abschnitt erläutert, werden die Impeller bedingt durch die hohen Umfangsgeschwindigkeiten ohne Deckscheibe ausgeführt. Dabei wird der Radialspalt auf einen Wert von 0,3 mm in den Berechnungen festgelegt. Der Diffusor wird aufgrund der hohen Stufendrucke beschaufelt ausgeführt. Der unbeschaufelte Diffusorraum zwischen Impellerhinterkante und Diffusorvorderkante endet bei einem Radius von $r_{LE}=1,14 \cdot r_2$. Bei hochbelasteten Impellern mit transsonischer Anströmung werden Splitterblätter verwendet, wie im Laufe dieses Abschnitts verdeutlicht wird. Außerdem wird nach jeder Stufe eine Zwischenkühlung mit den Grädigkeiten und Druckverlusten aus Abschnitt 4.3 modelliert.

Ein besonderes Augenmerk liegt auf der Abstufung der Verdichterstufen hinsichtlich deren Leistungen und Druckverhältnisse. Hierbei werden verschiedene Ansätze verfolgt, welche identische Stufendruckverhältnisse, gleiche Durchmesser oder optimale Wirkungsgrade vorsehen. Der Fokus ist bei den Ansätzen – die sich in den Entwicklungs- und Fertigungskosten unterscheiden – verschieden gesetzt: Im ersten Fall ist er auf die geometrische und dynamische Ähnlichkeit, beim zweiten Fall auf die Wirtschaftlichkeit und beim dritten Fall auf die Aerodynamik (maximale Wirkungsgrade) gelegt [13, S. 430–433]. In der vorliegenden Arbeit erfolgt die Aufteilung der einzelnen Stufendruckverhältnisse nach dem Prinzip der Wirkungsgradmaximierung (Abschnitt 4.1). Hierdurch haben die ersten Stufen mit einer hohen Durchflusszahl ein höheres Druckverhältnis als die nachfolgenden Stufen mit geringeren Durchflusszahlen, wie in Tabelle 5.3 deutlich wird. Die Leistungen sind nicht gleichmäßig auf die einzelnen Stufen verteilt. Stattdessen wird in den hinteren Stufen nur eine geringere Leistung respektive ein niedrigeres Druckverhältnis umgesetzt, um die Durchflusszahl $\varphi_{\text{Robinson}}$ (Formel (4.4)) zu erhöhen. Die Druckzahl und der Impelleraustrittswinkel werden basierend auf dem ECKERT-Diagramm [13, S. 362] so variiert, dass der Wirkungsgrad maximal wird.

Tabelle 5.3: Zusammenfassung der übergeordneten Kennzahlen der vier Verdichterauslegungen der vorliegenden Arbeit; Daten aus 1D-Verdichternachrechnung

		$\Pi=8$			$\Pi=11$			
		Gesamt	Stufe 1	Stufe 2	Gesamt	Stufe 1	Stufe 2	Stufe 3
P=100 kW	P_V [kW]	100,0	57,1	42,9	100,0	43,5	33,2	23,3
	\dot{m}_{DL} [kg/s]	0,343			0,311			
	N [U/min]	82.000			82.000			
	Π_{tt} [-]	8,19	3,42	2,47	11,20	2,93	2,25	1,81
	Π_{ts} [-]	8,00	3,39	2,41	11,00	2,87	2,21	1,78
	$\eta_{tt,pol}$ [-]	0,783	0,789	0,775	0,793	0,792	0,794	0,793
	$\eta_{ts,pol}$ [-]	0,774	0,771	0,755	0,788	0,776	0,775	0,774
	$\eta_{tt,is}$ [-]		0,745	0,741		0,755	0,766	0,774
	$\varphi_{Robinson}$ [-]		0,053	0,027		0,064	0,036	0,028
	Ψ [-]		0,61	0,60		0,64	0,64	0,64
	β_2^* [°]		-20	-20		-20	-20	-20
	M_{u2} [-]		1,35	1,13		1,23	1,04	0,87
	φ_c/φ_s [-]		1,26	1,58		1,42	1,74	2,02
P=250 kW	P_V [kW]	250,0	142,6	107,4	250,0	102,0	87,5	60,5
	\dot{m}_{DL} [kg/s]	0,903			0,821			
	N [U/min]	55.000			55.000			
	Π_{tt} [-]	8,14	3,33	2,52	11,23	2,78	2,32	1,85
	Π_{ts} [-]	8,00	3,27	2,48	11,00	2,72	2,26	1,82
	$\eta_{tt,pol}$ [-]	0,814	0,805	0,826	0,832	0,833	0,828	0,836
	$\eta_{ts,pol}$ [-]	0,808	0,791	0,811	0,826	0,816	0,803	0,811
	$\eta_{tt,is}$ [-]		0,765	0,799		0,804	0,804	0,820
	$\varphi_{Robinson}$ [-]		0,062	0,034		0,079	0,043	0,033
	Ψ [-]		0,60	0,65		0,61	0,65	0,66
	β_2^* [°]		-25	-20		-30	-20	-20
	M_{u2} [-]		1,35	1,10		1,21	1,05	0,87
	φ_c/φ_s [-]		1,26	1,62		1,44	1,72	2,02

Allgemein zeigt sich in Tabelle 5.3, dass in den Verdichtern mit einem Druckverhältnis von acht knapp 10 % mehr Massenstrom respektive Volumenstrom durchgesetzt werden kann als bei den Verdichtern mit einem Druckverhältnis von elf. Dies ist in der niedrigeren spezifischen Stutzenarbeit bedingt durch das niedrigere Druckverhältnis begründet. Ein Vergleich der polytropen Wirkungsgrade zeigt Unterschiede in den einzelnen Stufen auf. Bei den 100 kW-Verdichtern liegen die polytropen total-statischen Wirkungsgrade der Stufen zwischen 76 % und 78 %, wobei die zweite Stufe der $\Pi=8$ -Kompression bedingt durch die geringe Durchflusszahl und das vergleichsweise hohe Druckverhältnis die geringste Effizienz aufweist. Die ersten Stufen weisen trotz vergleichsweise optimaler Durchflusszahlen geringere Wirkungsgrade auf. Die strömungsmechanischen Ursachen hierfür,

die an das hohe Druckverhältnis gekoppelt sind, werden im Laufe dieses Abschnitts erörtert. Die Stufen der 250 kW-Verdichter sind effizienter mit total-statischen Wirkungsgraden zwischen 79 % und 82 %. Nichtsdestotrotz liegen diese Werte deutlich unterhalb optimaler Radialverdichterkoeffizienzien von 86 % bis 88 % [15, S. 6]. Ein Grund hierfür sind die Durchflusszahlen, die zum Teil außerhalb des optimalen Bereichs von 0,05 bis 0,1 liegen [15, S. 5]. Unterhalb von 0,05 ist der Impellerkanal eng, sodass die Reibungsverluste groß sind, aber auch die Leckageverluste und Radreibungsverluste sind hoch. Die Stufen der 100 kW-Verdichter weisen geringere Effizienzen auf, da der relative Spalt groß ist. Je Prozent relativem Spalt steigen die Spaltverluste um 0,5 %-Punkte [15, S. 6].

Tabelle 5.4: Gegenüberstellung der Ergebnisse der 1D-Nachrechnung (exklusive der Leckageverluste) und CFD-Nachrechnungen der Verdichterauslegungen

			$\Pi=8$		$\Pi=11$		
			Stufe 1	Stufe 2	Stufe 1	Stufe 2	Stufe 3
P=100 kW	P_V [kW]	CFD	58,5	44,4	44,8	34,6	24,2
		1D	57,6	43,2	43,6	33,2	23,3
	Π_{tt} [-]	CFD	3,67	2,68	3,21	2,37	1,87
		1D	3,65	2,60	3,03	2,32	1,86
	Π_{ts} [-]	CFD	3,43	2,55	3,05	2,27	1,81
		1D	3,46	2,49	2,90	2,23	1,81
	$\eta_{tt,pol}$ [-]	CFD	0,812	0,815	0,836	0,815	0,812
		1D	0,826	0,815	0,816	0,822	0,832
	$\eta_{ts,pol}$ [-]	CFD	0,770	0,776	0,799	0,773	0,767
		1D	0,791	0,778	0,782	0,784	0,792
P=250 kW	P_V [kW]	CFD	147,4	110,9	100,1	88,9	62,0
		1D	143,5	108,0	102,3	87,7	60,7
	Π_{tt} [-]	CFD	3,61	2,67	2,82	2,42	1,89
		1D	3,49	2,62	2,86	2,40	1,90
	Π_{ts} [-]	CFD	3,31	2,54	2,65	2,27	1,81
		1D	3,35	2,54	2,73	2,28	1,83
	$\eta_{tt,pol}$ [-]	CFD	0,830	0,851	0,857	0,851	0,847
		1D	0,832	0,858	0,854	0,860	0,869
	$\eta_{ts,pol}$ [-]	CFD	0,775	0,806	0,803	0,793	0,787
		1D	0,805	0,828	0,817	0,807	0,818

Abgesehen von den ersten Stufen der 250 kW-Verdichter zeigt sich für alle Stufen eine Rückwärtskrümmung des Impellers von -20° als optimal. Basierend auf der Arbeitsweise von Radialverdichtern (Abschnitt 2.1) sind bei diesen vergleichsweise geringen Rückwärtskrümmungen die Druckzahlen hoch und die Wirkungsgrade im mittleren Bereich. Durch die hohen Druckzahlen werden hohe Stufendruckverhältnisse ermöglicht. Bedingt durch die hohen Druckverhältnisse und somit dem hohen Arbeitsumsatz in der Stufe ist die Umfangsmachzahl hoch, liegt aber in allen Stufen unterhalb des Grenzwertes von 1,4

(Abschnitt 4.1). Speziell in den ersten Stufen ist sie nah an diesem Grenzwert. Dies impliziert, dass hohe Geschwindigkeiten und hohe Verluste vorliegen, die im Laufe dieses Abschnitts analysiert werden. Basierend auf den Veröffentlichungen von CASEY UND ROBINSON [157, S. 8] lässt sich der Betriebsbereich anhand der Umfangsmachzahl der Verdichterstufen abschätzen. Der Betriebsbereich liegt zum Teil nur bei einem Wert von $\alpha_B=1,26$. Der Betriebsbereich sowie das Teillastverhalten werden in Abschnitt 5.3 detailliert untersucht. Hinsichtlich der Umfangsgeschwindigkeit zeigt sich, dass die maximale Geschwindigkeit um 465 m/s liegt (erste Stufe $\pi=8$ -Kompression). Dies liegt im Grenzbereich von Aluminium. Ausführungen aus Stahl oder Titan sind hingegen problemlos möglich (Abschnitt 3.3).

Zum Abgleich der *1D-Nachrechnung* und zur detaillierten Analyse der Verdichterströmung werden CFD-Simulationen herangezogen. In Tabelle 5.4 sind verschiedene Kennzahlen der *1D-* und *CFD-Nachrechnungen* der Verdichter gegenübergestellt. Hierbei sind die Leckageverluste exkludiert, damit eine Vergleichbarkeit zwischen den beiden Nachrechenverfahren vorliegt. In den CFD-Simulationen sind die Stufenleistungen um durchschnittlich 2,2 % höher als in der *1D-Nachrechnung* (maximaler 4,2 % Unterschied). Dies ist in der Überschätzung der Totaldruckverhältnisse um durchschnittlich 1,7 % (maximal 5,9 %) begründet. Ein Grund für die Abweichung sind leichte Fehler in der Modellierung der Minderleistung. Das total-statische Druckverhältnis wird abgesehen von wenigen Ausreißern (maximale Abweichung 5,9 %) im Mittel exakt wiedergegeben (mittlere Abweichung 0,3 %). Ähnlich hohe Übereinstimmungen zeigen sich beim total-totalen Wirkungsgrad mit einem durchschnittlichen Unterschied von 0,7 %. Der total-statische Wirkungsgrad wird in CFD-Simulationen im Mittel um 1,9 % geringer geschätzt. Zusammenfassend zeigen sich hohe Übereinstimmungen zwischen den beiden Nachrechenverfahren, sodass die Ergebnisse der *1D-Nachrechnung* verifiziert sind und verwendet werden können.

Die CFD-Simulationen werden in der Auslegung außerdem für detaillierte Untersuchungen der Strömung herangezogen, um die Umströmung der Schaufelpassagen zu optimieren und die Geometrien fein zu justieren. Das Strömungsverhalten wird im Folgenden an einigen Beispielen verdeutlicht und Gründe für die jeweiligen Wirkungsgrade in Tabelle 5.3 geliefert. Hierzu sind in Abbildung 5.6 die Machzahlkonturen der jeweils ersten Stufen der beiden 250 kW Verdichter dargestellt. Visualisiert ist hierbei ein Schnitt bei 50 % Schaufelhöhe. Die Verteilung der Geschwindigkeiten und Machzahlen zwischen Druck- und Saugseite der dargestellten Profile ist unter anderem abhängig von der mittleren Geschwindigkeit, Schaufelzahl, Rotationsgeschwindigkeit, Schaufelkrümmung und dem meridionalen Krümmungsradius [10, S. 68]. Auch wird das Strömungsverhalten in dieser Ebene durch die Verteilung der Geschwindigkeit von der Nabe zum Gehäuse beeinflusst. Diese somit stark dreidimensionale Strömung wird durch die verschiedenen Wirbelstrukturen und Sekundärströmungen getrieben (Abschnitt 2.1). Die daraus resultierenden Ab-

hängigkeiten und die dreidimensionale Strömung verdeutlichen, dass durch die nachfolgenden Untersuchungen nur eine Analyse von Teilen der Strömungsphänomene möglich ist.

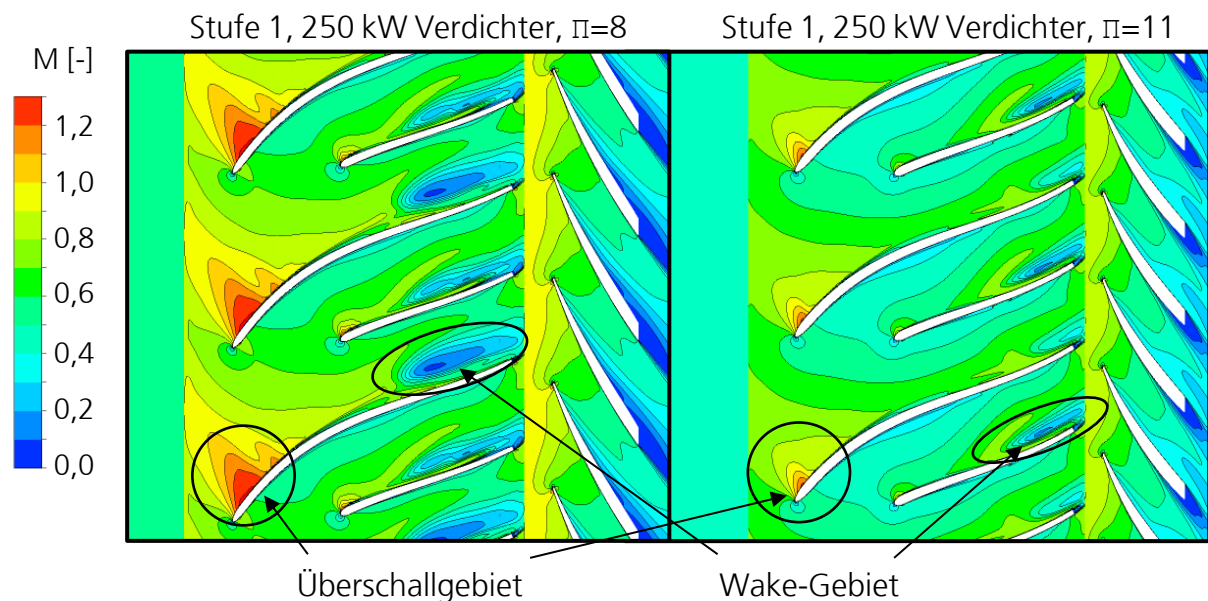


Abbildung 5.6: Darstellung der Machzahlkonturen bei 50 % Schaufelhöhe der ersten Stufe der 250 kW Verdichter mit $\pi=8$ (links) und $\pi=11$ (rechts)

An der Vorderkante der beiden dargestellten Stufen bildet sich ein Überschallgebiet an der Saugseite aus. Dieses Gebiet ist durch hohe Geschwindigkeiten und Gradienten gekennzeichnet, die mit Verdichtungsstößen einhergehen. Die Verluste sind somit hoch. In diesem Zuge wird auch der Kanalwirbel verstärkt, der von der Grenzschichtentwicklung an der Vorderkante abhängt [10, S. 79]. Allgemein ist dieses Überschallgebiet bei dem $\pi=8$ -Verdichter stärker ausgeprägt, da das Stufendruckverhältnis größer ist und somit die Geschwindigkeiten und Belastungen hoch sind. Die Verluste in diesem Einlaufbereich der Passage konnten in der vorliegenden Arbeit durch den Einsatz von Splitterblades reduziert werden, weil hierdurch die Anzahl an Verblockungen und Umströmungsflächen halbiert wird. Im hinteren Bereich der Passage sorgen die Splitter-Schaufeln dann für eine Verdopplung der Schaufelzahl, sodass der Corioliswirbel und die Geschwindigkeitsgradienten zwischen der divergierenden Druck- und Saugseite vermindert werden [10, S. 69].

Im hinteren Bereich der Passagen existiert ein Gebiet mit sehr geringen Geschwindigkeiten (wake), wie es häufig bei hochbelasteten Radialverdichtern mit keiner oder geringer Rückwärtskrümmung auftritt [160, S. 6]. Begründet ist das Gebiet in den Sekundärströmungen (Abschnitt 2.1), die das Fluid von der Kernströmung zur Druckseite transportieren. Im Austausch wird Fluid aus der Druckseiten-Grenzschicht (mit niedriger kinetischer Energie) zur Saugseite transportiert und die Strömung in Nähe der Saugseite verlangsamt [9, S. 833]. Dokumentiert wird es beispielsweise von ECKARDT [138, S. 82]. Dieses Gebiet ist in der linken Abbildung erneut stärker ausgeprägt. Das Wake-Gebiet sorgt für eine Umlenkung der Strömung und hat einen Einfluss auf die Minderleistung [10, S. 107]. Dies könnte ein

Grund für die größeren Differenzen zwischen den *1D*- und *CFD-Nachrechnungen* in der ersten Stufe des 250 kW Verdichters mit $\pi=8$ (P250B8S1) sein.

Im Diffusor der linken Abbildung sind leichte Ablösungen auf der Druckseite detektierbar. Ablösungen treten auf, wenn die kinetische Energie in der Grenzschicht in Kombination mit dem turbulenten Energieeintrag kleiner ist als die notwendige Energie zum Druckanstieg der Freistromung [10, S. 76]. Allgemein ist die Diffusorströmung in beiden Stufen deutlich homogener als die Impellerströmung.

Zum Vergleich sind die Machzahlkonturen von Verdichterstufen mit geringeren Druckverhältnissen respektive Schaufelbelastungen in Abbildung 5.7 visualisiert (P250B8S2 und P250B11S3). Zunächst wird deutlich, dass die Strömung im Einlassbereich der Passagen vollständig subsonisch ist. Daher sind diese Gitter ohne Splitter-Blades ausgeführt. In den Schaufelpassagen des Impellers wird die Strömung relativ konstant verzögert und somit der statische Druck erhöht. Im Austrittsbereich des Impellers zeigt sich erneut die Separation in einen Wake-Bereich und eine Kernströmung, wobei diese nicht so stark ausgeprägt ist wie in Abbildung 5.6. Im Diffusor erfolgt eine relativ homogene Verzögerung der Strömung und in beiden Diffusoren sind keine Ablösungen detektierbar.

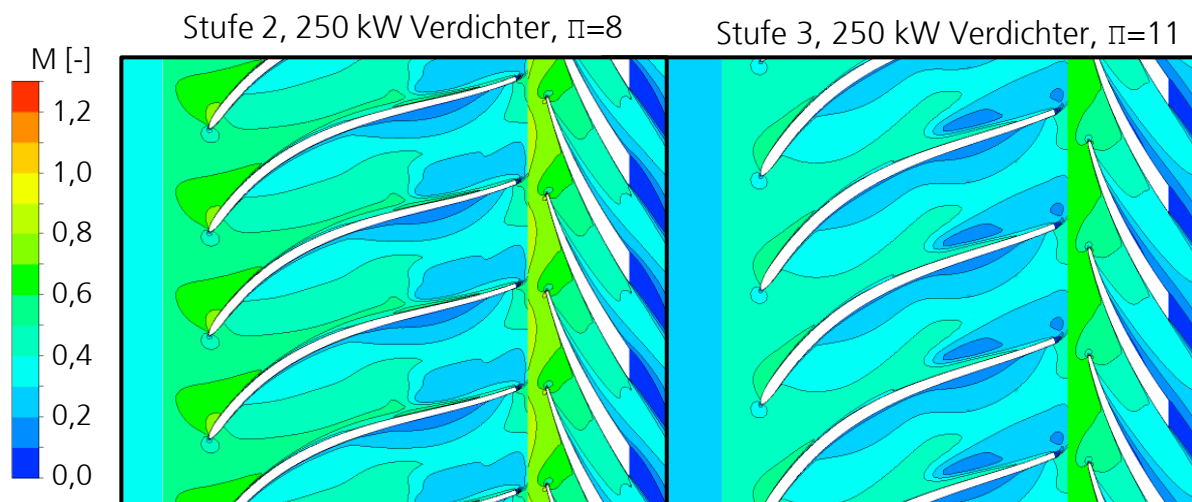


Abbildung 5.7: Darstellung der Machzahlkonturen bei 50 % Schaufelhöhe der 250 kW Verdichter; 2. Stufe $\pi=8$ -Verdichter (links) und 3. Stufe $\pi=11$ -Verdichter (rechts)

Ein Vergleich der Strömungsbilder in den Abbildungen 5.6 und 5.7 indiziert, dass die ersten Stufen der 250 kW-Verdichter im Vergleich zu den nachfolgenden Stufen aufgrund des Strömungsverhaltens deutlich geringere Effizienzen aufweisen. Ein Vergleich der total-statischen Wirkungsgrade in Tabelle 5.3 zeigt jedoch, dass die Wirkungsgrade in dieser Leistungsklasse ungefähr identisch sind. Dies ist zum einen in den Spaltverlusten begründet, da bedingt durch den sinkenden Volumenstrom der relative Spalt in der zweiten und dritten Verdichterstufe steigt. Diese damit einhergehenden Verluste sind in der Darstellung bei 50 % Gehäusespalt nicht detektierbar. Zum anderen steigen die Leckageverluste, die in den CFD-Simulationen nicht mitbetrachtet werden, in den hinteren Stufen an.

Ein Vergleich der Verdichter-Machzahlkonturen in Abbildung 5.6 zu den Turbinenkonturen in Abbildung 5.3 zeigt eine sehr inhomogene Strömung. Nichtsdestotrotz werden vergleichsweise hohe Wirkungsgrade erreicht. Grund hierfür ist, dass ein Teil der Energie durch die Änderungen der Umfangsgeschwindigkeit (Zentrifugaleffekt, Abschnitt 2.1) zugeführt wird. Dieser Energieeintrag ist nicht an Reibungsverluste geknüpft und kann als isentrop angesehen werden. Daher können Radialmaschinen im Gegensatz zu Axialmaschinen trotz des Wake-Gebiets und transsonischer Anströmung sehr effizient sein. [10, S. 88]

Zusammenfassend sind die Wirkungsgrade der ausgelegten Verdichter in einem akzeptablen Bereich. Jedoch sind diese zwischen 5 % und 10 % von den optimal erreichbaren Wirkungsgraden entfernt. In der ersten Stufe der Verdichter ist dies in der hohen Stufenbelastung und den resultierenden transsonischen Effekten und ausgeprägten Sekundärströmungen begründet. In den nachfolgenden Stufen steigt der Wirkungsgrad der Gitterumströmung, jedoch steigen auch die Spalt- und Leckageverluste an. Allgemein sind die Verdichter mit 250 kW effizienter, da die Spaltverluste deutlich geringer sind. Auch ist eine dreistufige Ausführung der Verdichter vorteilhaft, da das Druckverhältnis der Stufe und somit die Belastung sinkt.

Speziell für diese hochbelasteten Radialverdichterstufen bestehen Möglichkeiten der Strömungsoptimierung mithilfe spezieller Geometrien. Eine Möglichkeit – die in dieser Arbeit bereits verwendet wird – sind die Splitterblades. Eine weitere Möglichkeit ist ein Eintrittsleitrad. Durch diese Beschaukelung vor dem Impeller wird ein Vordrall erzeugt und die Relativgeschwindigkeit respektive die Machzahl sowie Stoßverluste abgesenkt [10, S. 37–38]. Durch eine Neigung der Schaufel (bei Neigung am Schaufeleintritt: lean, bei Neigung am Schaufelaustritt: rake) lässt sich der Druckgradient in Schaufelrichtung verändern und so die Sekundärströmungen positiv beeinflussen [10, S. 84–87]. Eine weitere Möglichkeit der Optimierung der Geometrie hinsichtlich der Strömungsphänomene bieten dreidimensionale Diffusorgeometrien. Diese und weitere geometrische Anpassungen werden in der vorliegenden Arbeit nicht betrachtet, da der Fokus auf der generellen Machbarkeit und Potenzialabschätzung liegt. Es besteht somit bei den Verdichtern – aber auch bei den Turbinen – die Möglichkeit der weiteren Effizienzsteigerung, die mit dem in Kapitel 4 dargestellten Methoden möglich ist.

Betrachtung der gekoppelten Maschinen

Abschließend werden die gekoppelten Maschinen im Auslegungspunkt untersucht. Als Vergleichs- und Bewertungsgrößen werden die exergetischen Wirkungsgrade und die spezifischen Energiebedarfe der zwölf Dampfturbolader (Referenzszenarien in Abschnitt 3.2) herangezogen. Hierbei wird das Potenzial der Wärmeauskopplung im Verdichter vernachlässigt und wie in anderen Studien lediglich die druckabhängige Druckluftexergie berechnet ([165, S. 13], Abschnitt 4.1).

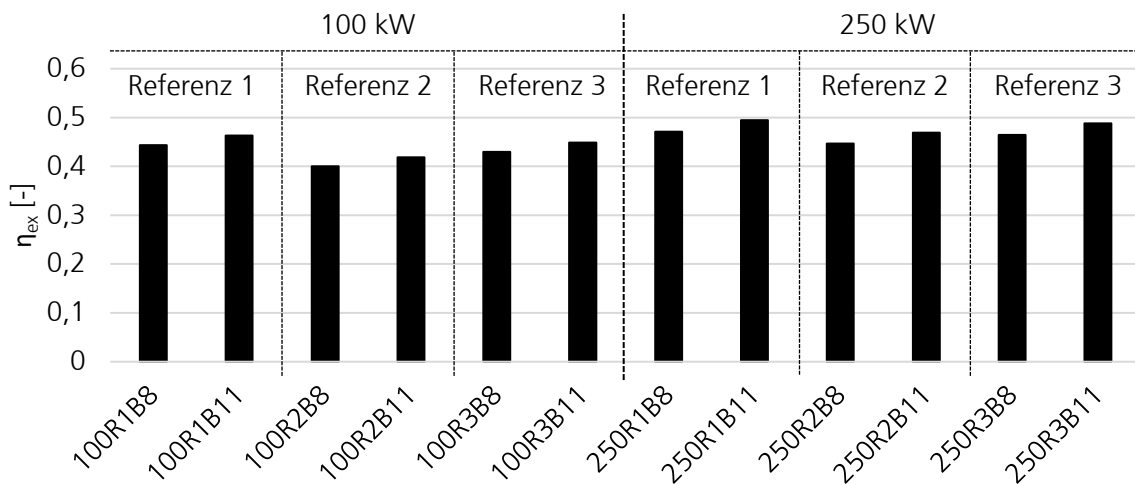


Abbildung 5.8: Gegenüberstellung der exergetischen Wirkungsgrade η_{ex} der zwölf ausgelegten Dampfturbolader der vorliegenden Arbeit

In Abbildung 5.8 sind die exergetischen Wirkungsgrade der zwölf Dampfturbolader gegenübergestellt. Die exergetischen Wirkungsgrade werden basierend auf dem Verfahren aus Abschnitt 4.1 ermittelt. Während bei der Bestimmung des exergetischen Wirkungsgrades zur Ermittlung der optimalen Drehzahl in Abschnitt 4.1 noch die Daten der *Grobauslegung* verwendet werden, wird der exergetische Wirkungsgrad an dieser Stelle mit den verifizierten Daten der *1D-Nachrechnung* bestimmt. Ein Vergleich zu den exergetischen Wirkungsgraden der *Grobauslegung* zeigt, dass mit den Ergebnissen der *Grobauslegung* und somit dem niedrigen Detaillierungsgrad im Schnitt 1,1 % höhere exergetische Wirkungsgrade ermittelt werden. Die Streuung ist hierbei sehr hoch; die maximale Abweichung liegt bei 11,7 %. Diese großen Unterschiede der exergetischen Wirkungsgrade basierend auf der *Grobauslegung* und Detaillauslegung verdeutlichen die Notwendigkeit der gewählten Detailltiefe der vorliegenden Arbeit.

Ein Vergleich der exergetischen Wirkungsgrade der einzelnen Dampfturbolader in Abbildung 5.8 zeigt, dass sich die exergetischen Wirkungsgrade stark unterscheiden. Der minimale Wirkungsgrad beträgt 40,0 %. Der maximale Wirkungsgrad beträgt 49,5 % und ist damit knapp 24 % höher. Allgemein werden die Charakteristika der Verdichter- und Turbinenwirkungsgrade der einzelnen Referenzen in diesem Diagramm deutlich. Die Dampfturbolader mit 250 kW sind deutlich effizienter als die 100 kW Dampfturbolader (durchschnittlich 9 %). Auch sind die Dampfturbolader mit höherem Druckluftdruckverhältnis effizienter als die Dampfturbolader mit niedrigeren Druckverhältnis (durchschnittlich 5 %). Der Vergleich der Dampfturbolader mit den drei unterschiedlichen Dampfreferenzen zeigt einen Unterschied von 8 % zwischen der optimalen Dampfreferenz 1 und der Dampfreferenz mit den niedrigsten Wirkungsgraden (Referenz 2). Der effizienteste Dampfturbolader ist somit die Kombination der effizientesten Turbine mit dem effizientesten Verdichter (250 kW, Dampfreferenz 1, Druckverhältnis 11). Den Dampfturbolader mit der geringsten Effizienz stellt die Kombination der 100 kW Turbine der Dampfreferenz 2 mit dem Verdichter mit einem Druckverhältnis von acht dar.

Die exergetischen Wirkungsgrade der Dampfturbolader sind vergleichsweise gering ($\eta_{\text{ex}}=40,0\text{--}49,5\%$), wenn man die exergetischen Wirkungsgrade der Druckluftherzeugung mit Strom betrachtet. Die exergetischen Wirkungsgrade der Druckluftherzeugung werden in der Literatur beispielsweise mit 62,5 % beziffert [165, S. 12]. Hierbei werden jedoch nicht die Exergieverluste der Stromproduktion inkludiert. Diese liegen für Dampfkraftwerke oder Brennstoffzellen im Bereich von 40 bis 50 % [148, S. 260, 370]. Der gesamte exergetische Wirkungsgrad der Wandlungsschritte von dem Brennstoff zur Druckluft liegt somit bei ungefähr 30 % und ist im Vergleich zum Dampfturbolader deutlich geringer.

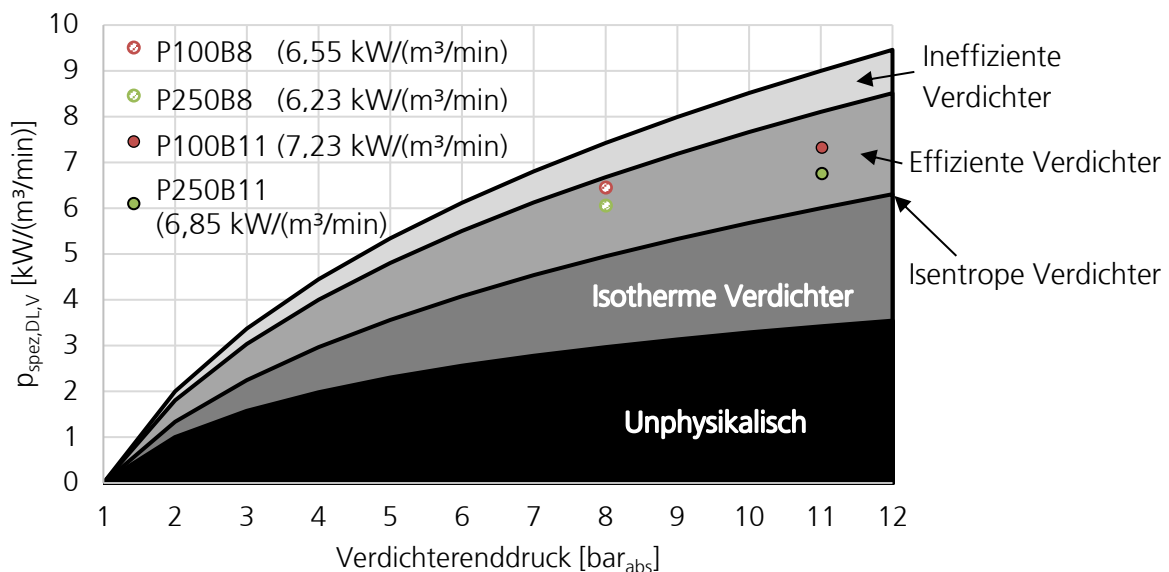


Abbildung 5.9: Einordnung der vier unterschiedlichen spezifischen Leistungen $p_{\text{spez,DL,V}}$ der Dampfturbolader der vorliegenden Arbeit; Einteilung der Verdichterklassen aus [166, S. 759]

Neben dem exergetischen Wirkungsgrad wird der spezifische Energiebedarf zur Druckluftproduktion als Bewertungsgröße herangezogen. Dies ist eine gebräuchliche Kennzahl zur Bewertung von Druckluftkompressoren. Typische Werte für die Kompression auf 8 bar_{abs} liegen bei 5,8 $\text{kW}/(\text{m}^3/\text{min})$ (Anhang D). Bei der 11 bar_{abs} -Kompression liegt dieser Wert bei 6,8 $\text{kW}/(\text{m}^3/\text{min})$. In Abbildung 5.9 ist die Bewertungsmethode von Verdichtern auf Basis der Daten von HIRZEL UND BRADKE [166, S. 759] dargestellt. In der Abbildung sind die spezifischen Wirkungsgrade für eine isentrope Kompression aufgetragen. Eine Kompression mit geringerer Leistung ist in einer isothermen Verdichtung möglich. Unterhalb der isothermen Kompression liegt der thermodynamisch nicht realisierbare Bereich. Oberhalb der isentropen Verdichtung liegen die effizienten und ineffizienten Verdichter. Bei den Dampfturboladern ist keine Unterscheidung zwischen den einzelnen Dampfpräferenzen notwendig, da der zusätzliche Expansions-Dampfbedarf unabhängig von der Turbineneffizienz und somit der Dampfpräferenz ist (Abschnitt 3.2). Daher müssen nur vier unterschiedliche spezifische Leistungen von Dampfturboladern verglichen werden. Diese sind in Abbildung 5.9 aufgetragen. Hierbei ist zu beachten, dass im Gegensatz zu herkömmlichen Kompressoren der spezifische Erdgasbedarf und nicht der spezifische Strombedarf dargestellt wird. Die dargestellten Dampfturbolader inkludieren somit deutlich

mehr Energieumwandlungsschritte. Trotzdem liegen alle vier Dampfturbolader im Bereich der effizienten Verdichter. Hierbei sind – wie in Tabelle 5.3 bereits verdeutlicht – die $\Pi=11$ -Kompressoren effizienter. Ein Grund für die guten Ergebnisse ist die zweifache Zwischenkühlung, die den Verdichtungsprozess im Radialverdichter an eine isotherme Verdichtung annähert.

Zusammenfassend werden in der Dampfturbolader-Bewertung die Ergebnisse der Turbinen- und Verdichterauslegung bestätigt. Weiterführend wird deutlich, dass das Gesamtsystem Dampfturbolader ähnliche Effizienzen wie herkömmliche Kompressoren erreichen kann, obgleich Erdgas anstelle von Strom als Referenz verwendet wird.

5.3 Ermittlung des Teillastverhaltens

Im vorherigen Abschnitt wurde gezeigt, dass die einzelnen Dampfturbolader aus thermodynamischer und aerodynamischer Sicht auslegbar sind und akzeptable Effizienzen erreicht werden. Im Folgenden wird untersucht, wie sich die Maschinen im Teillastbereich – also bei veränderlichen Randbedingungen – verhalten. Hierzu wird in einem ersten Schritt das Teillastverhalten der Komponenten Turbine und Verdichter ermittelt. Im Anschluss wird das Teillastverhalten der gekoppelten Maschine berechnet und mögliche Optimierungspotenziale aufgezeigt. In diesem Abschnitt werden die Untersuchungen beispielhaft für einen Dampfturbolader – der Maschine mit 250 kW, Dampfreferenz 1 und $\Pi=8$ (P250R1B8) – durchgeführt. Aufgrund der hohen Übereinstimmung der *CFD*- und *1D-Nachrechnung* werden im weiteren Verlauf der Arbeit – wenn nicht anders angegeben – die Ergebnisse der *1D-Nachrechnung* verwendet.

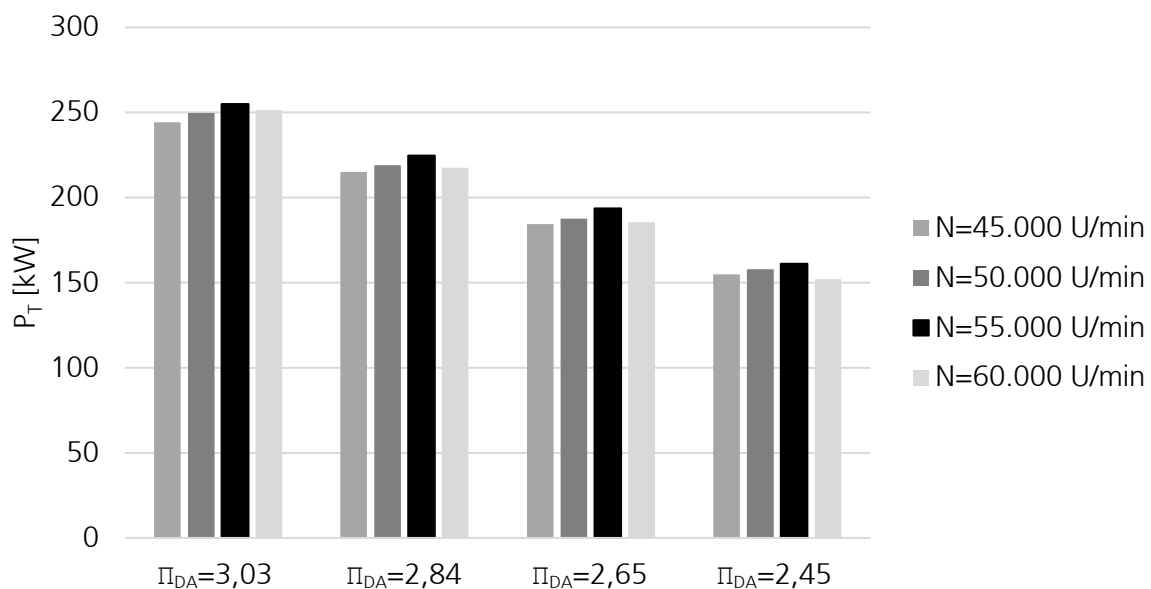


Abbildung 5.10: Darstellung der Turbinenleistung P_T in Abhängigkeit der Drehzahl N und des Dampfdruckverhältnisses Π_{DA} ; Daten aus *1D-Nachrechnung* Turbine P250R1

Im Teillastbereich der Turbine werden zwei veränderliche Größen betrachtet: Die Drehzahl und das Dampfdruckverhältnis. Beim Dampfdruckverhältnis wird ein Absinken des Eintrittsdruckes betrachtet, da ein Regelventil vor dem Turbineneintritt isenthalp auf den benötigten Druck drosselt. Für die Bestimmung des Teillastbereichs der Turbine werden insgesamt 16 Betriebspunkte in dem Modul *Teillastverhalten* und der gekoppelten *1D-Nachrechnung* (Abschnitt 4.2.1) berechnet. Einige Ergebnisse werden mittels CFD-Simulationen überprüft. Die Ergebnisse sind in Abbildung 5.10 dargestellt. Es zeigt sich, dass die Leistung signifikant vom Druckverhältnis der Turbine abhängt. Bei einem Absinken des Druckverhältnisses von 3,03 auf 2,45 sinkt die Leistung bei der Auslegungsdrehzahl um 37 %. Dies ist zum einen im Absinken der isentropen Enthalpiedifferenz begründet. Zum anderen ist der Massenstrom in transsonischen Turbinen und Überschallturbinen an die Lavaldüsengeometrie und das Druckverhältnis der Düse geknüpft und sinkt ebenfalls. In diesem Zuge sinkt die Leistung zusätzlich durch ein Absinken des Wirkungsgrades.

Die Drehzahlabhängigkeit der Leistung ist nicht so stark ausgeprägt wie die Abhängigkeit vom Druckverhältnis. Es zeigt sich, dass in allen Fällen die maximale Leistung bei der Auslegungsdrehzahl erzeugt wird. Die Leistung sinkt um ungefähr 4 % bei einem Absinken der Drehzahl auf 45.000 U/min. Dies resultiert aus dem Absinken des Wirkungsgrades bei identischem Massenstrom und identischer isentroper Enthalpiedifferenz.

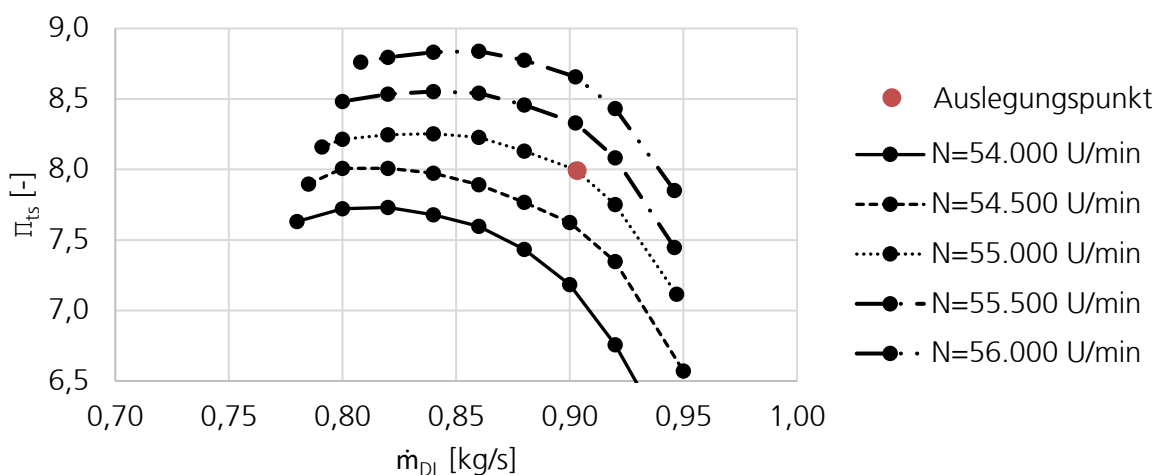


Abbildung 5.11: Kennfeld des Verdichters P250B8 basierend auf der 1D-Nachrechnung

Im Bereich der Verdichterteillast wird das Verhalten der Maschine bei veränderlichen Drehzahlen und Ansaugvolumenströmen respektive -massenströmen ermittelt. Hierzu wird das Modul *Teillastverhalten* in Kopplung mit der *1D-Nachrechnung* verwendet (Abschnitt 4.3.1). Erneut werden einige Betriebspunkte mit der *CFD-Nachrechnung* überprüft. In Abbildung 5.11 ist das Verdichterkennfeld des zweistufigen Radialverdichters in insgesamt 38 Betriebspunkten aufgetragen. Die beiden Verdichterstufen sind über einen Zwischenkühler und einen Rückführkanal miteinander gekoppelt (Abschnitt 4.3.1). Die Betriebsbegrenzung bei minimalen Massenströmen – beim Verdichterpumpen – wird durch die Druckzahl ψ bestimmt (Abschnitt 4.3.1). Die Sperrgrenze wird durch sonische Bedingungen im gesamten Einlaufbereich ermittelt. Das Verdichterkennfeld zeigt einen

typischen Verlauf mit stark abfallenden Drehzahlkurven bei höheren Massenströmen. Im Vergleich zur Turbine ist die Drehzahlabhängigkeit deutlich ausgeprägt. Sinkt die Drehzahl beispielsweise auf 54.000 U/min, sinkt das maximale Druckverhältnis auf $\Pi=7,73$.

Wird allein das geforderte Druckverhältnis von $\Pi=8$ betrachtet, zeigt sich ein Betriebsbereich von 0,791 kg/s bis 0,945 kg/s. Dies entspricht einem Betriebsbereich von $\alpha_B=1,2$. Ein Vergleich zu der Abschätzung ($\alpha_B=1,26$) von CASEY UND ROBINSON [157, S. 8] zeigt, dass mitunter ein Betriebsbereichspotenzial bei der vorliegenden Umfangsmachzahl besteht.

Basierend auf dem ermittelten Turbinen- und Verdichterkennfeld lässt sich das Teillastverhalten der gekoppelten Maschine ermitteln. Hierzu wird das methodische Vorgehen aus Abschnitt 4.4 verwendet. Es wird bestimmt, welchen Druckluftmassenstrom der Dampfturbolader mit dem notwendigen Druck bei sinkenden Dampfnetzdruckverhältnissen bereitstellt. Die Leistung und die Drehzahl der gekoppelten Maschine sind Ergebnisse dieser Untersuchung. Eine erste Erkenntnis dieser Analyse des Teillastverhaltens ist, dass der Verdichter den Betriebsbereich des Dampfturboladers begrenzt. Während die Turbinenleistung durch Absenken des Dampfdruckverhältnisses nahezu beliebig absenkbar ist [163, S. 136], liegt die minimale Leistung des Verdichters für ein Druckverhältnis von $\Pi=8$ bei 219,8 kW ($\dot{m}_{DL}=0,791$). Hierbei sind noch keine Sicherheitsfaktoren zur Pumpgrenze einbezogen, die den Betriebsbereich weiter beschränken werden.

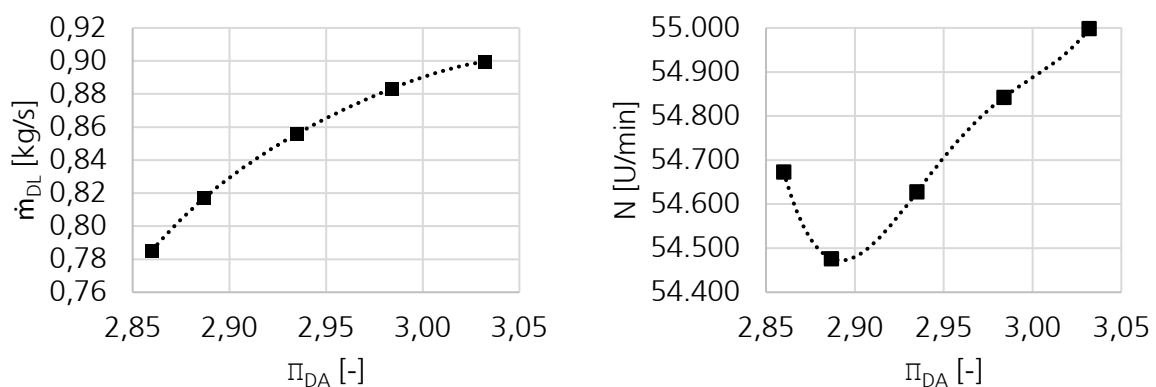


Abbildung 5.12: Darstellung des Teillastverhaltens des Dampfturboladers P250R1B8; Abhängigkeit des Druckluftmassenstroms \dot{m}_{DL} (links) und der Drehzahl N (rechts) vom Dampfdruckverhältnis Π_{DA}

In Abbildung 5.12 sind die Ergebnisse des Teillastverhaltens für insgesamt fünf Betriebspunkte visualisiert. Der Verlauf des produzierten Druckluftmassenstroms über dem Dampfdruckverhältnis (linke Abbildung) zeigt einen ansteigenden Verlauf mit sinkendem Gradienten. Dies ist zum einen in der Korrelation der Turbinenleistung mit dem Dampfdruckverhältnis begründet. Zum anderen impliziert es, dass der Wirkungsgrad des Dampfturboladers im Auslegungspunkt maximal ist und bei niedrigeren Druckverhältnissen abfällt. Beim niedrigsten betreibbaren Druckverhältnis liegt der exergetische Wirkungsgrad 2,5 % unter dem Auslegungswirkungsgrad. In der rechten Abbildung ist die Drehzahl der gekoppelten Maschinen in den jeweiligen Betriebspunkten dargestellt. Es wird deutlich, dass die Drehzahl bei sinkendem Dampfdruckverhältnis und somit bei sinkender Leistung

ebenfalls absinkt. In der Nähe des minimalen Druckverhältnisses wird die minimale Drehzahl von 54.480 U/min erreicht und die Drehzahl steigt wieder leicht an. Dieses Verhalten lässt sich aus dem Verdichterkennfeld bei der Betrachtung der Isobaren mit $\pi=8$ ableiten. Die Drehzahlvariation der gekoppelten Maschine ist mit knapp 1 % sehr gering.

Zusammenfassend ist die Teillastfähigkeit des Dampfturboladers beschränkt. Es zeigt sich zudem, dass der Verdichter begrenzend ist. Zur Erweiterung des Betriebsbereichs des mehrstufigen Radialverdichters existieren einige technische Möglichkeiten und Regelungsstrategien, die im Folgenden kurz diskutiert werden:

- Optimierung der Geometrie auf Teillastfähigkeit
- Verstellbare Diffusorscheufeln und Eintrittsleiträder
- Bypassregelung oder Abblaseventile
- Drosselventilregelung

Der Fokus der Auslegungen der vorliegenden Arbeit liegt auf einem maximalen Wirkungsgrad im Auslegungspunkt. Dies impliziert in der Regel, dass die Teillastfähigkeit des Radialverdichters nicht maximal ist [10, S. 329]. Allerdings zeigt die Analyse des Verdichterkennfelds in diesem Abschnitt, dass der Betriebsbereich bereits vergleichbar zu den typischen Betriebsbereichen der Approximation von CASEY UND ROBINSON [157, S. 8] ist. Daher wird das Potenzial der Geometrieoptimierung mit Fokus auf den Teillastbereich als eher gering eingeschätzt.

Eine Ausführung des Radialverdichters mit mehr als zwei Stufen würde die Umfangsmachzahl absenken und somit den Betriebsbereich vergrößern. Speziell die Aspekte der kompakten Bauform, günstigen Ausführung sowie Rotordynamik haben in den Untersuchungen dieser Arbeit gegen eine solche Ausführung gesprochen.

Eine weitere Möglichkeit der geometrischen Optimierung ist, den Verdichter für eine niedrigere Leistung respektive einen niedrigeren Massenstrom auszulegen. Weil das Teillastverhalten des Dampfturboladers als Absinken des Dampfdruckverhältnisses beziehungsweise der Turbinenleistung betrachtet wird, kann der Druckluftmassenstrom beim Absenken der Leistung nicht um knapp 20 % ($\alpha_B=1,2$) gesenkt werden. Er ist nur um 12,5 % absenkbar, weil der Choke-Massenstrom größer als der Auslegungsmassenstrom ist und der Betriebsbereich α_B den Quotienten aus Choke- und Surge-Massenstrom darstellt. Bei einer Verschiebung der Auslegungsleistung wird der Verdichter im Auslegungspunkt nicht mehr optimal – sondern nahe der Sperrgrenze (Choke) – betrieben. Der Wirkungsgrad des Verdichters P250B8 ist in diesem Bereich um 4,5 % geringer als im Auslegungspunkt. Die Verschiebung der Auslegungsleistung sorgt somit ebenfalls für hohe Effizienzeinbußen.

Durch verstellbare Diffusorscheufeln lässt sich die Anströminzidenz des Leitgitters im Betrieb optimieren. Hierdurch wird die Verdichtereffizienz erhöht und der Betriebsbereich dem Betriebsbereich eines unbeschauften Impellers angenähert [160, S. 80–82]. In diesem Zuge wurde der Betriebsbereich des unbeschauften Impellers der ersten Stufe (P250

B8S1) in CFD-Simulationen untersucht. Dieser beträgt $\alpha_B=1,3$ und ist somit größer als der Betriebsbereich des Verdichters mit beschaukelten Diffusor ($\alpha_B=1,2$), das Potenzial ist jedoch eher gering. Ebenso lassen sich Eintrittsleiträder (Abschnitt 5.2) verstellbar ausführen. Einerseits lässt sich hierdurch der minimale Massenstrom des Verdichters (Surge) absenken. Andererseits ist dies mit hohen Investitionskosten verbunden und erhöht das Bauvolumen und Gewicht deutlich [10, S. 340]. RODGERS [167, S. 89] zeigt beispielhaft in einer Untersuchung, dass der Betriebsbereich eines hochbelasteten Radialverdichters mit unbeschaukeltem Diffusor durch verstellbare Eintrittsleiträder von $\alpha_B=1,25$ auf ungefähr $\alpha_B=2,0$ gesteigert wird. Das Potenzial der verstellbaren Eintrittsleiträder beim Anwendungsfall Dampfturbolader ist somit deutlich höher als das Potenzial der verstellbaren Diffusorschaukeln. Für maximale Betriebsbereiche wäre eine Kombination der beiden verstellbaren Beschaukelungen sinnvoll.

Die Teillastfähigkeit des Verdichters lässt sich durch die Verwendung von Drossel- und Bypassventilen erhöhen. Die Verwendung eines Drosselventils vor oder nach dem Verdichter erhöht das Druckverhältnis im Verdichter [13, S. 491]. Somit wird ein Druckluftvolumenstrom mit dem geforderten Druck mit einem höheren Leistungsaufwand bereitgestellt. Hierdurch lässt sich der fahrbare Volumenstrombereich des Verdichters kostengünstig erweitern, jedoch sinkt der Wirkungsgrad bei starker Drosselung signifikant. Ähnlich verhält es sich mit den Bypass- und Abblaseventilen [10, S. 338].

Basierend auf den dargelegten Ausführungen zeigt sich, dass eine Erweiterung des Betriebsbereichs bei der angestrebten geringen Stufenanzahl nur begrenzt möglich ist und mit hohen Verlusten oder zusätzlichen Bauteilen einhergeht, die dem Ziel eines effizienten und kostengünstigen Dampfturboladers entgegenwirken. Der Dampfturbolader mit zwei-stufigem Radialverdichter ist somit kaum teillastfähig. Auch die dreistufigen Radialverdichter mit höherem Druckverhältnis haben nach CASEY UND ROBINSON (Abschnitt 4.3.1) lediglich einen Betriebsbereich von 1,42, sodass von einem Absenken der Leistung bis 205 kW (von $\dot{m}_{DL}=0,821$ kg/s auf $\dot{m}_{DL}\approx 0,67$ kg/s) zu rechnen ist. Die Auslegungsleistung des Verdichters hat kaum Einfluss auf den Betriebsbereich.

5.4 Bewertung der Auslegungsmethoden anhand optimierter Geometrien

Die in diesem Kapitel dargestellten Ergebnisse zeigen, dass das im Rahmen der vorliegenden Arbeit implementierte Gesamtmodell (Abschnitt 4) zur technischen Auslegung und Bewertung von Dampfturboladern anwendbar ist. Abschließend werden in diesem Abschnitt die Ergebnisse und der Berechnungsaufwand des Modells eingeordnet und bewertet. Hierzu werden für einige Turbinenauslegungen CFD-basierte Optimierungen durchgeführt und mit den Auslegungen dieser Arbeit verglichen.

Die Methode der CFD-basierten Optimierung wird im Folgenden nur kurz und nicht im Detail erläutert, da sie kein Schwerpunkt des methodischen Vorgehens darstellt. Das Vor-

gehen der Optimierung ähnelt der Erstellung eines CSM in Abbildung 4.8. Den Kern stellen mehrere verschachtelte oder einzelne CFD-Simulationen dar, die automatisiert zur Quantifizierung des Einflusses der Eingangsparameter auf die Ausgabegrößen herangezogen werden. Basierend auf den Ausgabegrößen wird eine oder werden mehrere Zielfunktionen erstellt, die minimiert oder auch maximiert werden. In jedem Optimierungsiterationsschritt wird basierend auf der SVP ein Sample der Eingangsparameter erstellt und mittels CFD-Simulationen berechnet. Mittels eines Optimierungsalgorithmus werden nach erfolgreicher Simulation die Parametereinflüsse bewertet und die Parameterbereiche des Samples des nächsten Optimierungsiterationsschritts gesteuert.

Hinsichtlich der Optimierungsalgorithmen existiert eine Vielzahl an Methoden. Für eine Herleitung und Beschreibung der Optimierungsalgorithmen wird auf die Fachliteratur verwiesen [10] [32] [168]. Für die nachfolgenden Untersuchungen wird wie in WAESKER ET AL. [92] die Adaptive-Response-Surface-Methode verwendet [169]. Diese Methode wird für einkriterielle Optimierungen mit weniger als zwanzig Eingangsparametern empfohlen [32, S. 27]. Die Struktur des Algorithmus unterstützt die Detektion globaler Optima. Die Zielfunktion in dieser Arbeit ist die Maximierung des isentropen total-statischen Wirkungsgrades im Auslegungspunkt. Die Drehzahl und der Massenstrom sind nicht variabel. Insgesamt werden elf geometrische Parameter variiert, wobei die Startwerte die Parameter der ausgelegten Turbinen sind. Insgesamt werden im Folgenden drei Turbinenanwendungen aerodynamisch optimiert (P100R1, P250R2, P100R3).

Der zeitliche Aufwand einer CFD-Simulation von Turbine P100R1 beträgt ungefähr zwei Stunden. Bei der CFD-basierten Optimierung wird eine Vielzahl an CFD-Simulationen durchgeführt und der zeitliche Aufwand steigt proportional. Im Anwendungsbeispiel werden 381 CFD-Simulationen für die Optimierung durchgeführt, sodass sich eine Gesamtsimulationszeit von 762 Stunden ergibt. Durch Parallelisierung auf einem Rechencluster (4·Intel Xeon E5-2660v4 CPU mit 2 GHz) werden bis zu fünf Berechnungen parallel durchgeführt und somit die Dauer der Optimierung auf ungefähr 174 Stunden gesenkt. Der Zeitaufwand sinkt nicht proportional zur Anzahl der Parallelisierungen, weil mitunter auf verbleibende Rechnungen eines Optimierungsiterationsschritts gewartet werden muss. Die Simulationszeit der Turbine P100R1 ist vergleichsweise kurz. Speziell der numerische Aufwand und somit auch die Optimierungsdauer der Turbine P250R2 ist mitunter zwei- bis dreimal so hoch. Dies ist in der höheren Anzahl an Iterationsschritten zur Konvergenz und größeren Hexaederanzahl in der Vernetzung begründet, da aufgrund der höheren Geschwindigkeiten die Grenzschicht feiner aufgelöst ist.

Die Ergebnisse der drei Optimierungen sind in Tabelle 5.5 den Ergebnissen der Auslegungen gegenübergestellt. Es zeigt sich, dass in allen drei untersuchten Anwendungsfällen der isentrope total-statische Wirkungsgrad und somit die Turbinenleistung erhöht wird. Die Leistungssteigerung respektive Effizienzsteigerung liegt hierbei im Bereich 1,3–2,8 %. Die optimalen Turbinen werden im Auslegungspunkt mit einem niedrigeren Reaktionsgrad als die ausgelegten Turbinen betrieben. Die Gründe hierfür liegen in der optimierten Form des Transitionsbereichs der Schaufeln sowie der angepassten Inzidenz, sodass die

Druckverluste im Einlauf der Schaufeln gesenkt werden. Die optimale Laufzahl wird mit den Methoden in Kapitel 4 mit sehr hoher Genauigkeit bestimmt.

Tabelle 5.5: Gegenüberstellung wichtiger Kennzahlen der ausgelegten Turbinen der vorliegenden Arbeit zu CFD-basierten Optimierungen (alle Daten aus CFD-Simulationen).

	P100R1		P250R2		P100R3	
	Auslegung	Optimierung	Auslegung	Optimierung	Auslegung	Optimierung
P_T [kW]	106,0	107,4	268,9	276,5	107,0	109,5
\dot{m}_{DA} [kg/s]	0,719	0,719	0,810	0,810	0,967	0,967
$\eta_{tt, is}$ [-]	0,796	0,804	0,798	0,805	0,766	0,771
$\eta_{ts, is}$ [-]	0,731	0,741	0,717	0,737	0,688	0,704
ρ [-]	0,106	0,089	0,076	0,020	0,111	0,040
ν [-]	0,485	0,489	0,485	0,474	0,485	0,472

Ein detaillierter Vergleich der optimierten und ausgelegten Turbinen legt dar, dass die Spaltverluste nahezu identisch sind, weil die Laufradschaufelhöhen nahezu übereinstimmen. Auch die Nässeverluste, die nicht Teil der CFD-Simulationen sind, ändern sich nur kaum. Die Erhöhung des Wirkungsgrades wird primär durch eine Steigerung des Düsenwirkungsgrades um 1–2 % und sekundär durch eine Steigerung des Laufradwirkungsgrades um 0,5–1 % erzielt. Hinsichtlich der Düseneffizienz erweist sich ein Auslegungsdruckverhältnis der Lavaldüse leicht unterhalb des Betriebsdruckverhältnisses als optimal. Die Nachexpansion an der Austrittskante sorgt für eine weitere Beschleunigung und Strahlumlenkung. Einerseits sinken durch die Ausführung der Düse mit einem kürzeren divergenten Düsenabschnitt die Reibungsverluste und die radiale Krümmung. Andererseits verursachen die resultierenden Expansions- und Stoßwellen zusätzliche Verluste [135, S. 19–20]. In Summe wirkt sich eine leichte Nachexpansion positiv auf den Düsenwirkungsgrad aus. Hinsichtlich der Laufradeffizienz werden größere Radien im Umlenkbereich ermittelt. Dies vergrößert zwar die Schaufellänge, jedoch wird die Geschwindigkeit an der Saugseite herabgesenkt, sodass in Summe die Reibungsverluste leicht sinken. Dies senkt auch die Restenergie ab.

In den Auslegungen der Turbinen mit dem Modell aus Abschnitt 4.2 wurde das Auslegungsdruckverhältnis der Lavaldüse nicht als variabel betrachtet. Die Erkenntnisse der Optimierung fließen in zukünftige Auslegungsrechnungen ein, sodass der Unterschied weiter sinken wird. Der zeitliche und numerische Aufwand der Auslegung mit dem entwickelten Modell der vorliegenden Arbeit ist vergleichsweise kurz. Die Berechnung in der *1D-Nachrechnung* erfolgt in unter einer Minute. Die aufwändigen CFD-Simulationen werden je nach Güte der initialen Auslegungen zwischen zwei und fünf Mal durchgeführt. Somit lässt sich eine Turbine aero- und thermodynamisch in unter einem Tag auslegen. Zum Vergleich dauert die Optimierung der Turbine P100R1 mehr als eine Woche. Zusätzlich muss diese Optimierung mitunter mehrfach durchgeführt werden, da bedingt durch die

gesteigerte Leistung der initiale Auslegungsmassenstrom angepasst werden muss. Auch die nachgeschaltete Untersuchung der Kopplung mit dem Radialverdichter sorgt für mögliche Anpassungen respektive erneute Optimierungen der Turbine. Außerdem ist der numerische Aufwand der Optimierung ohne die initialen Eintrittsparameter der Auslegungsrechnung deutlich höher. Bei CFD-basierten Optimierungen der Aerodynamik muss zusätzlich beachtet werden, dass oftmals Geometrien mit maximaler Grenzschichtbelastung ermittelt werden. Geringe Fehler in den CFD-Modellen können dafür sorgen, dass die Strömung in der Realität bereits abgelöst ist und der reale Wirkungsgrad deutlich unterhalb des Simulationsergebnisses liegt. Auch liegen die Wirkungsgradsteigerungen nur knapp oberhalb der Genauigkeit der CFD-Simulationen (Abschnitt 3.4). Zusammenfassend impliziert dies, dass auf zeitaufwändige CFD-basierte Optimierung bei der Auslegung des Dampfturboladers verzichtet werden kann und nur gelegentlich die Güte der Auslegungsrechnung mit dieser Methode überprüft werden sollte.

Ein Grund für die hohen Effizienzen der Auslegungsrechnungen sind die initialen Eingangsparameter auf Grundlage von CSM-basierten Optimierungen (Abschnitt 4.2.2). WAESKER ET AL. [92] vergleichen in ihren Ausführungen die CFD- und CSM-basierten Optimierungen am Beispiel der COLCLOUGH-Geometrie (Abschnitt 3.4). Hierbei zeigt sich, dass mit beiden Methoden nahezu identische optimale Geometrien ermittelt werden. Der Effizienzunterschied liegt in diesem Beispiel der Überschalllaufräder bei maximal 0,2 %, wobei der numerische Aufwand der CSM-Optimierung signifikant kleiner ist (6,5 zu 750 Minuten). Übertragen auf die Auslegung und Optimierung einer ganzen Turbinenstufe zeigt sich in diesem Abschnitt, dass mit der Integration der CSM in Auslegungsmodelle (Kapitel 4) ebenfalls nahezu aerodynamisch-optimale Turbinen ausgelegt werden. Die vergleichsweise größeren Unterschiede zur Optimierung werden auf die Düsen-Laufrad-Interaktion und weitere Wechselwirkungen zurückgeführt.

5.5 Diskussion der Dampfturbolader-Auslegungen und der Auslegungsmethoden

Zum Abschluss des Kapitels 5 werden die Ergebnisse der technischen Auslegung und des methodischen Vorgehens zusammengefasst. Außerdem werden die Ergebnisse hinsichtlich der Forschungsfragen 2 und 3 diskutiert.

Der Dampfturbolader wird in der vorliegenden Arbeit aus Kostengründen basierend auf einem Baukastensystem untersucht (Abschnitt 5.1). Hierbei werden die Turbomaschinen auf einer Welle angeordnet, die Turbine als einstufige Ausführung und der Radialverdichter je nach Druckverhältnis als zwei- oder dreistufige Maschine. Es zeigt sich, dass für jede Leistungsklasse die Verwendung einer Baukastendrehzahl ausreichend ist. Bei den 250 kW-Dampfturboladern sind 55.000 U/min und bei den 100 kW-Dampfturboladern sind 82.000 U/min optimal. Die Entwicklungskosten werden gesenkt, da so nur wenige Komponenten für den Baukasten ausgelegt werden müssen und speziell die Radialverdichter häufig verbaut werden können. Die Untersuchungen der Dampfexpansion in Dampfnetzen in Abschnitt 3.2 zeigen, dass die Verteilung der Dampfdrücke heterogen

ist. Die sechs ausgelegten Turbinen decken hierbei jedoch nur Teile des gesamten Anwendungsbereichs ab, sodass weitere Turbinenauslegungen zugeschnitten auf die jeweiligen Anwendungen notwendig sind. Dieser Umstand verdeutlicht die Notwendigkeit schneller Auslegungsmodelle mit hohem Detaillierungsgrad.

Die isentropen total-statischen Wirkungsgrade der sechs ausgelegten Turbinen liegen zwischen 63,1 % und 71,2 %. In Dampfturbinen in dieser Leistungsklasse unterhalb von 500 kW werden von vielen Herstellern lediglich Wirkungsgrade von 35–50 % erreicht [58, S. 5], da diese mit sehr niedrigen spezifischen Drehzahlen ausgelegt werden. Die Turbinenwirkungsgrade der vorliegenden Arbeit sind somit vergleichsweise hoch. Die Verlustanalyse in Abschnitt 5.2 belegt, dass die Spalt-, Nässe- und Laufradverluste in den ausgelegten Turbinen unterschiedlich sind. Ein kleines Dampfdruckverhältnis und eine hohe Leistung sorgen für hohe Wirkungsgrade, da alle drei Verlustanteile sinken. Aufgrund der Turbomaschinenkopplung und der fixierten Baukastendrehzahl sind die spezifischen Drehzahlen der Turbinen in Tabelle 5.1 zum Teil außerhalb des optimalen Bereichs, sodass bei einer frei wählbaren Auslegungsdrehzahl höhere Turbinenwirkungsgrade erzielbar wären.

Speziell bei kleinen Leistungsklassen zeigt sich bei der Dampfreferenz 2 mit niedriger spezifischer Drehzahl, dass die Schaufeln der Turbine sehr kurz werden. Eine weitere Steigerung des Dampfdruckverhältnisses und somit der Enthalpiedifferenz würde den Massenstrom und die Schaufelhöhe weiter reduzieren. Basierend auf den ausgelegten Turbinen wird für die 100 kW Anwendungen die isentrope total-statische Enthalpiedifferenz von ungefähr 450 kJ/kg (Dampfreferenz 2) als obere Auslegungsgrenze detektiert. Dies bedeutet, dass alle Anwendungen, die in Abbildung 3.3 eine höhere Enthalpiedifferenz aufweisen, bei dieser Leistungsklasse nicht realisierbar sind. Bei größeren Dampfleistungen steigen dieser Grenzwert und die Anzahl der umsetzbaren Anwendungsfälle.

Im umgekehrten Fall der kleinen Enthalpiedifferenz sind bei der einheitlichen Baukastendrehzahl die spezifischen Drehzahlen (Formel (4.1)) der Turbinen vergleichsweise hoch. Dies impliziert auch, dass der Wirkungsgrad der Turbine nicht optimal ist (Abbildung 4.3). Für die Anwendungsfälle in Abbildung 3.3, die eine geringere isentrope Enthalpiedifferenz als 160 kJ/kg (Dampfreferenz 3) aufweisen, ist bei der einheitlichen Drehzahl die spezifische Drehzahl noch höher und folglich der Wirkungsgrad niedriger. Es existieren zwei Möglichkeiten, um auch diesen Dampfexpansionsbereich bedienen zu können. Bei Option 1 wird der Baukasten mit zwei Drehzahlen je Leistungsklasse aufgebaut, sodass eine kleine Enthalpiedifferenz durch eine kleinere Drehzahl respektive optimalere spezifische Drehzahl mit akzeptablen Wirkungsgraden umsetzbar ist. Allerdings sinkt bei kleineren Drehzahlen der Radialverdichterwirkungsgrad (Abbildung 5.1). Infolgedessen müssen die möglichen Wirkungsgradvorteile tiefergehend untersucht werden. Bei Option 2 wird der Dampfmassenstrom und somit die Leistung aufgeteilt. Die Turbine wird daher zweistufig ausgeführt. Hierbei erfolgt die Entspannung in paralleler Anordnung, sodass in beiden Turbinen identische Enthalpiedifferenzen umgesetzt werden. Der Dampfturbolader wäre

bei dieser Option eine zweiwellige Maschine, bei der die Turbinenstufen jeweils eine Radialverdichterstufe (bei der $\Pi=8$ -Variante) antreiben. Durch die niedrigeren Massenströme sinkt die spezifische Drehzahl (Formel (4.1)) und die beiden Turbinenstufen arbeiten deutlich effizienter. Weitere Vorteile liegen in der Rotordynamik des Dampfturboladers. Nachteile der Option 2 stellen die höheren Kosten, größere Spaltverluste und der höhere Platzbedarf dar. Zusammenfassend zeigen beide Optionen Vor- und Nachteile, sodass in Folgeuntersuchungen der vorliegenden Arbeit die Problematik tiefergehend untersucht werden muss.

In den Verdichterauslegungen werden polytrope total-statische Wirkungsgrade zwischen 76 % und 82 % erreicht. Hierbei sind die Stufen der 250 kW-Verdichter effizienter, da die Spaltverluste deutlich geringer sind. Ebenso sind die Wirkungsgrade in den dreistufigen $\Pi=11$ -Ausführungen höher als in den zweistufigen $\Pi=8$ -Verdichtern. Dies ist in den geringeren Druckverhältnissen beziehungsweise Stufenbelastungen und Geschwindigkeiten begründet. Auch sorgt die Ausführung als Baukasten mit fixierter Auslegungsdrehzahl für Drehzahlen unterhalb der optimalen Radialverdichterdrehzahl. Dies führt zu Effizienzverlusten (Abbildung 5.1). In Summe sind die polytropen Wirkungsgrade unterhalb des optimalen Bereichs von 86–88 % [15, S. 6]. Das Potenzial zur Effizienzsteigerung bietet ein zweiwelliger Dampfturbolader, da dieser eine höhere Drehzahl der beiden Turbomaschinenstränge ermöglicht. Diese Effizienzsteigerung würde mitunter auch eine Radialverdichterausführung mit mehr Stufen erzielen, da die Stufendruckverhältnisse und die Stufenbelastung abgesenkt und somit die Wirkungsgrade gesteigert werden. Generell könnte durch den Einsatz eines Getriebes die Turbine und der Verdichter entkoppelt mit optimaler Drehzahl respektive höheren Wirkungsgraden ausgelegt werden. Ein Getriebe sorgt allerdings auch für zusätzliche mechanische Verluste und einen zusätzlichen Wartungsaufwand (Abschnitt 3.2), sodass in dieser Arbeit diese Option nicht untersucht wurde.

Die Auswertung der exergetischen Wirkungsgrade der zwölf Dampfturbolader des Baukastens weist Werte zwischen 40,0 % und 49,5 % auf. Im Vergleich zu typischen exergetischen Wirkungsgraden der Druckluftherzeugung von 62,5 % [165, S. 12] sind die Dampfturbolader-Wirkungsgrade deutlich niedriger. Da in der Druckluftherzeugung Strom verwendet wird, der mit niedrigem exergetischen Wirkungsgrad produziert wurde, sind die Werte insgesamt dennoch als vergleichsweise hoch einzuordnen. Bei einer hohen Leistung, geringen Dampfdruckdifferenzen und dreistufigen Verdichterausführungen werden die Wirkungsgrade maximal. Der minimale spezifische Leistungsbedarf der $\Pi=8$ Kompression liegt bei 6,23 kW/(m³/min) sowie bei der $\Pi=11$ Kompression bei 7,23 kW/(m³/min). Diese Werte liegen leicht oberhalb der typischen Werte der Druckluftproduktion (5,8 und 6,8 kW/(m³/min), Anhang D). Allerdings bezieht sich der spezifische Leistungsbedarf des Dampfturboladers auf einen zusätzlichen Brennstoffbedarf, also zusätzlichen Erdgasbedarf. Somit sind in diesen spezifischen Leistungsbedarfen mehr Umwandlungsschritte enthalten.

Hinsichtlich der Teillastfähigkeit zeigt der Verdichter P250B8 einen Betriebsbereich von lediglich $\alpha_B=1,2$. Hierbei sind noch keine Sicherheitsfaktoren berücksichtigt. Der exergetische Wirkungsgrad des Dampfturboladers sinkt im Teillastbereich um 2,5 % und auch die Drehzahl sinkt auf 54.480 U/min. Eine Analyse möglicher Betriebsbereichserweiterungen und Regelstrategien verdeutlicht, dass eine Erweiterung stark verlustbehaftet und baulich aufwendig ist sowie hohe Investitionskosten bedarf. Dies impliziert, dass bei den gegebenen Anforderungen (Abschnitt 3.2) der Dampfturbolader nahezu nur im Auslegungspunkt betreibbar ist. Um Verluste beim An- und Abfahren der Maschine zu vermeiden sollten die Schaltvorgänge möglichst gering gehalten werden. Falls eine Teillastfähigkeit stärker gewichtet wird als die Anforderung der kostengünstigen oder effizienten Ausführungen, wären an der Stelle andere Konzepte zur Umsetzung denkbar. Beispielsweise könnte durch eine mehrwellige Ausführung des Dampfturboladers die Stufenanzahl des Radialverdichters erhöht werden. Die geringeren Stufendruckverhältnisse senken die Umfangsmachzahl und erhöhen den Betriebsbereich. Dies wäre vor allem bei größeren Dampfturbolader-Leistungen umsetzbar. Außerdem zeigen verstellbare Eintrittsleiträder ein Potenzial zur Betriebsbereicherweiterung. In Kombination mit verstellbaren Diffusorschaufeln sind für den Dampfturbolader Betriebsbereiche bis $\alpha_B=2,0$ denkbar (Abschnitt 5.3). Dies sollte in weiterführenden Studien detailliert untersucht werden.

Der Fokus der vorliegenden Arbeit liegt auf der thermodynamischen und aerodynamischen Auslegung und Bewertung der Dampfturbolader. Mögliche Konstruktionen und die damit verbundenen strukturmechanischen und rotordynamischen Untersuchungen werden hierbei nicht durchgeführt. Diese Berechnungen sind nur für eine konkrete Anwendung sinnvoll und werden somit erst bei einem Prototypenbau des Dampfturboladers durchgeführt. GRÖNMAN ET AL. [128] untersuchen die mechanische Ausführung eines Schiffsturboladers als Kopplung eines zwischengekühlten zweistufigen Radialverdichters mit einer einstufigen Axialmaschine. Zusätzlich wird eine Motor-Generator-Kombination auf einer Welle angeordnet. Der Verdichter hat eine Leistung von 547 kW und die Drehzahl beträgt 30.000 U/min. Es bestehen somit Ähnlichkeiten des untersuchten Schiffsturboladers zum Dampfturbolader mit 250 kW und $\Pi=8$. Die von-Mises-Vergleichsspannungen der Bauteile in der Studie von GRÖNMAN ET AL. [128] sind weit unterhalb der Grenzwerte von Aluminium und Stahl. Hinsichtlich der Rotordynamik liegt die Auslegungsdrehzahl oberhalb der ersten Eigenmode, die bei den An- und Abfahrdurchgängen durchfahren wird.

Die Untersuchungen des Wärmetransports in gekoppelten Turbomaschinen in Abschnitt 2.3.2 zeigen, dass aufgrund der vergleichsweise geringen Turbineneintrittstemperatur der Wärmetransport im Dampfturbolader im Vergleich zu Automobilturboladern weniger stark ausgeprägt ist. Die technische Auslegung des Dampfturboladers verdeutlicht, dass der Dampfturbolader primär im Auslegungspunkt betrieben wird. Der starke Einfluss des Wärmetransportes in Teillastbetriebspunkten ist somit von minderm Interesse.

Im Bereich der Modellentwicklung (Kapitel 4) können aus der technischen Auslegung in diesem Kapitel 5 einige Schlüsse gezogen werden. Die Ergebnisse der *1D-Nachrechnung* zeigen aufgrund der Einbindung der CSM eine hohe Übereinstimmung mit den CFD-Simulationen. Die Abweichungen der einzelnen Turbinen- und Verdichterkennzahlen liegen durchschnittlichen bei maximal 2 %. Da der numerische Aufwand der *1D-Nachrechnung* mit Rechenzeiten von unter einer Minute sehr gering ist, kann mit dieser Methode bereits eine sehr detaillierte Auslegung der Turbomaschinen durchgeführt werden. Die Anzahl der CFD-Simulationen zur Analyse der dreidimensionalen Strömung, die mehrere Stunden Rechenzeit benötigen, wird somit stark gesenkt.

Im Vergleich der Turbinenauslegungen zu CFD-basierten Optimierungen zeigt sich, dass die Auslegungen bereits nah am aerodynamischen Optimum der Modelle liegen. Das Potenzial von bis zu 2,8 % Effizienzunterschied zwischen den Auslegungen und Optimierungen kann mitunter durch die Betrachtung weiterer Parameter im Auslegungsprozess (Druckverhältnis der Lavaldüse) und ein regelmäßiges Einpflegen optimaler Designs in die CSM gehoben werden. Somit kann der zeitliche Aufwand von CFD-basierten Optimierungen, der im Bereich von einer bis mehreren Wochen liegt, vermieden werden. Auch ist die Optimierung zum Heben des maximalen Effizienzpotenzials bei diesen geringen Unterschieden im proof-of-concept des Dampfturboladers vor dem Prototypenbau nicht erforderlich.

Abschließend wird der Beitrag dieser Arbeit zu den Forschungsfragen 2 und 3 dargelegt. Hinsichtlich der Methoden zur schnellen technischen Auslegung mit hohem Detaillierungsgrad (Forschungsfrage 2) verdeutlichen die Ausführungen dieses Abschnitts, dass das in Kapitel 4 erarbeitete Dampfturbolader-Gesamtmodell ein geeignetes Verfahren zur Auslegung darstellt. Speziell die Verzahnung der unterschiedlichen Module und die Integration der CSM in die *1D-Nachrechnung* erhöhen den Detaillierungsgrad bereits in den schnellen Vorauslegungen. Dies reduziert die Anzahl an Iterationsschritten mit zeitaufwändigen CFD-Simulationen. Die Auswertungen in diesem Kapitel zeigen eine hohe Übereinstimmung der verschiedenen Berechnungsmethoden. Da aufgrund der heterogenen Verteilungen der Dampftrandbedingungen eine Vielzahl von Turbinenauslegungen notwendig ist, kann durch die dargestellten Verfahren der Entwicklungsaufwand stark gesenkt werden. Die Anforderung eines schnellen und flexiblen Modells mit hoher Detailtiefe ist erfüllt. Die technischen Ausführungen der Dampfturbolader belegen, dass trotz der Einschränkungen in Form von minimalen Stufenanzahlen und einem Baukastensystem dennoch vergleichsweise hohe Wirkungsgrade erreicht werden. Die Kopplung einer Axialturbine mit einem Radialverdichter bei diesen Auslegungsrandbedingungen und den dargestellten Spezifikationen stellt somit eine Lösung zur Fragestellung 3 dar.

6 Quantifizierung des ökonomischen und ökologischen Nutzens

Nachdem im vorangegangenen Kapitel der Dampfturbolader als Kopplung einer Axialturbine mit einem Radialverdichter technisch bewertet wurde, wird im Folgenden der ökonomische und ökologische Nutzen des Dampfturboladers quantifiziert. Hierzu werden zunächst – basierend auf der technischen Ausführung – die Betriebsweise und die resultierenden Volllaststunden ermittelt. Im Anschluss wird darauf aufbauend der ökonomische und ökologische Nutzen in Relation zu den Referenzszenarien (Abschnitt 3.2) dargelegt.

6.1 Betriebsweise des Dampfturboladers

Die Auswertung der Teillastfähigkeit des Dampfturboladers in Abschnitt 5.3 verdeutlicht, dass der Dampfturbolader nur bedingt teillastfähig ist. Um Druckluftmassenströme unterhalb der Teillastgrenze Surge bereitzustellen, müsste ein Teil der Druckluft abgeblasen oder die Druckluft gedrosselt werden. Dies ist sehr ineffizient und sollte daher vermieden werden. Daher ist ein Betrieb des Dampfturboladers als Grundlastmaschine in der Druckluftversorgung anzustreben. Hierzu werden im Folgenden typische Betriebsweisen von industriellen Druckluftkompressoren sowie Dampfnetzen und somit die Machbarkeit der Grundlastbetriebsweise eines Dampfturboladers untersucht.

Um die Betriebsweise der jeweiligen Dampfturbolader-Anwendung detailliert zu untersuchen, sind fundierte Daten des Lastganges der Dampf- und Druckluftversorgung notwendig. Da diese jedoch sehr spezifisch für den jeweiligen Prozess der jeweiligen industriellen Branche sind, werden an dieser Stelle Durchschnittswerte verwendet. Hinsichtlich der Dampfversorgung zeigt sich, dass die notwendigen Dampfmassenströme des Dampfturboladers von maximal 8,4 t/h (2,342 kg/s, Tabelle 5.1) im unteren Bereich der typischen Dampfmassenströme der Dampfkessel (5–55 t/h [111, S. 187]) liegen. Daher ist auch bei Teillast des Dampferzeugers mit schwankenden Dampfmassenströmen zu erwarten, dass in den Dampfschienen des Dampfturboladers der Dampfmassenstrom weiterhin ausreichend ist. Somit wird angenommen, dass die Turbine durchgängig im Auslegungspunkt als Grundlastmaschine betreibbar ist. Außerdem liegen die Volllaststunden herkömmlicher Dampferzeuger in einem hohen Bereich. In der Literatur finden sich Angaben zwischen 5.000 h [170, S. 78] und 8.100 h [171, S. 15].

Im Bereich der Lastkurven von Druckluftversorgungen verdeutlicht WOUTERS [172], dass der jeweilige Bedarf sehr variabel und komplex ist, was eine Verallgemeinerung in dieser Arbeit erschwert. Für die Analyse des Betriebsverhaltens in dieser Quelle wurden über drei Jahre die Betriebsdaten von 30.000 Atlas-Copco-Schraubenkompressoren gesammelt. Im Rahmen dessen werden drei Kennzahlen verwendet, um die Betriebsweise zu charakterisieren: Die Betriebsstunden, das Lastverhältnis als Quotient aus den Volllaststunden und den Betriebsstunden sowie die Zyklenzahl pro Stunde. Bei einer Grundlastmaschine sind

das Lastverhältnis hoch und die Zyklenzahl niedrig. Die Leistungen der analysierten Kompressoren liegen zwischen 4 kW und 550 kW und die Ergebnisse sind in verschiedene Leistungsklassen geclustert. Die jährlichen Betriebsstunden der Kompressoren oberhalb von 100 kW betragen durchschnittlich 4.700 Stunden. Zusätzlich wird das obere Oktil der Daten berechnet, also der Wert der Betriebsstunden, den ein Achtel der analysierten Kompressoren übertreffen. Im relevanten Leistungsbereich von 50 bis 300 kW beträgt das obere Oktil rund 7.500 Betriebsstunden. Das Lastverhältnis steigt proportional zur Leistung an. Es beträgt im adressierten Leistungsbereich durchschnittlich zwischen 70 % und 77 %. Im oberen Oktil sind die Werte allesamt oberhalb von 99 %. Die Zyklenzahl sinkt mit steigender Leistung. Im Bereich von 100 kW liegt sie durchschnittlich zwischen 18 und 28 Schaltungen pro Stunde, bei 250 kW sind es durchschnittlich 14 Schaltungen. Im oberen Oktil sind alle Werte weit unter 1 (0,2–0,5), sodass diese Kompressoren während des Betriebes nahezu gar nicht in Teillast geschaltet und als Grundlastmaschinen betrieben werden. Dies wird durch die hohen Lastverhältnisse bestätigt. [172, S. 967]

Es wird deutlich, dass sich die Zyklenzahlen der Kompressoren stark unterscheiden. Zum einen ist dies in den verschiedenen Bedarfen der unterschiedlichen industriellen Prozesse begründet. Zum anderen sind in der Regel mehrere Kompressoren installiert, wobei einige Kompressoren als Grundlastmaschine betrieben werden und andere die Spitzenlastbedarfe bedienen [173, S. 92]. Eine Möglichkeit, die Zyklenzahl zu senken und die Energieeffizienz und Wirtschaftlichkeit von Druckluftversorgungen zu erhöhen, ist die Installation eines Druckluftpufferspeichers [174, S. 24]. Hierdurch wird die Druckluftbedarfskurve geglättet und der Grundlastbedarf steigt an. Die Daten von WOUTERS in Kombination mit der möglichen Installation von Druckluftpufferspeichern zeigen einen hohen Grundlastbedarf im adressierten Leistungsbereich sowie starke Fluktuationen bei kleinen Leistungen in der Spitzenlast. Ein Dampfturbolader als Grundlastmaschine ist somit in vielen Anwendungsfällen ($>1/8$, oberes Oktil) möglich. Darüber hinaus wird ergänzend ein Spitzenlastkompressor benötigt, der die Lastspitzen bedient. Diese Maßnahmen ermöglichen es, die Schaltzeiten und den Teillastbetrieb des Dampfturboladers zu reduzieren, um notwendige ineffiziente Druckluftdrosselungen oder -abbläsung zu vermeiden sowie die Zyklenzahl des Dampfturboladers gering zu halten.

In den nachfolgenden ökologischen und ökonomischen Bewertungen wird hinsichtlich der Volllaststunden ein Bereich von 4.000 h/a bis 8.000 h/a betrachtet. Die Analyse der Betriebsweise von Dampf- und Druckluftnetzen zeigt, dass in vielen Fällen Volllaststunden der Kessel und Kompressoren von bis zu 8000 h/a erreicht werden. Bei den Druckluftkompressoren liegen die durchschnittlichen Betriebsstunden bei 4700 h/a mit Lastverhältnisse von 99 % im oberen Oktil. Die untere Grenze der Volllaststunden wird daher konservativ mit 4000 h/a abgeschätzt. Sofern ein fixer Wert berücksichtigt wird, wird diese untere Grenze von 4.000 h/a herangezogen. Hinsichtlich der Umweltbelastungen, dem Primärenergiebedarf und den Kosten werden die Angaben aus Abschnitt 3.2 verwendet. Der Dampfbedarf der Turbine wird durch einen zusätzlichen Dampfmassenstrom

[115, S. 19] respektive durch einen zusätzlichen Erdgaseinsatz bedient. Für den Dampfturbolader ist Abdampf, der nicht in weiteren Prozessen benötigt wird und somit bilanziell keine ökologische oder ökonomische Belastung verursacht, diesbezüglich eine günstige Randbedingung. Dies wird in den Vergleichen zur konservativen Abschätzung vernachlässigt.

6.2 Quantifizierung des ökonomischen Nutzens

In der nachfolgenden Quantifizierung des ökonomischen Nutzens werden die ausgelegten Dampfturbolader den Referenzszenarien (Stand der Technik) aus Abschnitt 3.2 gegenübergestellt. Hierzu werden die Kostenvergleichsrechnung und die Bruttokapitalwertmethode verwendet (Anhang C). Die benötigten Parameterwerte sind in Tabelle 6.1 zusammengefasst. Neben den fixen Referenzparametern sind in der Tabelle auch die Bereiche der Parametervariation für die Sensitivitätsanalyse der ökonomischen Vergleiche dargestellt.

Tabelle 6.1: Zusammenfassung der fixen Werte und Variationsbereiche für die Parameter der ökonomischen Untersuchung des Dampfturboladers

Parameter	Einheit	Fixe Werte	Variationsbereich	Quelle/Verweis
Kesselwirkungsgrad η_{Kessel}	[-]	0,90		[111, S. 190]
Motorwirkungsgrad η_{Motor}	[-]	0,95		[8, S. 54]
Volllaststunden τ	[h/a]	4.000	4.000–8.000	Abschnitt 6.1
Gaspreis k_{Gas}	[€/kWh]	0,04	0,03–0,05	Abschnitt 3.2
Strompreis k_{el}	[€/kWh]	0,09	0,05–0,18	Abschnitt 3.2
CO ₂ -Preis k_{CO_2}	[€/t]	0	0–55	[175]
Spezifische Leistung $p_{\text{spez,DL},\dot{V}}$	[kW/(m ³ /min)]	5,8 ($\Pi=8$) 6,8 ($\Pi=11$)		Anhang D
Interner Zinssatz i	[%]	6	4–10	
Projektlaufzeit n	[a]	10	5–16	

Hinsichtlich des Kesselwirkungsgrades zeigen BLESLE UND KESSLER [111, S. 190], dass ohne Economiser Wirkungsgrade im Bereich von 90 % typisch sind. Mit einem Economiser werden Wirkungsgrade bis zu 95 % erreicht. In den nachfolgenden Vergleichen wird der Kesselwirkungsgrad konservativ mit 90 % abgeschätzt. Der Wirkungsgrad des Elektromotors zum Antrieb des Schraubenverdichters (Stand der Technik) wird in anderen Studien mit 95 % abgeschätzt [8, S. 54]. Für die Wertebereiche der Volllaststunden und Energiepreise werden die Ausführungen aus den Abschnitten 3.2 und 6.1 verwendet. Bei der Quantifizierung des ökonomischen Nutzens des Dampfturboladers wird ein CO₂-Preis erst zum Ende dieses Abschnitts als Ausblick dargestellt, weil in diesem Bereich aktuell viele Entwicklungen und Änderungen vollzogen werden. Als Parameterbereich werden hierbei Preise von 0 €/t bis 55 €/t betrachtet. 55 €/t ist der anvisierte CO₂-Preis der Bundesregierung für das Jahr 2025 [175]. Die spezifischen Leistungen der Schraubenkompressoren werden in Anhang D hergeleitet. Hinsichtlich des internen Zinssatzes möglicher Anwender

wird ein variabler Bereich von 4 % bis 10 % untersucht, wobei als fixer Wert 6 % betrachtet wird. Die Projektlaufzeit wird mit 10 Jahren angenommen. Diese Annahme ist erneut konservativ, da RADGEN [116, S. 5] je nach Kompressorleistung die Lebensdauer von Kompressoren mit 13 bis 16 Jahren beziffert. In einer Sensitivitätsanalyse soll der Bereich zwischen 5 und 16 Jahren betrachtet werden.

Für die ökonomischen und ökologischen Vergleichsrechnungen werden nicht alle zwölf, sondern lediglich vier der ausgelegten Dampfturbolader betrachtet: Wie die Untersuchungen in Abschnitt 3.2 zeigen, ist der zusätzliche Dampfbedarf durch den Einsatz eines Dampfturboladers nicht an den Turbinenwirkungsgrad geknüpft. Die Dampfreferenz ist somit in diesen übergeordneten Untersuchungen nicht von Interesse und es werden nur vier Maschinen untersucht (zwei Druckluftreferenzen, zwei Leistungen). Für diese vier Dampfturbolader wird die Kostenvergleichsrechnung durchgeführt und der Bruttokapitalwert ermittelt (Abschnitt 4.4). Die Ergebnisse sind in Tabelle 6.2 zusammengefasst. Sowohl das Ergebnis der Kostenvergleichsrechnung ΔK als auch der Bruttokapitalwert BKW_0 sind positiv. Dies impliziert, dass sich der Einsatz eines Dampfturboladers positiv auf die Betriebskosten eines Unternehmens auswirkt. Durch den Einsatz eines 100 kW-Dampfturboladers sinken die jährlichen Betriebskosten um ungefähr 20.000 €, durch den Einsatz eines 250 kW-Dampfturboladers um bis zu 62.000 €. Der Bruttokapitalwert liegt zwischen 146.000 € und 453.000 €.

Tabelle 6.2: Gegenüberstellung des ökonomischen Mehrwerts der verschiedenen Dampfturbolader

Parameter	Einheit	P100R1B8	P100R1B11	P250R1B8	P250R1B11
Kostendifferenz ΔK	[€/a]	19.955	22.292	54.886	61.555
Bruttokapitalwert BKW_0	[€]	146.873	164.067	403.967	453.056
Spezifische Investitionskosten $I_{\max, \text{spez}}$	[€/kW]	1.469	1.641	1.616	1.812

Der Bruttokapitalwert entspricht den maximalen Investitionskosten eines Dampfturboladers, sodass dessen Kapitalwert am Ende der Projektlaufzeit gleich null ist (Abschnitt 4.4). Im Bereich der Kompressoren werden häufig spezifische Investitionskosten $I_{\max, \text{spez}}$ angegeben. Diese dürfen beim Dampfturbolader unter den in dieser Arbeit getroffenen Annahmen demnach maximal zwischen 1.500 €/kW und 1.800 €/kW betragen (Tabelle 6.2). Es wird deutlich, dass der ökonomische Mehrwert zum einen mit steigendem Druckverhältnis und zum anderen mit steigender Leistung zunimmt. Die Gründe hierfür liegen in der technischen Auslegung des Dampfturboladers (Abschnitt 5.2). Beim Vergleich der maximalen spezifischen Investitionskosten ist zu beachten, dass die Dampfturbolader mit $\Pi=11$ mit einem dreistufigen Radialverdichter ausgelegt sind und somit mögliche Herstellkosten bedingt durch die zusätzliche Radialverdichterstufe und den zusätzlichen Zwischenkühler höher ausfallen.

VAN ELBURG ET AL. [117, S. 128] beziffern, dass die Anschaffungskosten von Druckluftkompressoren in der Regel zwischen 200 €/kW und 400 €/kW liegen. Wenn die Kosten des Dampfturbolader-Kompressors mit dem oberen Wert der Skala von 400–500 €/kW und zusätzlich für die Turbine identische Werte angenommen werden, sind mögliche Anschaffungskosten eines Dampfturboladers von 800–1000 €/kW bei einer Produktion mit großer Stückzahl weit unterhalb der maximalen Investitionssumme. Der Dampfturbolader hat daher einen hohen ökonomischen Nutzen für den industriellen Anwender, aber auch für den Hersteller des Dampfturboladers. Falls der Dampfturbolader keine Rationalisierungsinvestition, sondern eine Ersatzinvestition darstellt, steigt der ökonomische Mehrwert durch den eingesparten Kauf eines neuen Kompressors. Im Folgenden wird die Sensitivität dieses Ergebnisses hinsichtlich der angenommenen Parameterwerte analysiert.

Im Rahmen der Sensitivitätsanalyse werden im Folgenden die Einflüsse der einzelnen Parameter aus Tabelle 6.1 in den dargestellten Bereichen untersucht. In einem ersten Schritt wird der Einfluss der Volllaststunden auf den Bruttokapitalwert analysiert. In einem nächsten Schritt wird der gekoppelte Einfluss des Zinssatzes und der Projektlaufzeit betrachtet. Abschließend wird die Sensitivität des Bruttokapitalwerts hinsichtlich der gekoppelten Parameter Strompreis und Gaspreis beziffert. Für die Analysen wird der Dampfturbolader P100R1B8 herangezogen, da dieser den geringsten Bruttokapitalwert aufweist und somit die untere Grenze des ökonomischen Mehrwerts darstellt. Der Einfluss der Volllaststunden lässt sich anhand der Formel (4.14) verdeutlichen. Da sowohl die Betriebskosten im Referenzszenario und die Betriebskosten eines Dampfturboladers als auch mögliche CO₂-Kosten proportional zu den Volllaststunden sind, ist der Kostenunterschied ebenfalls proportional zu den Volllaststunden. Dies impliziert, dass beim Einsatz des Dampfturboladers P100R1B8 mit 8.000 Volllaststunden die Kosteneinsparung auf 39.900 € steigt. Auch der Bruttokapitalwert und die spezifischen maximalen Investitionskosten steigen auf 294.000 € beziehungsweise 2.940 €/kW. Somit wirken sich höhere Volllaststunden positiv auf den ökonomischen Mehrwert eines Dampfturboladers aus.

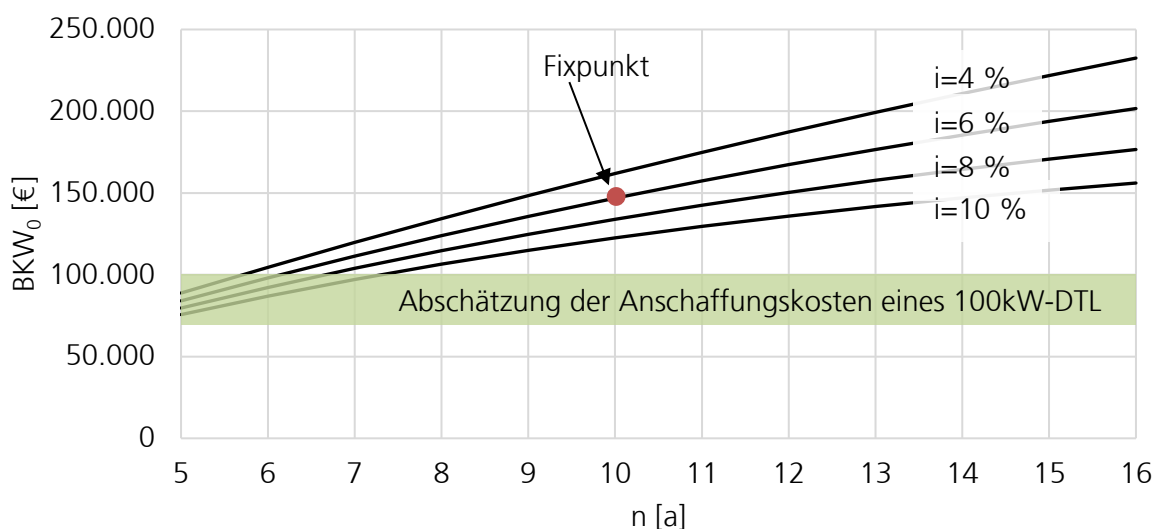


Abbildung 6.1: Darstellung des Bruttokapitalwerts BKW_0 in Abhängigkeit der Projektlaufzeit n und des internen Zinssatzes i für den Dampfturbolader P100R1B8

Hinsichtlich der unternehmensspezifischen Projektlaufzeiten und internen Zinssätze ist in Abbildung 6.1 die Sensitivität des Bruttokapitalwerts aufgetragen. Der Bruttokapitalwert steigt gemäß Formel (4.15) mit der Projektlaufzeit und sinkt mit dem internen Zinssatz. Zusätzlich ist ein möglicher Anschaffungskostenbereich des Dampfturboladers mit 800–1000 €/kW beziehungsweise 80.000–100.000 € eingezeichnet. Bei einem internen Zinssatz von 10 % liegt der Bruttokapitalwert bei einer Projektlaufzeit unterhalb von 7,3 Jahren innerhalb dieser Anschaffungskostenspanne. Eine Investition wäre folglich nicht sinnvoll. Bei einem internen Zinssatz von 4 % sinkt diese Grenze auf 5,7 Jahre. Bei einer Betrachtung der möglichen Lebensdauer des Dampfturboladers von 16 Jahren steigen die Bruttokapitalwerte auf 156.000–232.000 €.

Die Strom- und Gaspreise sind ebenfalls unternehmensspezifisch und mögliche Variationsbereiche sind in Tabelle 6.1 zusammengefasst. Für diese Parameterbereiche sind die Bruttokapitalwerte sowie der mögliche Anschaffungskostenbereich eines Dampfturboladers dieser Leistungsklasse in Abbildung 6.2 eingetragen. Allgemein wirkt sich ein hoher Strompreis positiv und ein hoher Gaspreis negativ auf den Bruttokapitalwert aus. Bei einem Gaspreis von 3 ct/kWh liegt der Bruttokapitalwert ab einem Strompreis von 6,4 ct/kWh oberhalb der möglichen Anschaffungskosten von 100.000 €. Bei einem Gaspreis von 5 ct/kWh steigt dieser Wert auf 8,6 ct/kWh. Bei identischen Strom- und Gaspreisen von 5 ct/kWh wird der Bruttokapitalwert negativ. Im Extremfall – bei einem Gaspreis von 3 ct/kWh und einem Strompreis von 16 ct/kWh – beträgt der Bruttokapitalwert 460.000 €. Allgemein ist der Großteil möglicher – derzeit als realistisch erachteter – Strom- und Gaspreiskombinationen oberhalb der möglichen Anschaffungskosten eines Dampfturboladers und somit wirtschaftlich sinnvoll für Industrieunternehmen.

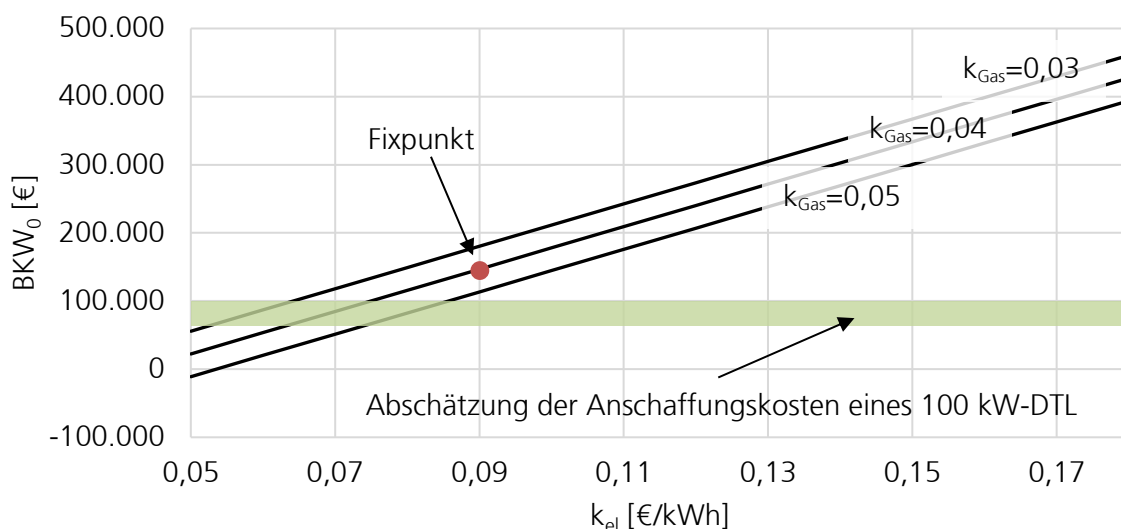


Abbildung 6.2: Darstellung des Bruttokapitalwerts BKW_0 in Abhängigkeit des Strom- k_{el} und Gaspreises k_{Gas} für den Dampfturbolader P100R1B8

In Formel (4.14) wird deutlich, dass sich ein CO_2 -Preis als zusätzlicher Summand positiv auf die Betriebskosteneinsparung eines Dampfturboladers auswirkt. Diese zusätzliche Kosteneinsparung ist proportional zu CO_2 -Einsparung und CO_2 -Preis. Die möglichen CO_2 -

Einsparungen eines Dampfturboladers werden in Abschnitt 6.3 quantifiziert. Für die Quantifizierung des ökonomischen Nutzens durch die CO₂-Einsparung wird für den Dampfturbolader P100R1B8 eine Einsparung von 125 t/a herangezogen. Bei einem anvisierten CO₂-Preis von 55 €/t in Deutschland im Jahr 2025 entspricht dies einer zusätzlichen Kosteneinsparung von 6.875 €/a. Der Bruttokapitalwert steigt folglich um 50.600 € bei einer zehnjährigen Projektlaufzeit. Somit lässt sich bei diesem Szenario fast die Hälfte der möglichen Dampfturbolader-Anschaffungskosten durch die Einsparung der CO₂-Besteuerung erwirtschaften.

Zusammenfassend zeigt sich, dass der Dampfturbolader bei einem Großteil der industriellen Randbedingungen einen ökonomischen Vorteil zu den Referenzszenarien aufweist. Je nach Dampfturbolader-Anwendung liegt der Bruttokapitalwert zwischen 146.000 € und 453.000 €. Der spezifische Bruttokapitalwert respektive die spezifischen maximalen Investitionskosten betragen 1.500 €/kW bis 1.800 €/kW. Diese Werte liegen oberhalb der abgeschätzten Anschaffungskosten eines Dampfturboladers (Abschätzung 800 €/kW bis 1.000 €/kW). Die jährliche Kosteneinsparung liegt zwischen 20.000 € und 62.000 €. In einer Sensitivitätsanalyse wurde gezeigt, dass bei einem Großteil der möglichen industriellen Parametervariationen der ökonomische Nutzen des Dampfturboladers so groß ist, dass eine Investition aus wirtschaftlicher Sicht gerechtfertigt ist. Hierbei wirken sich hohe Volllaststunden, niedrige Gaspreise, hohe Strompreise, hohe Projektlaufzeit, niedrige interne Zinssätze und ein hoher CO₂-Preis positiv auf den Kapitalwert aus.

6.3 Quantifizierung des ökologischen Nutzens

Gemäß den Ausführungen in Abschnitt 4.4 werden für die Quantifizierung des ökologischen Nutzens die Primärenergie- und CO₂-Einsparung durch den Einsatz eines Dampfturboladers ermittelt (Formeln (4.16) und (4.17)). Hierzu werden neben einigen bekannten Parametern der ökonomischen Vergleiche die Primärenergiefaktoren f_p und die CO₂-Emissionsfaktoren EF von Strom und Erdgas herangezogen. Die Werte sind in Tabelle 6.3 zusammengefasst. Hinsichtlich der Volllaststunden wird erneut ein variabler Parameterbereich von 4.000 h/a bis 8.000 h/a betrachtet. Die Primärenergiefaktoren von Strom und Erdgas betragen 1,8 kWh/kWh_{PEA} und 1,1 kWh/kWh_{PEA} [176, S. 6]. Hierbei wird nur der nicht-erneuerbare Anteil als Primärenergie bewertet; erneuerbare Energien haben somit einen Primärenergiefaktor von 0 kWh/kWh_{PEA}. Da der Strommix in Deutschland einem fortwährenden Wandel unterliegt, wird ein variabler Parameterbereich betrachtet. Mit dem Ziel einer CO₂-freien Energieversorgung von Deutschland wird der nicht-erneuerbare Primärenergiefaktor des Stroms sukzessiv sinken, bis er theoretisch den Wert von null erreicht. Analog wird der nicht-erneuerbare PEA zur Dampfproduktion auf null sinken. Hinsichtlich der CO₂-Emissionsfaktoren werden die fixen Werte aus Abschnitt 3.2 herangezogen, sowie ein variabler Bereich hin zu einer CO₂-freien Energieversorgung in Deutschland betrachtet.

Tabelle 6.3: Zusammenfassung der fixen Werte und Variationsbereiche für die Parameter der ökologischen Untersuchung des Dampfturboladers

Parameter	Einheit	Fixe Werte	Variationsbereich	Quelle/Verweis
Kesselwirkungsgrad η_{Kessel}	[-]	0,90		[111, S. 190]
Motorwirkungsgrad η_{Motor}	[-]	0,95		[8, S. 54]
Volllaststunden τ	[h/a]	4.000	4.000–8.000	Abschnitt 6.1
Primärenergiefaktor Gas $f_{p,\text{Gas}}$	[kWh/kWh _{PEA}]	1,1	0,0–1,1	[176, S. 6]
Primärenergiefaktor Strom $f_{p,\text{el}}$	[kWh/kWh _{PEA}]	1,8	0,0–1,8	[176, S. 6]
Emissionsfaktor Gas EF_{Gas}	[g/kWh]	201	0–201	Abschnitt 3.2
Emissionsfaktor Strom EF_{el}	[g/kWh]	512	0–512	Abschnitt 3.2
Spezifische Leistung $p_{\text{spez,DL},\dot{V}}$	[kW/(m ³ /min)]	5,8 ($\Pi=8$) 6,8 ($\Pi=11$)		Anhang D

Für die fixen Parameterwerte in Tabelle 6.3 ist der ökologische Nutzen des Dampfturboladers in Tabelle 6.4 zusammengefasst. Erneut müssen lediglich vier der zwölf Dampfturbolader herangezogen werden, da die Dampfpräferenz keinen Einfluss auf das Ergebnis hat (Abschnitt 6.2). Der PEA zur Druckluftproduktion kann durch den Einsatz eines Dampfturboladers deutlich reduziert werden. Der PEA sinkt um 34,5 % bis 41,7 %. Dies entspricht je nach Dampfturbolader-Leistung bei 4.000 Volllaststunden einer Primärenergieeinsparung von 263,1 MWh bis 891,0 MWh. Es zeigt sich, dass sich eine hohe Leistung und eine dreistufige Ausführung (bei den höheren Kompressordruckverhältnissen) positiv auf die Primärenergieeinsparung auswirken. Dies ist in den höheren Wirkungsgraden begründet (Abschnitt 5.2). Der CO₂-Ausstoß sinkt um 57,9 % bis 62,5 % und wird somit mehr als halbiert. Dies entspricht bei 4.000 Volllaststunden einer CO₂-Verminderung um 125,6 t/a bis 380,3 t/a je Dampfturbolader-Anwendung.

Bezüglich der Sensitivität des ökologischen Nutzens hinsichtlich der Volllaststunden zeigen die Formeln (4.16) und (4.17), dass der CO₂-Ausstoß und der PEA proportional zu den Volllaststunden sind. Somit bleibt der relative ökologische Nutzen eines Dampfturboladers konstant, aber die absoluten Einsparungen steigen. Beim Dampfturbolader P100R1B8 werden dementsprechend bei 8.000 h/a 526,2 MWh/a Primärenergie und 251,2 t/a CO₂ eingespart.

Tabelle 6.4: Gegenüberstellung des ökologischen Mehrwerts der verschiedenen Dampfturbolader

Parameter	Einheit	P100R1B8	P100R1B11	P250R1B8	P250R1B11
ΔPEA	[MWh/a]	263,1	309,8	757,6	891,0
$\Delta\text{PEA}_{\text{rel}}$	[%]	34,5	38,3	37,8	41,7
Δm_{CO_2}	[t/a]	125,6	138,9	342,3	380,3
$\Delta m_{\text{CO}_2,\text{rel}}$	[%]	57,9	60,4	60,1	62,5

Abschließend wird die Sensitivität der ökologischen Vorteile hinsichtlich der Primärenergiefaktoren und der CO₂-Emissionsfaktoren untersucht. In Abbildung 6.3 ist die Primärenergieeinsparung für variierende Primärenergiefaktoren von Strom und Gas aufgetragen. Es zeigt sich ein linearer Zusammenhang. Bei einem Primärenergiefaktor des Gases von 1,1 ist eine Primärenergieeinsparung bis zu einem Faktor des Stromes von 1,18 gegeben. Hierbei ist zu beachten, dass der Wirkungsgrad des Kessels konservativ für Kessel ohne Economiser abgeschätzt wird. Auch wird für die Sensitivitätsanalysen der Dampfturbolader mit der geringsten Effizienz verwendet. Für andere Annahmen liegt der Wert mitunter unterhalb von 1,1. Falls der Dampf bereits ohne fossilen PEA bereitgestellt wird oder bilanziell kein zusätzlicher Brennstoffbedarf vorliegt (Abdampf), beträgt der Primärenergiefaktor $f_{p,Gas}=0$ und die Primärenergieeinsparung steigt von 263,1 MWh/a auf 761,9 MWh/a (bei $f_{p,el}=1,8$). Falls der Primärenergiefaktor des Stromes weit unterhalb des Primärenergiefaktors des Gases liegt, wird zusätzliche Primärenergie benötigt. Folglich wird bei der Druckluftproduktion in einem Dampfturbolader bei diesen Randbedingungen mehr Primärenergie aufgewandt als in den Referenzszenarien. Ob solche Randbedingungen realistisch sind, wird in Abschnitt 6.4 diskutiert.

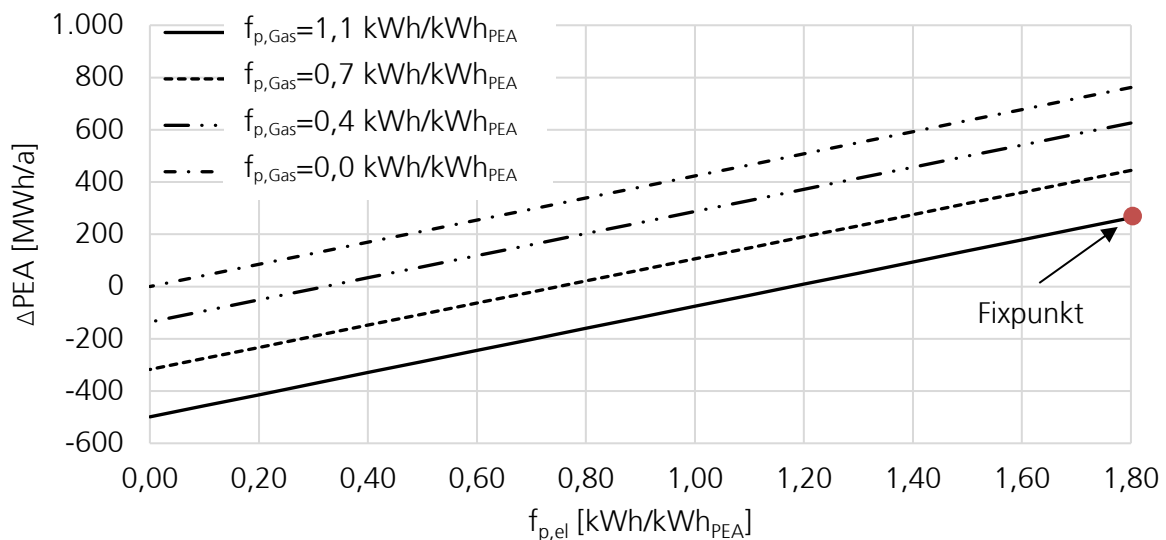


Abbildung 6.3: Darstellung der Differenz des Primärenergieaufwandes ΔPEA in Abhängigkeit der Primärenergiefaktoren von Strom $f_{p,el}$ und (Erd-)Gas $f_{p,Gas}$

Analog sind in Abbildung 6.4 die Unterschiede im CO₂-Ausstoß für variierende CO₂-Emissionsfaktoren dargestellt. Für den Fall der CO₂-freien Dampfproduktion oder der Verwendung von Abdampf steigt die CO₂-Einsparung durch den Einsatz des Dampfturboladers P100R1B8 von 125,6 t/a auf 216,7 t/a. Die CO₂-Einsparung sinkt mit sinkendem CO₂-Emissionsfaktor des Stromes. Bei einem höheren CO₂-Emissionsfaktor des Erdgases als des Stromes werden durch den Dampfturbolader zusätzliche CO₂-Emissionen produziert. Auch dieses Ergebnis wird in Abschnitt 6.4 diskutiert.

Zusammenfassend zeigt sich, dass durch den Einsatz eines Dampfturboladers in der Druckluftproduktion ein signifikanter ökologischer Mehrwert entsteht. Begründet ist dies vor allem in der Substitution der elektrischen Energie, die mit einem hohen PEA und CO₂-

Ausstoß verknüpft ist. Der CO_2 -Ausstoß sinkt um 58 % bis 63 % und der PEA um 34 % bis 42 %. Wenn im Zuge der Energiewende der Primärenergiefaktor und der CO_2 -Emissionsfaktor der elektrischen Energie sinken, verringert sich auch der ökologische Nutzen des Dampfturboladers.

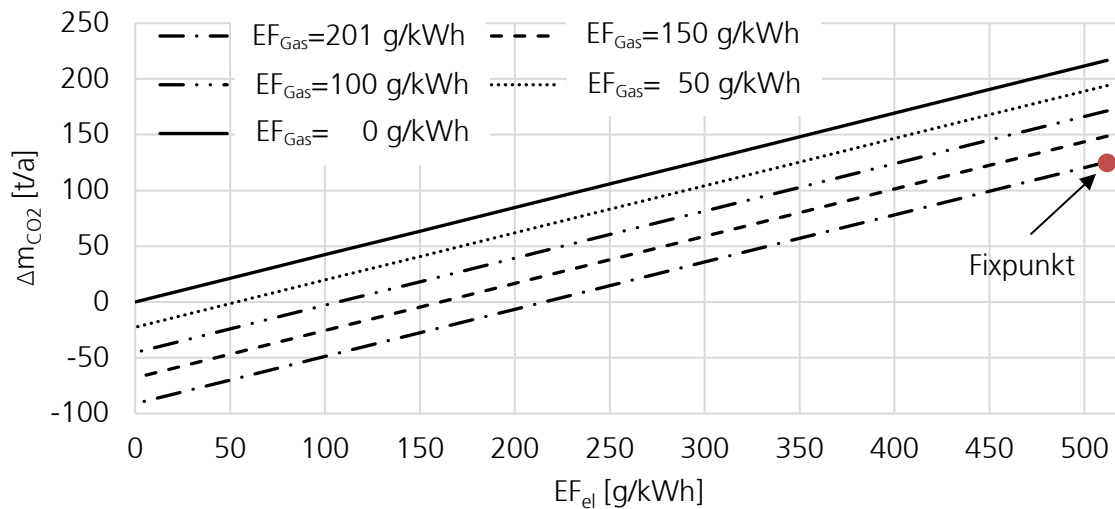


Abbildung 6.4: Darstellung der CO_2 -Einsparung Δm_{CO_2} in Abhängigkeit der CO_2 -Emissionsfaktoren von Strom EF_{el} und (Erd-)Gas EF_{Gas}

6.4 Diskussion der Ergebnisse

In Abschnitt 6.1 wurde die Betriebsweise des Dampfturboladers hergeleitet. Basierend auf der technischen Bewertung des Dampfturboladers zeigt sich, dass der Dampfturbolader als Grundlastmaschine eingesetzt werden sollte. Eine Analyse der Daten von WOUTERS [172] zeigt, dass mindestens ein Achtel der Druckluftkompressoren im adressierten Leistungsbereich als Grundlastmaschinen mit Lastverhältnissen oberhalb von 99 % eingesetzt werden. Durch den Einsatz von (zusätzlichen) Druckluftpufferspeichern wird der Druckluftbedarf geglättet und die Anzahl möglicher Dampfturbolader-Anwendungsfälle kann weiter gesteigert werden. Der Dampfturbolader wird hierbei durch einen Spitzenlastkompressor unterstützt. Seitens der Dampfversorgung wird keine Einschränkung einer Grundlastbetriebsweise detektiert. Je nach industrieller Anwendung liegen die Volllaststunden der Maschinen zwischen 4.000 und 8.000 Stunden pro Jahr.

Diese Betriebsweise stellt eine gute Basis für den Bau eines ersten Prototyps dar, um so erste Betriebserfahrungen mit einem Dampfturbolader zu sammeln. Nachdem hinsichtlich der Konstruktion, Rotordynamik und Strukturmechanik erste Erfahrungen gesammelt wurden und erste Betriebsdaten vorliegen, können für die in Abschnitt 5.5 thematisierten Flexibilisierungsmaßnahmen des Radialverdichters Untersuchungen durchgeführt werden. Allgemein ist der Bedarf an Grundlastmaschinen ausreichend groß für eine erste Version eines Grundlast-Dampfturboladers.

Die Untersuchungen in Abschnitt 6.2 hinsichtlich der Ermittlung der Betriebskosteneinsparung und des Bruttokapitalwerts eines Dampfturboladers zur Quantifizierung des ökonomischen Nutzens zeigen, dass der Dampfturbolader in nahezu allen betrachteten Anwendungsfällen einen ökonomischen Nutzen für den Endnutzer schafft. Je nach Druckluft-, Dampf- und Leistungsreferenz lassen sich jährlich durchschnittlich zwischen 20.000 € und 62.000 € an Betriebskosten einsparen. Die resultierenden maximalen spezifischen Investitionskosten in einen Dampfturbolader liegen bei den getroffenen Annahmen zwischen 1.500 €/kW und 1.800 €/kW. Diese Werte sind konservativ geschätzt und der Mehrwert steigt mit höheren Volllaststunden, niedrigeren Gaspreisen, höheren Strompreisen und steigendem CO₂-Preis an.

Speziell der CO₂-Preis erhöht die Wirtschaftlichkeit eines Dampfturboladers signifikant. Bei einem CO₂-Preis von 55 €/t werden durch den Dampfturbolader P100R1B8 zusätzliche Kosten von 6.875 €/a eingespart. In der öffentlichen Diskussion werden potenzielle Preise von bis zu 205 €/t genannt [177, S. 4], die proportional den ökonomischen Mehrwert eines Dampfturboladers erhöhen würden. Wie in Abschnitt 6.3 verdeutlicht, wird mit zukünftig sinkenden CO₂-Belastungen des Stromes in Deutschland die CO₂-Einsparung durch einen Dampfturbolader-Einsatz sukzessiv sinken und somit auch der ökonomische Vorteil eines CO₂-Preises reduziert.

In den wirtschaftlichen Betrachtungen in Abschnitt 6.2 liegt der Fokus auf den Auswirkungen des Dampfturboladers auf die Betriebskosten und den Bruttokapitalwert. Folglich werden die Investitionskosten eines Dampfturboladers nur abgeschätzt. Dies ist für die Untersuchung der generellen Machbarkeit eines Dampfturboladers in dieser Arbeit auch zielführend, da mögliche Investitionskosten ohne die technische Umsetzung nur schwer kalkulierbar sind. Bei der Betrachtung der Investitionskosten in aufbauenden Arbeiten müssen zusätzlich weitere Komponenten bei der ökonomischen Bewertung eines Dampfturboladers berücksichtigt werden. Denn mögliche – durch den Einsatz eines Dampfturboladers notwendige – Investitionen in einen Spitzenlastkompressor oder einen Druckluftpufferspeicher wirken sich negativ auf den ökonomischen Mehrwert eines Dampfturboladers aus.

Die Untersuchungen in Abschnitt 2.3.1 zeigen, dass der Ersatz von Expansionsventilen durch Antriebsturbinen unterhalb einer Turbinenleistung von 1.000 kW häufig nicht wirtschaftlich ist. Durch Dampfturbinen mit hohen Effizienzen sowie die Einsparung der hohen Investitionskosten des Generators und Getriebes stellt der Dampfturbolader – wie in Abschnitt 6.2 dargestellt – eine wirtschaftliche Möglichkeit der Nutzung des exergetischen Potenzials dar. Die Ergebnisse lassen sich auch auf andere Anwendungsfälle übertragen, in denen eine schnelldrehende einstufige Axialturbine direkt-gekoppelt als Antriebsmaschine fungiert.

Durch den Einsatz des Dampfturboladers könnte in aktuellen Anwendungen ein Großteil der CO₂-Belastung und des PEA in der Druckluftproduktion vermieden werden. Je nach Dampfturbolader-Anwendung sinkt der CO₂-Ausstoß um 58 % bis 63 %. Außerdem wird

der PEA um 34 % bis 42 % reduziert. Die Reduzierung resultiert aus der Substitution des CO₂-Ausstoßes und des PEA bei der elektrischen Energieerzeugung durch den Einsatz von Erdgas, was aktuell ökologischer ist. Die Verwendung von Dampfturbinen zur effizienten Nutzung der Druckdifferenzen in Dampfnetzen schafft somit einen hohen ökologischen Mehrwert, wie auch die Untersuchungen in Abschnitt 2.3.1 für die Antriebsturbinen in Dampfnetzen im Allgemeinen belegen.

Bei der Ermittlung des ökonomischen und ökologischen Mehrwerts werden jene Fälle ausgeklammert, in denen Abdampf mit ausreichendem Dampfdruck zur Verfügung steht. Dieser Abdampf ist bilanziell nicht mit zusätzlichem Erdgasbedarf respektive CO₂-Ausstoßen und einem PEA verknüpft. Folglich fällt der ökonomische und ökologische Mehrwert eines Dampfturbinen in diesen Anwendungsfällen höher aus. Diese Anwendungsfälle sollten verstärkt für den Einsatz von Dampfturbinen analysiert werden.

In der Sensitivitätsanalyse in Abschnitt 6.3 wird deutlich, dass der ökologische Mehrwert des Dampfturbinen direkt an die ökologischen Belastungen der elektrischen Energie geknüpft ist. Mit steigender Dekarbonisierung der Stromproduktion wird folglich auch der ökologische Mehrwert eines Dampfturbinen sinken. Dementsprechend sollten Dampfturbinen möglichst schnell eingesetzt werden, um bereits jetzt den CO₂-Ausstoß und den PEA in Deutschland nachhaltig zu senken und die Transformation der Energieversorgung zu unterstützen. Allerdings wird in der Sensitivitätsanalyse auch deutlich, dass theoretisch Szenarien existieren, in denen Dampfturbinen ökologisch nachteilig sind. Dies ist der Fall, wenn die ökologische Belastung durch den zusätzlichen Energiebedarf zur Bereitstellung des Dampfes höher ist, als die Belastung des substituierten Stromes. Es ist diskutabel, ob im Transformationsprozess der Energieversorgung in Deutschland diese Szenarien in der Realität häufig eintreten werden. Denn auch die Wärmeversorgung wird zukünftig dekarbonisiert werden und soll bis 2050 CO₂-frei erfolgen. Hierfür gibt es verschiedene Optionen, wie den Einsatz von Biomasse oder die Unterstützung durch Geothermie, aber auch der Einsatz von Wasserstoff oder synthetischen Brennstoffen ist denkbar [178, S. 3]. Durch diese Optionen wird auch der Primärenergiefaktor des zusätzlichen Dampfbedarfes sinken.

Die fortlaufende Dekarbonisierung der Energieversorgung wird in Zukunft dazu führen, dass sowohl die Stromversorgung als auch die Wärmeversorgung mit CO₂-freien PEA ohne den Einsatz fossiler Energien auskommen wird. Dies wirft jedoch folgende Frage auf:

»Ist der Dampfturbinen eine reine Übergangstechnologie und stellt dieser bei einer zukünftig dekarbonisierten Energieversorgung keinen Mehrwert dar?«

Diese Frage muss aus verschiedenen Gründen verneint werden. Einerseits wird der ökonomische Nutzen bedingt durch geringere Dampferzeugungs- als Strompreise höchstwahrscheinlich weiterhin bestehen, sodass sich die Frage allein auf den ökologischen Nut-

zen bezieht. Andererseits zeigt sich hierbei, dass sich der ökologische Nutzen zwar verändert aber weiterhin bestehen bleibt: Erstens wird weiterhin die Energiewandlungskette reduziert und Energie eingespart, wenn Strom in Zeiten geringer Stromerzeugung der volatilen Quellen durch Wasserstoff oder synthetische Brennstoffe in Brennstoffzellen, Gasturbinen oder Kraftwärmekopplungsanlagen erzeugt wird. In diesen Fällen ist die direkte Wandlung der Brennstoffe in Dampf und durch den Dampfturbolader in Druckluft effizienter. Und zweitens kann durch den Dampfturbolader eine Laststeuerung (Demand-Side-Management) ermöglicht werden, sodass der Stromspeicherbedarf sinkt und die Netze entlastet werden. Hierzu werden sowohl ein Dampfturbolader als auch ein stromgetriebener Druckluftkompressor installiert. In Zeiten, in denen ausreichend Strom vorhanden ist, wird Druckluft strombasiert durch den Druckluftkompressor erzeugt. Zu Zeiten niedriger Stromproduktion wird Druckluft durch den Einsatz zusätzlichen Dampfes bedient. Durch die Kombination dieser beiden Maschinen kann somit die Last des Stromnetzes verschoben werden, was sich positiv auf die Ökologie auswirkt.

Zusammenfassend zeigt sich, dass durch den Dampfturbolader heute und in Zukunft ein ökologischer und ökonomischer Mehrwert erzeugt wird. In heutigen Anwendungen kann der CO₂-Ausstoß in der Druckluftproduktion um mehr als die Hälfte reduziert werden. Der PEA sinkt ebenfalls um mehr als ein Drittel. In diesem Kapitel wurde der ökologische sowie ökonomische Mehrwert eines Dampfturboladers detailliert quantifiziert und die vierte Forschungsfrage dieser Arbeit somit beantwortet.

7 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wird das Konzept eines Dampfturboladers zur Prozessoptimierung untersucht. Mit dem Dampfturbolader – der Kopplung einer axialen Dampfturbine mit einem Radialkompressor – sollen Dampfnetze zur industriellen Druckluftversorgung genutzt werden. Der Stand des Wissens belegt, dass die Nutzung der Druckdifferenzen in Dampfnetzen einen großen ökologischen Mehrwert bietet, Dampfturbinen zur Stromerzeugung jedoch unterhalb einer Leistung von einem Megawatt aktuell zumeist nicht wirtschaftlich sind. Die Gründe hierfür liegen in den vergleichsweise geringen Wirkungsgraden der Turbinen dieser Leistungsklasse und den hohen Investitionskosten insbesondere der erforderlichen elektrischen Generatoren und Getriebe. Durch den Einsatz des Dampfturboladers soll effizient und kostengünstig das exergetische Potenzial der Dampfnetze ausgeschöpft werden, um direkt Druckluft zu produzieren. Der Stand des Wissens zeigt, dass der Verzicht auf Generatoren und die direkte Nutzung der mechanischen Energie zum Antrieb von Maschinen im kleinen Leistungsbereich bislang kaum umgesetzt wird. Bisherige Konzepte zum Antrieb von Druckluftschraubenkompressoren durch Dampfexpander sind nicht effizient oder technisch schwer umsetzbar. In der vorliegenden Arbeit wird daher ein neues Konzept – die Kopplung einer Axialturbine mit einem Radialkompressor zur dampfgetriebenen Drucklufterzeugung – untersucht. Hierzu besteht eine Forschungslücke, die im Rahmen dieser Arbeit mittels folgender Aspekte adressiert wurde:

- Ist die Kombination der beiden angedachten Turbomaschinen geeignet?
- Wie kann der Dampfturbolader für die heterogenen Randbedingungen schnell und detailliert ausgelegt werden?
- Wie wird der Dampfturbolader technisch ausgeführt?
- Welchen ökologischen sowie ökonomischen Mehrwert bietet der Dampfturbolader?

In einem ersten Schritt wurden hierzu typische Randbedingungen einer Dampfturbolader-Anwendung in Deutschland erarbeitet. Hinsichtlich des Leistungsbedarfs der Druckluftkompressoren und des Leistungsangebots möglicher Dampfturbinen zur Druckreduktion zeigt sich eine Übereinstimmung im Bereich von 50 kW bis 300 kW. Standarddruckluftkompressoren dieser Leistungsklasse weisen ein Druckverhältnis zwischen sieben und elf auf. Die Ein- und Austrittsdrücke der in industriellen Dampfnetzen installierten Expansionsventile sind sehr heterogen verteilt. Daher wurden für die Untersuchungen basierend auf der Clustering-Methode drei charakteristische Dampfnetzbereiche ermittelt. Zusätzlich wurden weitere Anforderungen an einen Dampfturbolader definiert. Es zeigte sich, dass eine möglichst kompakte und kostengünstige Maschine mit hoher Effizienz entwickelt werden muss. Basierend auf diesen Randbedingungen und Anforderungen wurden die axiale Dampfturbine und der Radialverdichter in Konkurrenz zu anderen Fluid-

energiemaschinen bewertet. Im Bereich der Expansion ist die Axialturbine für die Randbedingungen am geeignetsten. Insbesondere die schnelldrehende Gleichdruckturbine verspricht hohe Effizienzen bei einer kompakten Bauform und einer flexiblen Adaption an die unterschiedlichen Randbedingungen. Hinsichtlich der Kompression sind im adressierten Anwendungsbereich Radialverdichter und Schraubenverdichter besonders geeignet. Die hohen Drehzahlen und die kompakte Bauform sind hierbei ausschlaggebend für die direkte Kopplung eines Radialverdichters mit einer schnelldrehenden axialen Gleichdruckturbine.

Für die Kopplung dieser beiden Turbomaschinen wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Modell zur schnellen und detaillierten Auslegung und Bewertung entwickelt. Dieses Gesamtmodell umfasst die Verknüpfung verschiedener Modelle zur Auslegung, Bewertung und Kopplung der Komponenten eines Dampfturboladers. In der Entwicklung der Turbomaschinen wird eine Kombination der Methoden der eindimensionalen Stromfadentheorie, der numerischen Strömungssimulationen und der CFD-basierten Surrogate-Models gewählt. Speziell im Bereich der Überschallturbinen wurde die CSM-Methode in dieser Arbeit weiterentwickelt und der Stand des Wissens erweitert. Außerdem zeigt sich, dass die thermo- und aerodynamische Erstauslegung eines Dampfturboladers mithilfe des Modells in einem Tag durchgeführt werden kann. Der Vergleich zu CFD-basierten Optimierungen am Beispiel der Turbinen zeigt, dass die Gesamtmodell-basierten Auslegungen bereits nah am aerodynamischen Optimum liegen. Der Unterschied liegt im Bereich von 1,3 % bis 2,8 %. Dieser Unterschied soll durch zukünftige Weiterentwicklungen des Modells noch verringert werden.

Insgesamt wurden in der vorliegenden Arbeit zwölf Dampfturbolader ausgelegt und untersucht. Hierbei wurden zwei Leistungsklassen (100 kW und 250 kW), zwei Kompressor-druckverhältnisse ($\Pi=8$ und $\Pi=11$) und drei Dampferenzen betrachtet. Die Dampfturbolader wurden basierend auf einem Baukastensystem entwickelt, um Synergien hinsichtlich der Produktions- und Entwicklungskosten zu heben. Dies impliziert, dass für die jeweilige Leistungsklasse alle Turbinen und Verdichter mit identischer Drehzahl ausgelegt werden müssen. Hierzu wurde basierend auf einer Exergieanalyse die optimale Drehzahl der jeweiligen Leistungsklasse ermittelt. Diese beträgt für 100 kW 82.000 U/min und für 250 kW 55.000 U/min. Die Dampfturbinen werden hierbei einstufig, die Verdichter je nach Druckverhältnis zweistufig ($\Pi=8$) oder dreistufig ($\Pi=11$) ausgeführt. Die isentropen total-statischen Wirkungsgrade der Dampfturbinen liegen im Bereich von 63 % bis 71 %. Im Vergleich zum Stand des Wissens ($\eta_{ts,is}=35\text{--}50$ %) sind dies sehr hohe Werte für kleine Dampfturbinen. Begründet ist dies in der gewählten Turbomaschinenbauart, den hohen Drehzahlen und der detaillierten aerodynamischen Auslegung der Turbinen im Hinblick auf Überschallphänomene. Die polytropen total-statischen Wirkungsgrade der Radialverdichterstufen betragen zwischen 76 % und 82 %. Diese Werte liegen unterhalb des optimalen Bereichs dieser Turbomaschinenbauart ($\eta_{ts,pol}=86\text{--}88$ %), aber dennoch in einem akzeptablen Bereich. Die gekoppelten Maschinen erreichen exergetische Wirkungsgrade zwischen 40 % und 50 %. Zusammenfassend zeigt sich, dass eine hohe Leistung, geringe

Dampfdruckdifferenzen und eine dreistufige Verdichterausführungen optimal für effiziente Dampfturbolader sind. Für alle untersuchten Referenzszenarien ließ sich ein Dampfturbolader thermodynamisch und aerodynamisch ausführen. Allerdings zeigt sich auch, dass Dampfturbolader im Leistungsbereich unter 100 kW sehr geringe Effizienzen aufweisen und mitunter nicht mehr ausführbar sind. Zudem ist die Nutzung von hohen Druckdifferenzen im Dampfnetz bei geringen Dampfturbolader-Leistungen limitiert. Bei 100 kW beträgt der Grenzwert bezogen auf die isentrope Enthalpiedifferenz ungefähr $\Delta h_{ts,is}=450$ kJ/kg.

Hinsichtlich der Teillastfähigkeit zeigt sich, dass der Dampfturbolader primär als Grundlastmaschine eingesetzt werden muss. Begrenzend ist hier der hochbelastete Radialverdichter, der lediglich eine Massenstromvariation von 20 % zulässt. Konzepte zur Steigerung der Teillastfähigkeit, wie die mehrstufigen oder mehrwelligen Dampfturbolader sowie zusätzliche Regeleinheiten sorgen für höhere Investitionskosten und einen größeren Bauraum. Die Erweiterung der Teillastfähigkeit durch Drosselung oder Abblasung der Druckluft ist hingegen ineffizient. Daher wurden die aufgezählten Optionen zur Betriebsbereichserweiterung in dieser Arbeit nicht tiefergehend untersucht, sondern Dampfturbolader zur Grundlastversorgung des industriellen Druckluftbedarfs analysiert.

Der Bedarf an Grundlastkompressoren ist hoch, da bereits heute mehr als ein Achtel der Kompressoren zur Bereitstellung des Grundlastbedarfes eingesetzt werden. Bei dieser Grundlastbetriebsweise zeigt sich, dass Unternehmen durch den Einsatz von Dampfturboladern zwischen 20.000 € und 62.000 € jährlich an Betriebskosten einsparen können. Basierend auf dem Bruttokapitalwert wird ermittelt, dass ein entsprechender Dampfturbolader für Unternehmen bis zu spezifischen Investitionskosten von 1.500 €/kW bis 1.800 €/kW einen ökonomischen Mehrwert darstellt. Diese spezifischen Investitionskosten liegen im Vergleich zu den Anschaffungskosten von herkömmlichen Druckluftkompressoren (200 €/kW und 400 €/kW [117, S. 128]) in einem sehr hohen Bereich, sodass die Investition in einen Dampfturbolader einen ökonomischen Mehrwert für Unternehmen bieten sollte. Bei höheren Volllaststunden, niedrigeren Gaspreisen, höheren Strompreisen und steigendem CO₂-Preis steigt der Mehrwert für die Unternehmen weiter an. Bei einem anvisierten CO₂-Preis von 55 €/t wird fast die Hälfte der möglichen Beschaffungskosten allein durch die Vermeidung von CO₂-Emissionen refinanziert und die dargestellten Einsparungen steigen deutlich.

Neben dem ökonomischen Mehrwert stellt der Dampfturbolader einen ökologischen Mehrwert dar. Durch die Substitution von Strom durch Erdgas in der Kompression von Luft sinkt der CO₂-Ausstoß um 58 % bis 63 % und der PEA um 34 % bis 42 %. Bei einer Dampfturbolader-Anwendung mit 100 kW entspricht dies einer CO₂-Einsparung von 125,6 t/a und einer Reduktion des PEA um 263,1 MWh/a. Mit der fortschreitenden Dekarbonisierung der Strom- und Wärmeversorgung in Deutschland wird dieser Mehrwert zukünftig reduziert. Jedoch bietet der Dampfturbolader selbst bei einer CO₂-freien Energieversorgung ökologische Vorteile. Die Energiewandlungsketten und Verluste werden

durch den Dampfturbolader im Vergleich zur Druckluftproduktion aus brennstoffbasiertem Strom drastisch reduziert. Außerdem kann der Dampfturbolader in Kombination mit einem strombasierten Druckluftkompressor netzdienlich wirken, indem in Zeiten geringer Stromproduktion Druckluft durch zusätzlichen Dampf- respektive Brennstoffeinsatz bedient wird. In Zeiten hoher Stromproduktion wird Druckluft hingegen durch elektrische Energie produziert.

Zusammenfassend zeigen die Untersuchungen in der vorliegenden Arbeit, dass der Dampfturbolader Industrieunternehmen eine Möglichkeit aufzeigt, mit einem ökonomischen Mehrwert das Potenzial der Druckreduktion in Dampfnetzen zu nutzen. Somit wird auch für Bereiche unter einem Megawatt Turbinenleistung eine Anwendung geboten, den dargestellten ökologischen Mehrwert ohne Mehrkosten zu heben. Aufbauend auf diesen Ergebnissen sind weiterführende Untersuchungen sinnvoll und notwendig.

Das in dieser Arbeit entwickelte Modell zur Auslegung und Bewertung sollte fortlaufend weiterentwickelt und verbessert werden. So zeigte beispielsweise der Vergleich zu CFD-basierten Optimierungsrechnungen, dass das Auslegungsdruckverhältnis der Lavalldüse eine wichtige Variationsgröße darstellt. Dies wird in künftige Dampfturbolader-Auslegungen einbezogen. Auch sollten in die CSM fortlaufend die Ergebnisse von Auslegungsrechnungen integriert werden. Die Güte der CSM und CFD-Simulationen sollte anhand weiterer Messwerte überprüft und validiert werden. Außerdem sollte das Modell um Methoden zur Abschätzung des rotordynamischen, strukturmechanischen und regelungstechnischen Verhaltens des Dampfturboladers erweitert werden.

Zusätzlich zu den zwölf ausgelegten Dampfturboladern dieser Arbeit sollten weitere Auslegungen erarbeitet werden, um den möglichen Einsatzbereich und problematische Randbedingungen zu detektieren und eingrenzen zu können. Hinsichtlich der Konzeptionierung des Dampfturboladers zeigte sich, dass für eine Steigerung der Effizienz und Teillastfähigkeit die Untersuchung von mehrwelligen Konzepten sowie die Kompression und Expansion in mehreren Stufen sinnvoll erscheint. Auch der Einsatz von verstellbaren Eintrittsleiträdern bietet ein Potenzial. In aufbauenden Untersuchungen sollte daher untersucht werden, ob die Anforderungen an einen Dampfturbolader dann weiterhin erfüllt sind und welchen Mehrwert solche Konzepte bieten.

Entscheidend für die weitere Entwicklung und eine mögliche Umsetzung eines Dampfturboladers zur Prozessoptimierung sind die Konstruktion und der Bau eines Prototyps. Der Fokus sollte hierbei auf der Gewinnung erster Betriebserfahrungen sowie strukturmechanischen und rotordynamischen Untersuchungen liegen. Entsprechende Untersuchungen werden bereits im Rahmen eines auf dieser Arbeit aufbauenden FuE-Projekts adressiert. Das Projekt »Dampfturbolader – Effizienzsteigerung in Industrieunternehmen durch Kopplung von Dampf- und Druckluftnetzen« wird im Klimaschutzwettbewerb EnergiesystemWandel.NRW unter der Kennziffer EFRE-0801814 gefördert.

Literaturverzeichnis

- [1] A. Merkel, Regierungserklärung von Bundeskanzlerin Angela Merkel zur Energiepolitik: Der Weg zur Energie der Zukunft. [Online] Verfügbar unter: <https://archiv.bundesregierung.de/archiv-de/regierungserklaerung-von-bundeskanzlerin-angela-merkel-zur-energiepolitik-der-weg-zur-energie-der-zukunft-mitschrift-1008262>. Zugriff am: 20.03.2021.
- [2] T. Fleiter et al., Where Are the Promising Energy-Efficient Technologies? A Comprehensive Analysis of the German Energy-Intensive Industries, ECEEE 2011 SUMMER STUDY, S. 702–713, 2011.
- [3] Center for Industrial Research and Service, Energy-Related Best Practices: A Sourcebook for the Chemical Industry, S. 1–124, 2005.
- [4] L. Wu, Y. Liu, X. Liang und L. Kang, Multi-objective optimization for design of a steam system with drivers option in process industries, *Journal of Cleaner Production*, Nr. 136, S. 89–98, 2016.
- [5] I. K. Smith, N. Stosic und A. Kovačević, *Power recovery from low-grade heat by means of screw expanders*. Amsterdam, Boston, Cambridge: Woodhead Publishing an imprint of Elsevier, 2014.
- [6] S. Wolf, M. Blesl und A. Kessler, Industrielle Energieeffizienzpotenziale, *BWK - Das Energie-Fachmagazin*, Nr. 11, S. 43–45, 2017.
- [7] W. Eichhammer et al., Study on the Energy Savings Potentials in EU Member States, Candidate Countries and EEA Countries, S. 1–313, 2009.
- [8] G. Hinsenkamp, J. Reinhardt und M. Hager, Druckluft: Störungsfreie, kostengünstige und energieeffiziente Bereitstellung, *Impuls-Programm RAVEL NRW*, S. 1–105, 2007.
- [9] W. J. Bräunling, *Flugzeugtriebwerke: Grundlagen, Aero-Thermodynamik, ideale und reale Kreisprozesse, Thermische Turbomaschinen, Komponenten, Emissionen und Systeme*, 3. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer, 2009.
- [10] R. van den Braembussche, *Design and analysis of centrifugal compressors*, 1. Aufl. Chichester, West Sussex: John Wiley & Sons Ltd; ASME Press, 2019.
- [11] W. Traupel, *Thermische Turbomaschinen: Teil 1*, 4. Aufl. Berlin: Springer, 2001.
- [12] W. Fister, *Fluidenergiemaschinen: Band 1: Physikalische Voraussetzungen, Kenngrößen, Elementarstufen der Strömungs- und Verdrängermaschinen*, 1. Aufl. Berlin: Springer, 1984.
- [13] B. Eckert und E. Schnell, *Axial- und Radialkompressoren: Anwendung / Theorie / Berechnung*, 2. Aufl. Berlin: Springer, 1961.
- [14] W. Bohl, *Strömungsmaschinen 2: Berechnung und Konstruktion*, 7. Aufl. Würzburg: Vogel, 2005.

- [15] C. Robinson, M. Casey und I. Woods, An integrated approach to the aero-mechanical optimisation of turbo compressors, Current Trends in Design and Computation of Turbomachinery - PCA Engineers Limited, 2011.
- [16] M. P. Boyce, Gas turbine engineering handbook, 2. Aufl. Boston MA: Gulf Professional Pub, 2002.
- [17] N. A. Cumpsty, Compressor aerodynamics, 1. Aufl. Essex, England: Longman Scientific & Technical, 1989.
- [18] H. Sigloch, Strömungsmaschinen: Grundlagen und Anwendungen, 3. Aufl. München: Hanser, 2006.
- [19] F. J. Wiesner, A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers, Journal of Engineering for Power, S. 558–566, 1967.
- [20] H. W. Oh, E. S. Yoon und M. K. Chung, An optimum set of loss models for performance prediction of centrifugal compressors, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Nr. 211, S. 331–338, 1997.
- [21] E. I. Gutierrez Velasquez, Determination of a suitable set of loss models for centrifugal compressor performance prediction, Chinese Journal of Aeronautics, Jg. 30, Nr. 5, S. 1644–1650, 2017.
- [22] R. H. Aungier, Centrifugal compressors: A strategy for aerodynamic design and analysis, 1. Aufl. New York: ASME Press, 2000.
- [23] J. H. Horlock, Axial flow turbines: Fluid Mechanics and Thermodynamics, 1. Aufl. London: Butterworths, 1966.
- [24] A. Verneau, Supersonic Turbines For Organic Fluid Rankine Cycles from 3 to 1300 kW, von Karman Institute for Fluid Dynamics Lecture Series, S. 1–55, 1987.
- [25] D. Surek und S. Stempin, Angewandte Strömungsmechanik: Für Praxis und Studium, 1. Aufl. Wiesbaden: B.G. Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden, 2007.
- [26] A. Ferri, Elements of aerodynamics of supersonic flows, 1. Aufl. Mineola (New York): Dover Publications, 2005.
- [27] L. J. Goldman, Supersonic Turbines in Turbine Design and Application, A. J. Glassman, Hg., S. 1–29, 1975.
- [28] G. Meauzé und A. Fourmaux, Numerical simulation of flows in axial and radial turbomachines using euler solver, von Karman Institute for Fluid Dynamics Lecture Series, Nr. 07, S. 1–56, 1987.
- [29] H.-J. Lichtfuss und H. Starken, Supersonic Cascade Flow, Progress in aerospace sciences, Nr. 15, S. 37–149, 1974.
- [30] C. D. Colclough, Design of Turbine Blades Suitable for Supersonic Relative Inlet Velocities and the Investigation of Their Performance in Cascades: Part II: Experiments, Results and Discussion, The journal of mechanical engineering science, Nr. 8, S. 185–197, 1966.
- [31] T. Most und J. Will, Metamodel of Optimal Prognosis - An automatic approach for variable reduction and optimal metamodel selection, Weimar Optimization and Stochastic Days Proceedings, Jg. 5, S. 1–22, 2008.

-
- [32] Dynardo GmbH, Methods for multi-disciplinary optimization and robustness analysis, OptiSLang Hilfe, S. 1–75, 2017.
- [33] D. Roos, T. Most, J. Unger und J. Will, Advanced surrogate models within the robustness evaluation, Weimar Optimization and Stochastic Days Proceedings, Jg. 4, S. 1–43, 2007.
- [34] R. H. Myers, D. C. Montgomery und C. Anderson-Cook, Response surface methodology: Process and product optimization using designed experiments, 4. Aufl. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, 2016.
- [35] C. Lemieux, Monte Carlo and quasi-Monte Carlo sampling, 1. Aufl. New York, NY: Springer, 2009.
- [36] A. Samad und K.-J. Kim, Surrogate Based Optimization Techniques for Aerodynamic Design of Turbomachinery, International Journal of Fluid Machinery and Systems, Nr. 2, S. 179–188, 2009.
- [37] A. I. J. Forrester, A. Sóbester und A. J. Keane, Engineering design via surrogate modelling: A practical guide, 1. Aufl. Chichester: Wiley, 2008.
- [38] H. K. Versteeg und W. Malalasekera, An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method, 2. Aufl. Harlow England, New York: Pearson Education Ltd, 2007.
- [39] W. Dahmen und A. Reusken, Numerik für Ingenieure und Naturwissenschaftler, 2. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer, 2008.
- [40] R. Schwarze, CFD-Modellierung, 1. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2013.
- [41] J. D. Anderson, Modern compressible flow: With historical perspective, 3. Aufl. Boston, Mass.: McGraw-Hill, 2003.
- [42] H. Schlichting, K. Gersten und E. Krause, Grenzschicht-Theorie, 9. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1997.
- [43] K. Lucas, Thermodynamik: Die Grundgesetze der Energie- und Stoffumwandlungen, 3. Aufl. Berlin: Springer, 2001.
- [44] J. H. Ferziger und M. Perić, Numerische Strömungsmechanik, 3. Aufl. Berlin: Springer, 2008.
- [45] ANSYS, CFX-Solver Modeling Guide: Release 18.2, S. 1–649, 2017.
- [46] Boris, J. P., Grinstein, F. F., Oran, E. S., and Kolbe, R. S, CFX Reference Guide: Release 18.2, S. 1–416, 2017.
- [47] U. Bierbaum, Ressourcenschonende Druckluftherzeugung mit Dampf: Dampf statt Strom, Plastverarbeiter, Jg. 51, Nr. 7, S. 32–33, 2000.
- [48] ELANG Kompressoren, New ELANG Catalog. [Online] Verfügbar unter: <https://www.elangcompressor.com/upfile/2020/New%20ELANG%20Catalog.pdf>. Zugriff am: 22.05.2020.
- [49] ELANG Kompressoren, Dampfturbine Kompressor. [Online] Verfügbar unter: <https://www.elangcompressor.com/de/steam-turbine-compressor-40.html>. Zugriff am: 20.05.2020.

- [50] Heliex, AirComp: Harnessing your steam to create low cost compressed air. [Online] Verfügbar unter: <https://www.heliexpower.com/media/1260/170330-heliex-aircomp-leaflet.pdf>. Zugriff am: 06.01.2021.
- [51] A. P. Weiss, Volumetric Expander versus Turbine – Which is the Better Choice for Small ORC Plants?, International Seminar on ORC Power Systems - Paper ID 22, S. 1–10, 2015.
- [52] Howden Group, Howden's steam turbines provide a power output up to 24MW. [Online] Verfügbar unter: <https://www.howden.com/en-gb/products/steam-turbines#pdf>. Zugriff am: 03.02.2021.
- [53] GE POWER, Steam Turbine STF-200/100 Series. [Online] Verfügbar unter: https://www.gepower.com/content/dam/gepower-pgdp/global/en_US/documents/product/steam%20turbines/Fact%20Sheet/gea33036-steam-200-100-series-2017.pdf. Zugriff am: 02.03.2020.
- [54] MAN, MARC Steam Turbines: The modular turbine concept. [Online] Verfügbar unter: <https://pdf.directindustry.com/pdf/man-diesel-turbo/marc-steam-turbines/19648-349653.html>. Zugriff am: 09.04.2020.
- [55] Mitsubishi, Steam Turbine Generators (AT-Type). [Online] Verfügbar unter: https://www.mhi-mme.com/products/boilerturbine/steam_turbine.html. Zugriff am: 08.04.2021.
- [56] P. Kessler, Driving Centrifugal Compressor Technology, Atlas Copco, S. 1–50, 2016.
- [57] Mitsubishi, Mechanical Drive Steam Turbine. [Online] Verfügbar unter: <https://pdf4pro.com/view/mitsubishi-mechanical-drive-steam-turbine-2db7b.html>. Zugriff am: 09.04.2018.
- [58] Carrier, Microsteam Power System: Opening a New Market for Energy Recovery and On-Site Power Generation, White Paper, S. 1–14, 2008.
- [59] H. Wenzel, Verfahren und Vorrichtung zum Verdichten eines gasförmigen Mediums EP0592059, Deutschland, 13.09.1993.
- [60] Y. Chunqian, Air compressor driven by steam turbine CN202031661, China, 09.11.2011.
- [61] Y. Yamamoto und T. Matsui, Steam driven oil-free screw compressor, Research and Development Kobe Steel Engineering Reports, Jg. 2, Nr. 63, S. 11–13, 2013.
- [62] S. Yunchao und Y. U. Mingzhong, Geothermal And Waste Heat Recovery Steam Turbine, Proceedings of the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Jg. 24, S. 2155–2159, 1989.
- [63] A. G. Mellor, R. C. Muir, J. F. O'Mara und J. F. Ransom, Economic Comparison of Steam Turbine Versus Motor-Driven Boiler Feed Pumps, Transactions of the American Institute of Electrical Engineers. Part III: Power Apparatus and Systems, Nr. 3, S. 784–792, 1956.
- [64] L. Sun, S. Doyle und R. Smith, Understanding steam costs for energy conservation projects, Applied Energy, Nr. 161, S. 647–655, 2016.

-
- [65] P. Velasco-Garcia, P. S. Varbanov, H. Arellano-Garcia und G. Wozny, Utility systems operation: Optimisation-based decision making, *Applied Thermal Engineering*, Jg. 31, Nr. 16, S. 3196–3205, 2011.
- [66] B. Cochrane und E. Chiarotto, Application of Steam Turbine Driven Chillers in CHP/DES System. Präsentation. Vancouver, 11.06.2018.
- [67] N. F. Sakellariadis, S. I. Raptotasio, A. K. Antonopoulos, G. C. Mavropoulos und D. T. Hountalas, Development and validation of a new turbocharger simulation methodology for marine two stroke diesel engine modelling and diagnostic applications, *Energy*, Nr. 91, S. 952–966, 2015.
- [68] A. Boretti, Conversion of a heavy duty truck diesel engine with an innovative power turbine connected to the crankshaft through a continuously variable transmission to operate compression ignition dual fuel diesel-LPG, *Fuel Processing Technology*, Nr. 113, S. 97–108, 2013.
- [69] M.-B. Ricardo, P. Apostolos und M. Yang, Overview of boosting options for future downsized engines, *Science China Technological Sciences*, Nr. 54, S. 318–331, 2011.
- [70] A. B. Turner, S. J. Davies, P. R. N. Childs, C. G. Harvey und J. A. Millward, Development of a novel gas turbine driven centrifugal compressor, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, Nr. 214, S. 423–437, 2000.
- [71] K. A. Al-attab und Z. A. Zainal, Externally fired gas turbine technology: A review, *Applied Energy*, Nr. 138, S. 474–487, 2015.
- [72] X. Luo, B. Zhang, Y. Chen und S. Mo, Modeling and optimization of a utility system containing multiple extractions steam turbines, *Energy*, Nr. 36, S. 3501–3512, 2011.
- [73] L. A. Catalano, F. de Bellis und R. Amirante, Improved Inverse Joule Brayton Air Cycle Using Turbocharger Units, *Proceedings of Conference on Thermal and Environmental Issues in Energy Systems*, S. 1–6, 2010.
- [74] S. Li, S. Wang, Z. Ma, S. Jiang und T. Zhang, Using an air cycle heat pump system with a turbocharger to supply heating for full electric vehicles, *International Journal of Refrigeration*, Nr. 77, S. 11–19, 2017.
- [75] H. P. Bloch und C. Soares, *Turboexpanders and process application*, 1. Aufl. Boston: Gulf Professional Publ, 2001.
- [76] Atlas Copco, Getriebekompressor mit Radialturbine. [Online] Verfügbar unter: <https://www.atlascopco.com/de-de/compressors/products/processairgasequipment/centrifugal-compressors/compander>. Zugriff am: 09.06.2020.
- [77] C. B. Meyer-Humyi, T. Matthews, A. Pelagotti und H. P. Weyermann, Gas turbines and turbocompressors for LNG service, *Proceeding of the Turbomachinery Symposium*, Jg. 36, S. 115–148, 2007.
- [78] A. Sidorow, R. Isermann, F. Cianflone und G. Landsmann, Comparison of a turbocharger model based on isentropic efficiency maps with a parametric approach

- based on Euler's turbo-machinery equation*, IFAC Proceedings Volumes, Jg. 18, S. 10627–10632, 2011.
- [79] G. Z. He, H. Xie und S. He, Overall efficiency optimization of controllable mechanical turbo-compounding system for heavy duty diesel engines, *Science China Technological Sciences*, Nr. 60, S. 36–50, 2017.
- [80] A. Diango, C. Perilhon, G. Descombes und E. Danho, Application of exergy balances for the optimization of non-adiabatic small turbomachines operation, *Energy*, Nr. 36, S. 2924–2936, 2011.
- [81] R. Burke, C. Copeland und T. Duda, Investigations into the Assumptions for Lumped Capacitance Model, *Proceedings of International conference on simulation and testing*, Jg. 6, S. 1–18, 2014.
- [82] A. Romagnoli, A. Manivannan, S. Rajoo, M. S. Chiong, A. Feneley, A. Pesiridis und R. F. Martinez-Botas, A review of heat transfer in turbochargers, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Nr. 79, S. 1442–1460, 2017.
- [83] P. Chesse, D. Chalet und X. Tauzia, Impact of the Heat Transfer on the Performance Calculations of Automotive Turbocharger Compressor, *Oil & Gas Science and Technology – Revue d'IFP Energies nouvelles*, Nr. 66, S. 791–800, 2011.
- [84] C. Schemmann, Optimization of the Operation Characteristics of a highly stressed Centrifugal Compressor Impeller Using Automated Optimization and Metamodeling Methods, *Proceedings of ASME Turbo Expo*, S. 1–11, 2017.
- [85] A. Samad, K.-Y. Kim, T. Goel, R. Haftka und W. Shyy, Shape Optimization of Turbomachinery Blade Using Multiple Surrogate Models, *Proceedings of FEDSM*, S. 1–10, 2006.
- [86] B. Poethke, S. Völker und K. Vogeler, Multi-Fidelity Surrogate Models for Predicting the Aerodynamic Performance of Turbine Airfoils, *Proceedings of European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics*, Jg. 12, S. 1–14, 2017.
- [87] Z. Leylek, A. Neely und T. Ray, Global Surrogate Modelling of Gas Turbine Aerodynamic Performance, *Australasian Fluid Mechanics Conference*, Jg. 19, S. 1–4, 2014.
- [88] G. Badjan, C. Poloni, A. Pike und N. Ince, Evaluation of Surrogate Modelling Methods for Turbo-Machinery Component Design Optimization, *Advances in Evolutionary and Deterministic Methods for Design, Optimization and Control in Engineering and Sciences*, Nr. 36, S. 209–223, 2015.
- [89] J. Peter und M. Marcelet, Comparison of surrogate models for turbomachinery design, *WSEAS Transactions on Fluid Dynamics*, Nr. 3, S. 10–17, 2008.
- [90] N. Papila, W. Shyy, L. Griffin und D. J. Dorney, Shape Optimization of Supersonic Turbines Using Global Approximation Methods, *Journal of Propulsion and Power*, Nr. 18, S. 1–15, 2002.
- [91] A. Romei und G. Persico, Novel Shape Parametrization Technique Applied to the Optimization of a Supersonic ORC Turbine Cascade, *Proceedings of ASME Turbo Expo*, S. 1–12, 2018.

-
- [92] M. Waesker, B. Buelten, N. Kienzle und C. Doetsch, Optimization of Supersonic Axial Turbine Blades Based on Surrogate Models, Proceedings of ASME Turbo Expo, S. 1–9, 2020.
- [93] C. Schemmann, M. Geller und N. Kluck, A Multi-Fidelity Sampling Method for Efficient Design and Optimization of Centrifugal Compressor Impellers, Proceedings of ASME Turbo Expo, S. 1–9, 2018.
- [94] S. Li, M. Huang und X. Liu, Geometric Uncertainty Analysis Of A Centrifugal Compressor Using Kriging Model, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Nr. 1043, S. 1–9, 2021.
- [95] X. Wang, J. Sun, P. Song, Y. He und D. Xu, Three-Dimensional Blade Shape Optimization for a Transonic Axial Flow Compressor Through Incorporating Surrogate Model and Sequential Sampling, Proceedings of ASME Turbo Expo, S. 1–12, 2018.
- [96] Z. Song, B. Liu, H. Cheng und X. Mao, Multi-Objective Optimization Design and Analysis of High-Turning Tandem Cascade, Proceedings of ASME Turbo Expo, S. 1–13, 2018.
- [97] I. C. Karpolis, D. I. Papadimitriou und K. C. Giannakoglou, Evolutionary Optimization Using a New Radial Basis Function Network and the Adjoint Formulation, Inverse Problems, Design and Optimization Symposium, S. 1–8, 2004.
- [98] C.-M. Jang und K.-Y. Kim, Optimization of a Stator Blade Using Response Surface Method in a Single-Stage Transonic Axial Compressor, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, S. 595–603, 2005.
- [99] J. I. Madsen, W. Shyy und R. T. Haftka, Response Surface Techniques for Diffuser Shape Optimization, AIAA Journal, Nr. 38, S. 1512–1518, 2000.
- [100] L. Ellbrant, L.-E. Eriksson und H. Martensson, CFD Optimization Of A Transonic Compressor Using Multiobjective GA And Metamodels, Proceedings of International Congress Of The Aeronautical Sciences, Jg. 28, S. 1–15, 2012.
- [101] G. Reitz, A. Kellersmann, S. Schlange und J. Friedrichs, Comparison of sensitivities to geometrical properties of front and aft high pressure compressor stages, CEAS Aeronaut J, Nr. 9, S. 135–146, 2018.
- [102] L. Baert, I. Lepot, C. Sainvitu, E. Chérière, A. Nouvellon und V. Leonardon, Aerodynamic Optimisation of the Low Pressure Turbine Module: Exploiting Surrogate Models in a High-Dimensional Design Space, Proceedings of ASME Turbo Expo, S. 1–13, 2019.
- [103] C. Musch, K. Cremanns, S. Hecker und A. Penkner, Combined Optimisation of the Last Stage and Diffuser in a Steam Turbine Using Meta-Model, Proceedings of European Conference on Turbomachinery and Fluid Dynamics, Jg. 12, S. 1–12, 2017.
- [104] O. Usatyi, O. Avdieieva, D. Maksjuta und P. Tuan, Experience in Applying DOE Methods to Create Formal Macromodels of Characteristics of Elements of the Flowing Part of Steam Turbines, AIP Conference Proceedings, Nr. 2047, S. 1–21, 2018.

- [105] R. Badhurshah und A. Samad, Surrogate Assisted Design Optimization of an Air Turbine, *International Journal of Rotating Machinery*, S. 1–8, 2014.
- [106] Y. Kim, S. Lee, K. Yee und Y.-S. Kang, Aerodynamic Efficiency Optimization of the 1st Stage of Transonic High Pressure Turbine through Lean and Sweep Angles, *International Journal of Turbo Jet Engines*, Nr. 36, S. 245–256, 2019.
- [107] H. Kato, H. Mashiko, Y. Tokuyama, K. Funazaki und J. Takida, Robust Aerodynamic Shape Optimization of Supersonic Turbine Using Non-Intrusive Polynomial Chaos Expansion, *World Congress on Structural and Multidisciplinary Optimization*, Jg. 9, S. 1–10, 2011.
- [108] P. Rodriguez-Fernandez und G. Persico, Automatic Design of ORC Turbine Profiles Using Evolutionary Algorithms, *International Seminar on ORC Power Systems*, Jg. 3, S. 1–10, 2015.
- [109] M. Dehghani, H. Ajam und S. Farahat, Automated Diffuser Shape Optimization based on CFD Simulations and Surrogate Modeling, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, Nr. 9, S. 2527–2535, 2016.
- [110] E. Specht, J. Sauerhering und J. Schmidt, Abwärmenutzung von Industrieöfen zur Strom- und Kälteerzeugung, *Gaswärme International*, Nr. 4, S. 49–55, 2015.
- [111] M. Blesl und A. Kessler, *Energieeffizienz in der Industrie*, 2. Aufl. Berlin, Heidelberg: Vieweg, 2018.
- [112] T. Fleiter, J. Steinbach, M. Ragwitz und J. Dengler, Mapping and analyses of the current and future (2020 - 2030) heating/cooling fuel deployment (fossil/renewables): Work package 2: Assessment of the technologies for the year 2012, S. 1–199, 2016.
- [113] S. Frisch, M. Pehnt, P. Otter und M. Nast, Prozesswärme im Marktanzreizprogramm: Zwischenbericht zu Perspektivische Weiterentwicklung des Marktanzreizprogramms FKZ 03MAP123. [Online] Verfügbar unter: https://elib.dlr.de/82173/1/Prozessw%C3%A4rme_im_MAP.pdf. Zugriff am: 16.09.2020.
- [114] X. Ji, J. Lundgren, C. Wang, J. Dahl und C.-E. Grip, Simulation and energy optimization in a pulp and paper mill: Evaporation plant and digester, *Applied Energy*, Nr. 97, S. 109–122, 2011.
- [115] G. F. Frate, L. Ferrari, R. Lensi und U. Desideri, Steam expander as a throttling valve replacement in industrial plants: A techno-economic feasibility analysis, *Applied Energy*, Nr. 238, S. 11–21, 2019.
- [116] P. Radgen, *Compressed air systems in the European Union: Energy, emissions, savings potential and policy actions*, 1. Aufl. Stuttgart: LOG_X, 2001.
- [117] M. van Elburg und R. van den Boorn, *Ecodesign Preparatory Study on Electric motor systems / Compressors: Task 1-5*, ENER Lot 31, S. 1–239, 2014.
- [118] U. Bierbaum und J. Hütter, *Druckluft-Kompendium*, 7. Aufl. Darmstadt: Hoppens- tedt Publishing, 2007.

-
- [119] Statistik der Kohlenwirtschaft, Entwicklung ausgewählter Energiepreise. [Online] Verfügbar unter: <https://kohlenstatistik.de/wp-content/uploads/2021/03/enpr.xlsx>. Zugriff am: 08.06.2021.
- [120] G. K. Petra Icha, Entwicklung der spezifischen Kohlendioxid-Emissionen des deutschen Strommix in den Jahren 1990 - 2019, CLIMATE CHANGE, Nr. 13, S. 1–27, 2020.
- [121] T. Schwenke und C. Bantle, BDEW-Strompreisanalyse Juli 2020: Haushalte und Industrie. Präsentation. Berlin, 30.07.2020.
- [122] DIN 1343, Referenzzustand, Normzustand, Normvolumen, 1990.
- [123] ISO 1217, Displacement compressors, 2009.
- [124] A. Breiing und R. Knosala, Bewerten technischer Systeme: Theoretische und methodische Grundlagen bewertungstechnischer Entscheidungshilfen, 1. Aufl. Berlin: Springer, 1997.
- [125] M. O. Khan, Basic Practices in Compressors Selection, International Compressor Engineering Conference, Paper 509, S. 618–627, 1984.
- [126] C. Pfleiderer und H. Petermann, Strömungsmaschinen, 6. Aufl. Berlin: Springer, 1996.
- [127] A. Pesyridis, A. Cappiello und R. Tuccillo, Design of a Variable Geometry Axial-Inflow Turbine Turbocharger Equipped With a Diffuser-Collector System, Proceedings of ASME Turbo Expo, S. 1–13, 2018.
- [128] A. Grönman, P. Sallinen, J. Honkatukia, J. Backman und A. Uusitalo, Design and experiments of two-stage intercooled electrically assisted turbocharger, Energy Conversion and Management, Nr. 111, S. 115–124, 2016.
- [129] O. E. Balje, Turbomachines: A guide to design, selection and theory, 1. Aufl. New York: Wiley, 1981.
- [130] ANSYS, TurboGrid User's Guide: Release 15.0, S. 1–158, 2013.
- [131] N. A. Cumpsty und J. H. Horlock, Averaging Nonuniform Flow for a Purpose, Journal of Turbomachinery, Nr. 128, S. 120–129, 2006.
- [132] U. B. Mehta, W. L. Oberkampf, M. M. Sindir und T. Conslin, Guide for the Verification and Validation of Computational Fluid Dynamics Solutions, AIAA Guide, S. 1–19, 1998.
- [133] C. Hunter, Experimental, Theoretical, and Computational Investigation of Separated Nozzle Flows, Proceedings of Joint Propulsion Conference, Jg. 34, S. 1–20, 1998.
- [134] P. J. Roache, Perspective: A Method for Uniform Reporting of Grid Refinement Studies, Journal of Fluids Engineering, Nr. 116, S. 405–413, 1994.
- [135] B. Bülten, Experimentelle und numerische Untersuchung der Strömung in einer zentripetal durchströmten Überschallturbine für ORC-Anwendungen. Dissertation, Ruhr-Universität, Bochum, 2014.
- [136] C. D. Colclough, Design of Turbine Blades Suitable for Supersonic Relative Inlet Velocities and the Investigation of Their Performance in Cascades: Part I: Theory

- and Design, The journal of mechanical engineering science, Nr. 8, S. 110–128, 1966.
- [137] M. Tanaka, T. Kawashima, S. Morita und A. Takehira, Investigation of the Two-dimensional Performance of Supersonic Impulse Turbine Blade Cascades: 2nd Report, Flow and Losses in Blade Passage and Some Design Criteria, Japan Society of Mechanical Engineers, Nr. 225, S. 513–520, 1984.
- [138] D. Eckardt, Flow Field Analysis of Radial and Backswept Centrifugal Compressor Impellers: Part I: Flow Measurements Using a Laser Velocimeter, International Gas Turbine Conference, Jg. 25, S. 77–86, 1980.
- [139] J. Moore, Eckardt's Impeller: A Ghost From Ages Past, NASA STI/Recon Technical Report, Nr. 83, S. 1–19, 1976.
- [140] N. Kienzle, M. Waesker, B. Buelten, F. Di Mare und C. Doetsch, A Method for Matching Compressor Stage Characteristics to a Given Load Profile by Operating Point Weighting, Proceedings of European Turbomachinery Conference, Jg. 13, S. 1–14, 2019.
- [141] M. Waesker, T. Goetz, B. Buelten und N. Kienzle, Analysis of Slip Factors in CFD Calculations: Assessment of Literature Models, Proceedings of European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics, Jg. 14, S. 1–13, 2021.
- [142] J.-M. Huang, K.-W. Luo, C.-F. Chen, C.-P. Chiang, T.-Y. Wu und C.-H. Chen, Numerical Investigations of Slip Phenomena in Centrifugal Compressor Impellers, Int. J. Turbo Jet-Engines, Nr. 30, S. 123–132, 2013.
- [143] S. Deniz, Effects of Inlet Conditions on Centrifugal Diffuser Performance, Gas Turbine Laboratory Report 225, Massachusetts Institute of Technology, S. 1–228, 1997.
- [144] E. W. Lemmon, M. L. Huber und M. O. McLinden, NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 9.1, National Institute of Standards and Technology, S. 1–56, 2013.
- [145] W. Wagner und A. Pruß, The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use, Journal of Physical and Chemical Reference Data, Nr. 31, S. 387–535, 2002.
- [146] E. W. Lemmon, R. T. Jacobsen, S. G. Penoncello und D. G. Friend, Thermodynamic Properties of Air and Mixtures of Nitrogen, Argon, and Oxygen From 60 to 2000 K at Pressures to 2000 MPa, Journal of Physical and Chemical Reference Data, Nr. 29, S. 331–385, 2000.
- [147] E. Hashemi und P. Pezeshkpour, Multi-Stage Centrifugal Compressors and Defining the Optimum Pressure Ratio According to Temperature Limitations, Proceedings of ASME Power, S. 465–472, 2008.
- [148] I. Dincer und M. Rosen, Exergy: Energy, environment and sustainable development, 2. Aufl. Amsterdam: Elsevier, 2013.
- [149] W. Fratzscher, V. M. Brodjanskij und K. Michalek, Exergie: Theorie und Anwendung, 1. Aufl. Leipzig: Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, 1986.

-
- [150] T. J. Kotas, *The exergy method of thermal plant analysis*, 1. Aufl. London, Boston: Butterworths, 1985.
- [151] M. Budt, *Thermodynamische Analyse adiabater Druckluftenergiespeicher unter Berücksichtigung feuchter Luft und Wassereinspritzung mittels dynamischer Simulation*. Dissertation, Ruhr-Universität, Bochum, 2016.
- [152] D. Dorney, L. Griffin, F. Huber und D. Sondak, *Off-Design Performance of a Multi-Stage Supersonic Turbine*, *Proceedings of AIAA Aerospace Sciences Meeting*, Jg. 41, S. 1–23, 2003.
- [153] M. J. Zucrow und J. D. Hoffman, *Gas dynamics*, 1. Aufl. New York: Wiley, 1976.
- [154] C. Dodson, *Minimum Length Nozzle Design Tool*. [Online] Verfügbar unter: <https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/39499-minimum-length-nozzle-design-tool>. Zugriff am: 20.03.2021.
- [155] B. S. Stratford und G. E. Sansome, *Theory and Tunnel Tests of Rotor Blades for Supersonic Turbines*, *Aeronautical research council reports and memoranda R & M*, Nr. 3275, S. 1–45, 1960.
- [156] S. C. Kacker und U. Okapuu, *A mean line prediction method for axial flow turbine efficiency*, *Journal of Engineering for Power*, Nr. 104, S. 111–119, 1982.
- [157] M. Casey und C. Robinson, *A Method to Estimate the Performance Map of a Centrifugal Compressor Stage*, *Journal of Turbomachinery*, Nr. 135, S. 1–10, 2013.
- [158] ANSYS, *BladeGen Users's Guide*. [Online] Verfügbar unter: <https://ansyshelp.ansys.com/>. Zugriff am: 05.03.2021.
- [159] O. Conrad, K. Raif und M. Wessels, *The calculation of performance maps for centrifugal compressors with vane-island diffusers*, *International Gas Turbine Conference and Exhibit*, Jg. 25, 135–147, 1980.
- [160] K. U. Ziegler, *Experimentelle Untersuchung der Laufrad-Diffusor-Interaktion in einem Radialverdichter variabler Geometrie*. Dissertation, Rheinisch-Westfälisch-Technische Hochschule, Aachen, 2003.
- [161] X. Qiu, D. Jakipse, J. Zhao und M. R. Anderson, *Analysis and Validation of a Unified Slip Factor Model for Impellers at Design and Off-Design Conditions*, *Journal of Turbomachinery*, Nr. 133, S. 1–9, 2011.
- [162] B. de Jager, *Rotating stall and surge control: A survey*, *Proceedings of Conference on Decision & Control*, Jg. 34, S. 1857–1862, 1995.
- [163] J. Hampel, *Drehzahlvariable Kleindampfturbine mit mechatronischer Kopplung an das elektrische Netz*. Dissertation, Technische Universität, Dresden, 2006.
- [164] S. L. Dixon, *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*, 4. Aufl. Boston: Butterworth-Heinemann, 1998.
- [165] K. Taheri und R. Gadow, *Industrial compressed air system analysis: Exergy and thermoeconomic analysis*, *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*, Nr. 18, S. 10–17, 2017.
- [166] S. Hirzel und H. Bradke, *Effizienter Einsatz von Druckluft in Neugebauer* (Hg.) 2014 – *Handbuch Ressourcenorientierter Produktion*, S. 756–771.

- [167] C. Rodgers, Impeller Stalling as Influenced by Diffusion Limitations, *Journal of Fluids Engineering*, Nr. 99, S. 84–93, 1977.
- [168] J. Branke, Hg., *Multiobjective optimization: Interactive and evolutionary approaches*, 1. Aufl. Berlin: Springer, 2008.
- [169] G. G. Wang, Z. Dong und P. Aitchison, Adaptive Response Surface Method: A Global Optimization Scheme for Approximation-based Design Problems, *Engineering Optimization*, Nr. 33, S. 707–733, 2001.
- [170] Industrial Solar GmbH und Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, Integriertes Standardsystem für solar-fossil erzeugten industriellen Prozessdampf: SolSteam Ergebnisbericht, S. 1–420, 2018.
- [171] F. Veitengruber, C. Duffer, A. Gruber, T. Hübner, A. Guminski, B. Kleinertz und S. von Roon, Potenzialanalyse zur Hybridisierung von Prozessen in der Grundstoffindustrie, *Internationale Energiewirtschaftstagung an der TU Wien*, Jg. 11, S. 1–25, 2019.
- [172] C. Wouters, Air Compressor Total Energy Consumption, *Proceedings of the international conference on Energy Efficiency in Motor Driven Systems*, Jg. 10, S. 965–972, 2017.
- [173] K.-H. Feldmann, „Kostenblase“ Druckluft: Energieeinsparpotentiale in Druckluftnetzen, *tab- das Fachmagazin für TGA*, Jg. 7, Nr. 8, S. 89–92, 2005.
- [174] Fraunhofer ISE, Kampagne "Druckluft effizient". [Online] Verfügbar unter: <http://druckluft-effizient.de/wp-content/uploads/2020/09/fakten-00-09.pdf>. Zugriff am: 05.03.2021.
- [175] Wissenschaftliche Dienste, CO₂-Bepreisung. [Online] Verfügbar unter: <https://www.bundesregierung.de/breg-de/themen/klimaschutz/co2-bepreisung-1673008>. Zugriff am: 05.03.2021.
- [176] Wissenschaftliche Dienste, Sachstand Primärenergiefaktoren: WD 5 - 3000 - 103/16, S. 1–11, 2017.
- [177] A. Burger, B. Lünenbürger und C. Kühleis, CO₂-Bepreisung in Deutschland, *Fact Sheet Umweltbundesamt*, S. 1–23, 2019.
- [178] P. Vohrer, Erneuerbare Energie für die Industrie: Prozesswärme aus Bioenergie sorgt für Unabhängigkeit und Klimaschutz, *RENEWS Kompakt*, Nr. 38, S. 1–4, 2017.
- [179] A. Stodola, *Dampf- und Gasturbinen*, 6. Aufl. Springer Berlin Heidelberg, 1924.
- [180] G. Gan, C. Ma und J. Wu, *Data clustering: Theory, algorithms, and applications*, 1. Aufl. Philadelphia: SIAM Society for Industrial and Applied Mathematics; American Statistical Association, 2007.
- [181] A. Galli, *Grundlagen der Investitionsrechnung*, 1. Aufl. Stuttgart: Schäffer-Poeschel Verlag, 2017.
- [182] Atlas Copco, Öleingespritzte Schraubenkompressoren: GA 160+-315 (VSD) (160-315 kW/200-350 PS). [Online] Verfügbar unter:

- (vsd)/2935362612%20GA160+-315%20VSD%20DE_LR.pdf. Zugriff am: 01.03.2021.
- [183] Atlas Copco, Öleingespritzte Schraubenkompressoren: GA 90+-160/GA 110-160 VSD (90–160 kW). [Online] Verfügbar unter: https://www.atlascopco.com/content/dam/atlas-copco/compressor-technique/oil-free-air/documents/ga-90--160-&-ga-110-160-vsd/2935367803_GA90_GA110-160_GA110-160_VSD_leaflet_DE_Antwerp_LR.pdf. Zugriff am: 01.03.2021.
- [184] BOGE, Schraubenkompressoren: Ölfrei verdichtend. [Online] Verfügbar unter: https://www.boge.com/sites/row/files/303-so-de_20190312_1.pdf. Zugriff am: 01.03.2021.
- [185] BOGE, Schraubenkompressoren S 221-3 bis S 341-3, SL 181-3 bis SL 481-3 und SLF 181-3 bis SLF 271-3. [Online] Verfügbar unter: https://www.boge.com/sites/row/files/380_s_sl_slf_ab_181_bis_341_de_bi_181011_4.pdf. Zugriff am: 01.03.2021.
- [186] ELGI, Oil-free Series Screw Air Compressors: Oil-free air for all sustainable air needs. [Online] Verfügbar unter: <https://www.elgi.com/in/wp-content/uploads/2019/04/Oil-Free-Screw-Air-Compressor.pdf>. Zugriff am: 01.03.2021.
- [187] ELGI, EG Series Screw Air Compressors: Life source of industries. [Online] Verfügbar unter: <https://www.elgi.com/in/wp-content/uploads/2019/05/Elgi-EG-90-160kW-50Hz-D-I.pdf>. Zugriff am: 01.03.2021.
- [188] KAESER Kompressoren, Ölfrei verdichtende Schraubenkompressoren: Serie CSG-2, DSG-2, FSG-2. [Online] Verfügbar unter: <https://www.kaeser.de/download.ashx?id=tcm:14-5941>. Zugriff am: 01.03.2021.
- [189] RENNER, RS 132 – 315 D / RS 355 DW, RSF 110 – 315 D / RSF 355 DW mit Direktantrieb. [Online] Verfügbar unter: <https://www.renner-kompressoren.de/produkte/schraubenkompressoren-oeleingespritzt/>. Zugriff am: 01.03.2021.
- [190] J. B. Berry, B. Griffin und A. L. Wright, Steam Pressure Reduction, Opportunities, and Issues. [Online] Verfügbar unter: <https://www.nrel.gov/docs/fy06osti/37853.pdf>. Zugriff am: 05.03.2021.
- [191] Chemieparks entdecken Greentech, Chemie Technik, Nr. 8, S. 68–73, 2010.
- [192] I. Roberts, P. Stoor, M. Carr, R. Höcker und O. Seifert, Steam Handbook: An introduction to steam generation and distribution, S. 1–124, 2017.
- [193] J. Huber, Dampf zur Sterilisation und Desinfektion: Geräteversorgung richtig gemacht, 5. Aufl. MMM (Münchener Medizin Mechanik GmbH), 2009.
- [194] S. Shamsi und M. R. Omidkhah, Optimization of Steam Pressure Levels in a Total Site Using a Thermo-economic Method, Energies, Nr. 5, S. 702–717, 2012.
- [195] Evonik, Produktkatalog Ver- und Entsorgung: Technology & Infrastructure GmbH. [Online] Verfügbar unter: <https://docplayer.org/111989345-Produktkatalog-ver-und-entsorgung-technology-infrastructure-gmbh.html>. Zugriff am: 17.04.2018.
- [196] F. Maréchal und B. Kalitventzeff, Identification of the optimal pressure levels in steam networks using integrated combined heat and power method, Chemical Engineering Science, Nr. 52, S. 2977–2989, 1997.

- [197] L. Sun, S. Doyle und R. Smith, Heat recovery and power targeting in utility systems, *Energy*, Nr. 84, S. 196–206, 2015.
- [198] Department of Energy, How to Calculate the True Cost of Steam. [Online] Verfügbar unter: https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/05/f15/tech_brief_true_cost.pdf. Zugriff am: 28.02.2021.
- [199] P. Austin, M. Mc Ewan, J. Mack, J. Godsal, J. Tyler und J. Maciejowski, Optimisation of Fuel Usage and Steam Availability in the Power and Steam Plant of a Paper Mill, *IFAC Proceedings Volumes*, Nr. 43, S. 226–231, 2010.
- [200] O. Aguilar, S. J. Perry, J.-K. Kim und R. Smith, Design and Optimization of Flexible Utility Systems Subject to Variable Conditions: Part 2: Methodology and Applications, *Transactions of the Institution of Chemical Engineers*, Nr. 85, S. 1149–1168, 2007.

Anhang

A Ergänzungen zu den Berechnungen im Dampfturbolader-Gesamtmodell

Nachfolgend werden einige weiterführende Berechnungen und Definitionen des Dampfturbolader-Gesamtmodells zusammengefasst. Zum Abschluss des Abschnitts wird eine Übersicht über das Surrogate-Model der Lavaldüse gegeben.

A.1 Berechnung der thermodynamischen und aerodynamischen Größen in den Auswerteebenen

In der Modellentwicklung (Kapitel 4) wird die Modellierung der Verluste sowie Abströmung und somit der Übergang von einer Auswerteebene in die die nächste Ebene detailliert beschrieben. Nachfolgend wird in Tabelle A.1 zusammengefasst, wie sich die thermodynamischen und aerodynamischen Größen in der Auswerteebene berechnen lassen. Die Übergangs- oder Randbedingungen beziehen sich zumeist auf die Totalenthalpie und den Totaldruck. In Fällen, in denen beispielsweise die Temperatur vorgegeben ist, lassen sich der Druck oder die Enthalpie mittels der Zustandsgleichungen $\Phi=F(\Phi_1, \Phi_2)$ ermitteln. Allgemein kann mittels der Zustandsgleichungen eine thermodynamische Größe ermittelt werden, wenn zwei weitere thermodynamische Parameter in diesem Zustand bekannt sind (Abschnitte 2.2.2 und 4). Dies wird in Tabelle A.1 verdeutlicht.

Tabelle A.1: Zusammenfassung der Berechnungsformeln für die thermodynamischen Parameter im Totalzustand und statischem Zustand einer Auswerteebene

Parameter	Totalzustand	Statischer Zustand
Enthalpie h	Übergangsbedingungen	Formel (A.1)
Druck p	Übergangsbedingungen	$p_s=F(h_s, s_t)$
Entropie s	$s_t=F(h_t, p_t)$	$s_s=s_t$
Dampfgehalt x_D	$x_{D,t}=F(h_t, p_t)$	$x_{D,s}=F(h_s, p_s)$
Temperatur T	$T_t=F(h_t, p_t)$	$T_s=F(h_s, p_s)$
Dichte ρ	$\rho_t=F(h_t, p_t)$	$\rho_s=F(h_s, p_s)$
Dynamische Viskosität μ	$\mu_t=F(h_t, p_t)$	$\mu_s=F(h_s, p_s)$
Volumenstrom \dot{V}	$\dot{V}_t=\dot{m}/\rho_t$	$\dot{V}_s=\dot{m}/\rho_s$

Hierbei werden der Totalzustand und der statische Zustand in einer Auswerteebene über die Entropie und Enthalpie miteinander verknüpft. Die Entropien sind per Definition identisch, da der Totalzustand der isentrope Übergang vom statischen Zustand in einen Zu-

stand in Ruhe (ohne Geschwindigkeit) ist [11, S. 12]. Zusätzlich sind die totale und statische Enthalpie des Fluids mittels der Geschwindigkeit c miteinander verknüpft (Formel (A.1)) [11, S. 11].

$$h_t = h + \frac{c^2}{2} \quad (\text{A.1})$$

In einem rotierenden System kann diese Energiegleichung mittels der Rothalpie h_{rot} als Totalenthalpie des Relativsystems $h_{t,\text{rel}}$ abzüglich der spezifischen kinetischen Energie des Relativsystems $u^2/2$ definiert werden. In rotierenden Systemen ist bei der Vernachlässigung der viskosen Effekte des Gehäuses die Rothalpie konstant [9, S. 713]. Für den Strömungsbeiwert (Formel (2.13)) von Laufrädern wird die isentrope Abströmgeschwindigkeit $w_{2,\text{is}}$ basierend auf Formel (A.2) mittels der Rothalpie am Laufradeintritt, der isentropen Enthalpie am Austritt und der Umfangsgeschwindigkeit am Austritt bestimmt.

$$h_{\text{rot}} = h + \frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2} = h_{t,\text{rel}} - \frac{u^2}{2} \quad (\text{A.2})$$

Hinsichtlich der Geschwindigkeiten wird die Umfangsgeschwindigkeit in einer Auswertebene i mittels der Drehzahl N und des mittleren Radius r_i bestimmt (Formel (A.3)) [18, S. 63].

$$u_i = 2 \cdot \pi \cdot N \cdot r_i \quad (\text{A.3})$$

Die Meridionalgeschwindigkeit c_m ist an die Querschnittsfläche A und die Dichte ρ_s sowie den Massenstrom \dot{m} geknüpft (Formel (A.4)) [9, S. 705].

$$\dot{m} = \rho_s \cdot \dot{V} = \rho_s \cdot c_m \cdot A \quad (\text{A.4})$$

Die Definition der Querschnittsfläche ist hierbei abhängig von der Strömungsrichtung des Fluids (Formel (A.5)). Bei einer axialen Durchströmung ist die durchströmte Fläche der Kreisring zwischen Nabe und Gehäuse [9, S. 1035]. Bei einer radialen Durchströmung entspricht sie der Umfangsfläche mit einer definierten Breite b [18, S. 39].

$$\text{Durchströmung axial: } A = \pi \cdot (r_{\text{shr}}^2 - r_{\text{hub}}^2); \text{ Durchströmung radial: } A = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot b \quad (\text{A.5})$$

Bei einer axialen Durchströmung entspricht der mittlere (meridionale) Radius r_m – der als Bezugsradius für die Geschwindigkeiten und thermodynamischen Größen gewählt wird – dem Eulerradius. Dieser ist in Formel (A.6) definiert. [9, S. 1035]

$$r_m = \sqrt{\frac{r_{\text{shr}}^2 - r_{\text{hub}}^2}{2}} \quad (\text{A.6})$$

Weitere Verknüpfungen der Geschwindigkeitskomponenten finden sich in den Formeln (2.3), (2.4) und (3.3). Der Strömungswinkel knüpft die Meridional- und Umfangs-

komponente der Geschwindigkeiten an den Absolutwert der Geschwindigkeit (Formeln (A.7) und (A.8)) [18, S. 31]. Die Winkel sind hierbei zur Normalen der Rotationsrichtung definiert (Abbildung 2.2).

$$c_m = c \cdot \cos(\alpha) = w_m = w \cdot \cos(\beta) \quad (\text{A.7})$$

$$c_u = c \cdot \sin(\alpha); \quad w_u = w \cdot \sin(\beta) \quad (\text{A.8})$$

Zusätzlich werden über die Strömungsverlustmodelle und Minderleistungsmodelle Strömungsgrößen definiert (Formeln (2.9) und (2.13)). Mithilfe der vorgestellten Gleichungen und dem in Kapitel 4 beschriebenen Vorgehen sowie Vereinfachungen lassen sich alle thermodynamischen, aerodynamischen und geometrischen Größen der Turbomaschinen ermitteln. Wie in Kapitel 4 beschrieben, erfolgt dies zumeist iterativ. Einige Teilaspekte und Vereinfachungen wurden hierbei noch nicht detailliert beschrieben: Der Totaldruckverlustfaktor ξ für Diffusor- und Volutenströmung und die Bestimmung des Massenstroms einer Lavaldüse. Diese zwei Punkte werden zum Abschluss dieses Abschnitts im Folgenden weiter ausgeführt. Der Totaldruckverlustfaktor ist in Formel (A.9) definiert. Ähnlich zur Definition des Druckbeiwerts (Formel (2.11)) wird der Totaldruckverlust $p_{t2} - p_{t3}$ auf das Druckpotenzial $p_{t2} - p_2$ bezogen [9, S. 749]. Der Totaldruckverlustfaktor kann angenommen oder durch ein CSM ermittelt werden.

$$\xi = \frac{p_{t2} - p_{t3}}{p_{t2} - p_2} \quad (\text{A.9})$$

Hinsichtlich der Bestimmung des Massenstroms in Lavaldüsen wurde in der vorliegenden Arbeit ein iteratives Verfahren entwickelt. Es ist angelehnt an die Formel (A.4). Hierzu wird eine Zwischenauswerteebene in der Lavaldüse definiert. Diese entspricht der Position des engsten Querschnitts A_{throat} der Düse. Zusätzlich wird die Dichte ρ_{throat} und Geschwindigkeit c_{throat} im engsten Querschnitt und ein Blockagefaktor B in Formel (A.10) verwendet.

$$\dot{m} = A_{\text{throat}} \cdot B \cdot \rho_{\text{throat}} \cdot c_{\text{throat}} \quad (\text{A.10})$$

Die statische Dichte wird hierbei unter der Annahme einer adiabaten und reversiblen und somit isentropen Zustandsänderung im konvergenten Teil der Lavaldüse iterativ ermittelt. Dies impliziert, dass die Totalenthalpie und die Entropie im engsten Querschnitt den Werten am Düseneintritt entsprechen. Die Geschwindigkeit im engsten Querschnitt entspricht der Schallgeschwindigkeit (Abschnitt 2.1) und ist somit abhängig von der Temperatur und den Stoffwerten (Formel (3.3)). Zusätzlich wird ein Blockagefaktor integriert, der den Einfluss der Grenzschichten integriert. Dieser Blockagefaktor wurde auf Basis verschiedener CFD-Simulationen von Lavaldüsen ermittelt und ist abhängig vom Druckverhältnis und der Schaufelhöhe der Lavaldüse.

A.2 Zusammenfassung der verwendeten Minderleistungs- und Verlustmodelle von Radialverdichterimpellern

Die Untersuchungen in Abschnitt 4.3 verdeutlichen, dass für die Berechnung der thermo- und aerodynamischen Größen des Radialverdichters in Auswerteebene 2 Minderleistungs- und Verlustmodelle herangezogen werden. Im Folgenden wird zunächst eine Übersicht über die Verlustmodelle und im Anschluss über die Minderleistungsmodelle gegeben.

In den Verlustmodellen von OH ET AL. [20] sowie GUTIÉRREZ VELÁSQUEZ [21] werden die Verluste in externe parasitäre Δh_{para} sowie interne Verluste Δh_{intern} separiert. Die Verluste werden für die iterative Bestimmung des Totaldruckes p_{t2} verwendet und so in die Berechnungen aus Anhang A.1 integriert. Hierbei werden die Zustandsgleichungen des Fluids verwendet (Formel (A.11)).

$$p_{t2} = p(h_{t2} - \Delta h_{\text{intern}}; s(p_{t1}; h_{t1} + \Delta h_{\text{para}})) \quad (\text{A.11})$$

Zu den parasitären Verlusten zählen die Leckageverluste in den Dichtungen, Radreibungsverluste sowie Rückströmverluste zwischen Diffusor und Impeller. Diese parasitären Verluste sorgen für einen Anstieg der Totalenthalpie und somit der Arbeit im Impeller, ohne für einen Anstieg des Druckes zu sorgen [20, S. 335]. Dies wird auch in Formel (A.11) deutlich. Der Rückströmverlust ist abhängig von dem Strömungswinkel am Austritt des Impellers. Des Weiteren fließen ein Diffusionsfaktor und die Umfangsgeschwindigkeit in den Verlust ein. Die Leckageverluste in den Dichtungen werden mithilfe der Differenzdrücke und der Geometrie der Dichtung bestimmt. Der Radreibungsverlust ist abhängig von der Umfangsgeschwindigkeit, der Reynoldszahl und geometrischen Größen. Die Definition der Berechnungsvorschriften der Verlustanteile findet sich in [20, S. 336]. Die internen Verluste werden anhand von fünf Verlustanteilen modelliert:

- Inzidenzverluste
- Beladungsverluste
- Wandreibungsverluste
- Spaltverluste
- Mischungsverluste

In den Inzidenzverlusten werden die Strömungsverluste bedingt durch eine Anströminzidenz an den Impeller modelliert. In diesen Verlust fließt die Relativgeschwindigkeit des Fluids und die Inzidenz sowie der Schaufelwinkel ein. Im Beladungsverlust werden Verluste bedingt durch starke Beladung der Schaufeln beziehungsweise durch eine starke Belastung der Grenzschicht und die Sekundärströmungen modelliert. Dies wird mithilfe eines Diffusionsfaktors und der Umfangsgeschwindigkeit dargestellt. Die Wandreibungsverluste sind abhängig von einer mittleren Geschwindigkeit und der Schaufellänge. Die Spaltverluste werden basierend auf der Schaufel- und Spaltgeometrie sowie den Geschwindigkeiten modelliert. Am Austritt der Schaufel findet eine Vermischung der Kernströmung mit dem Fluid der Nachlaufdüse statt. Die hiermit verbundenen Verluste werden

durch die Geometrie am Austritt und das Wake-Gebiet sowie den Abströmwinkel und die Abströmgeschwindigkeit angenähert.

Das Verlustmodell von GUTIÉRREZ VELÁSQUEZ [21] basiert auf identischen Modellierungsvorschriften wie das Modell von OH ET AL. [20]. Lediglich werden die Radreibungsverluste sowie die Spaltverluste durch andere Berechnungsvorschriften angenähert. Zusätzlich werden in den Wandreibungsverlusten andere Faktoren verwendet.

Wie in Abschnitt 2.1 gezeigt, wird in der vorliegenden Arbeit der Minderleistungsfaktor auf die ideale (schaufelkonforme) Umfangsgeschwindigkeit c_{u2}^{∞} bezogen. Dies ist die übliche Definition im deutschsprachigen Raum. In anderen Ländern – speziell im amerikanischen Raum – wird der Minderleistungsfaktor auf die Umfangsgeschwindigkeit u_2 bezogen (im Folgenden mit σ_M' bezeichnet). Diese Definition ist in Formel (A.12) gegeben [161, S. 8].

$$\sigma_M' = 1 - \frac{\Delta C_{u2}}{u_2} \quad (\text{A.12})$$

Bei den Minderleistungsmodellen in der Literatur wird keine einheitliche Definition des Minderleistungsfaktors gewählt, sodass beide Definitionen geläufig sind. In dieser Arbeit wird – wie in Abschnitt 2.1 gezeigt – die Minderleistung bezogen auf die ideale Umfangsgeschwindigkeit verwendet. Mit einigen Umformungsschritten lässt sich der Zusammenhang zur amerikanischen Definition in Formel (A.13) herleiten.

$$\sigma_M = \frac{\sigma_M' + \varphi_2 \cdot \tan(\beta_2^*)}{1 + \varphi_2 \cdot \tan(\beta_2^*)} \quad (\text{A.13})$$

Im Folgenden werden einige wichtige Minderleistungsmodelle zusammengefasst. Die Modelle werden auf die Definition dieser Arbeit transformiert, falls in der Literatur nicht die identische Definition verwendet wurde. Für weiterführende Informationen wird auf die referenzierte Literatur sowie die Veröffentlichung von WAESKER ET AL. [141] verwiesen. Bereits im Jahr 1924 publizierte STODOLA [179, S. 1046] ein Modell, das anhand des relativen Kanalwirbelmodells den Einfluss auf die Minderleistung quantifiziert. Hierbei wird die Schaufelzahl Z , der Schaufelaustrittswinkel β_2^* und die Durchflusszahl φ_2 betrachtet (Formel (A.14)).

$$\sigma_M = 1 - \frac{\pi \cos(\beta_2^*)}{Z (1 + \varphi_2 \cdot \tan(\beta_2^*))} \quad (\text{A.14})$$

Den Einfluss verschiedener Diffusoren integrierten PFLEIDERER UND PETERMANN [126, S. 46–48] in ihrem Modell (Formel (A.15)). Dieser Einfluss wird im Faktor P_{Diffusor} integriert. Annahme des Modells ist eine konstante Schaufelbelastung entlang der Schaufelhöhe. Neben der Schaufelzahl und dem Schaufelaustrittswinkel wird das Radienverhältnis r_1/r_2 integriert. [126, S. 46–48]

$$\sigma_M = \left(1 + \frac{2 \cdot P_{\text{Diffusor}} \cdot (1 + \beta_2^*/60^\circ)}{Z \cdot (1 - (r_1/r_2)^2)} \right)^{-1} \quad (\text{A.15})$$

Eines der bekanntesten Minderleistungsmodelle ist das Modell von WIESNER (Formel (A.16)) [19, S. 559]. Basierend auf der Schaufel-Solidity ist ein Grenzwert $\varepsilon_{\text{Limit}}$ in das Modell integriert. Für Radienverhältnisse unterhalb dieses Grenzwertes hängt der Minderleistungsfaktor allein vom Schaufelaustrittswinkel, der Durchflusszahl und der Schaufelzahl ab. Oberhalb des Grenzwertes wird zusätzlich das Radienverhältnis integriert.

$$\varepsilon_{\text{Limit}} = e^{-8,16 \cdot \cos(\beta_2^*)/Z}$$

$$\sigma_M = \begin{cases} 1 - \frac{\pi}{Z^{0,7}} \frac{\sqrt{\cos(\beta_2^*)}}{1 + \varphi_2 \cdot \tan(\beta_2^*)}, & \frac{r_1}{r_2} \leq \varepsilon_{\text{Limit}} \\ 1 - \frac{\pi}{Z^{0,7}} \cdot \left[1 - \left(\frac{r_1/r_2 - \varepsilon_{\text{Limit}}}{1 - \varepsilon_{\text{Limit}}} \right)^3 \right] \cdot \frac{\sqrt{\cos(\beta_2^*)}}{1 + \varphi_2 \cdot \tan(\beta_2^*)}, & \frac{r_1}{r_2} > \varepsilon_{\text{Limit}} \end{cases} \quad (\text{A.16})$$

QIU ET AL. [161, S. 2] publizierten ein Minderleistungsmodell, das sowohl für Radialverdichter als auch für Axial- und Diagonalverdichter anwendbar ist. Bei der Modellierung (Formel (A.17)) wird die Minderleistung in eine Radialkomponente $\sigma_{M,\text{Radial}}$, Krümmungskomponente $\sigma_{M,\text{Krümmung}}$ und Passagenkomponente $\sigma_{M,\text{Passage}}$ aufgeteilt. Für Radialverdichter kann die Passagenkomponente vernachlässigt werden. Neben den bekannten Einflussgrößen werden der Umlenkungswinkel des Fluidkanals zur axialen Richtung γ_2 , die Teilung am Impelleraustritt (blade exit pitch) s_2 , die Impelleraustrittsbreite b_2 , die Dichte ρ und ein Formfaktor F_Q betrachtet. Der Formfaktor ist unter anderem abhängig von der Schaufeldicke am Austritt $t_{B,2}$. [161, S. 2]

$$\sigma_M = 1 - F_Q \cdot \left[\underbrace{\frac{\pi \cdot \cos(\beta_2^*) \cdot \sin(\gamma_2)}{Z}}_{\sigma_{M,\text{Radial}}} + \underbrace{\frac{\varphi_2 \cdot s_2}{4 \cdot \cos(\beta_2^*)} \left(\frac{d\beta}{dm} \right)_2}_{\sigma_{M,\text{Krümmung}}} - \underbrace{\frac{\varphi_2 \cdot s_2 \cdot \sin(\beta_2^*)}{4 \cdot \rho_2 \cdot b_2} \left(\frac{d\rho b}{dm} \right)_2}_{\sigma_{M,\text{Passage}}} \right] \cdot \frac{1}{1 + \varphi_2 \cdot \tan(\beta_2^*)} \quad (\text{A.17})$$

$$F_Q = 1 - \sin\left(\frac{\pi}{Z}\right) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{Z} + \beta_2^*\right) \cdot \cos(\beta_2^*) \cdot \sin(\gamma_2) - \frac{t_{B,2}}{s_2 \cdot \cos(\beta_2^*)}$$

A.3 Darstellung der Domains in den CFD-Simulationen

Die Teilabschnitte eines Fluidvolumens in CFD-Simulationen werden als Domains (Domänen) bezeichnet. Die Unterteilung erfolgt nach den Komponenten der Strömungsmaschinen und ist speziell bei verschiedenen Bezugssystemen (rotierend oder stationär) entscheidend. Nachfolgend werden die Domains mit den Bezeichnungen und Darstellungen der Randbedingungen für die Turbinen- und Verdichtersimulation der vorliegenden Arbeit zusammengefasst.

Die Domains der Turbinensimulation sind in Abbildung A.1 dargestellt. Hierbei werden die stationäre Düsen- und rotierende Laufrad-Domain betrachtet. Der Übergang dieser Domains wird mit dem Stage-Mixing-Plane-Ansatz modelliert (Abschnitt 3.4). Zusätzlich sind in dieser Abbildung die Randbedingungen der Simulation dargestellt (Abschnitt 3.4). Es wird jeweils nur eine Schaufel der Düse und des Laufrads simuliert. Die Begrenzung in Rotationsrichtung wird durch die Rotationsperiodizität als Randbedingungen definiert.

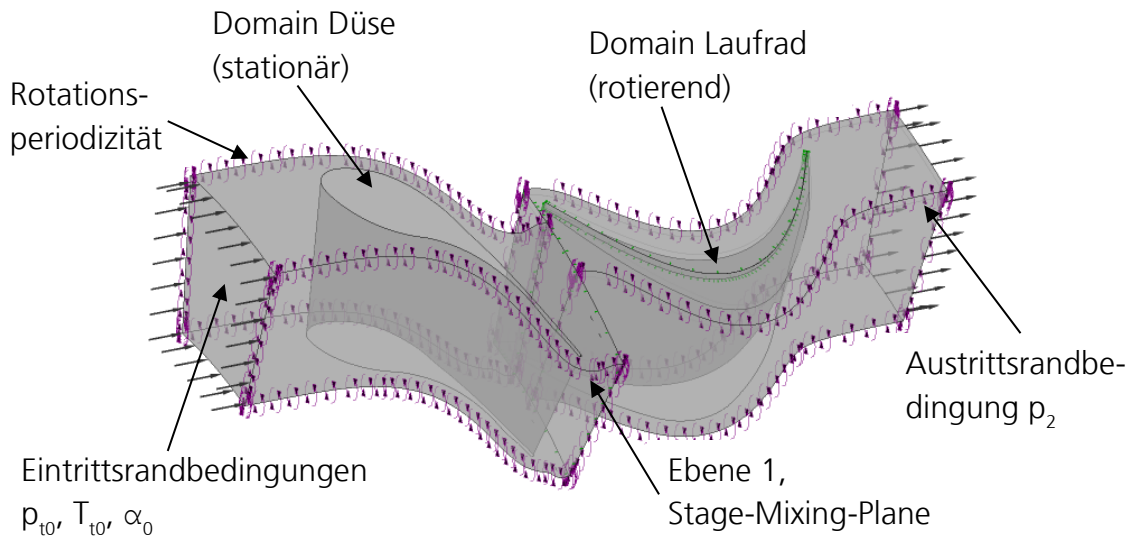


Abbildung A.1: Darstellung der Domains und Randbedingungen in der CFD-Simulation der Turbine in ANSYS CFX

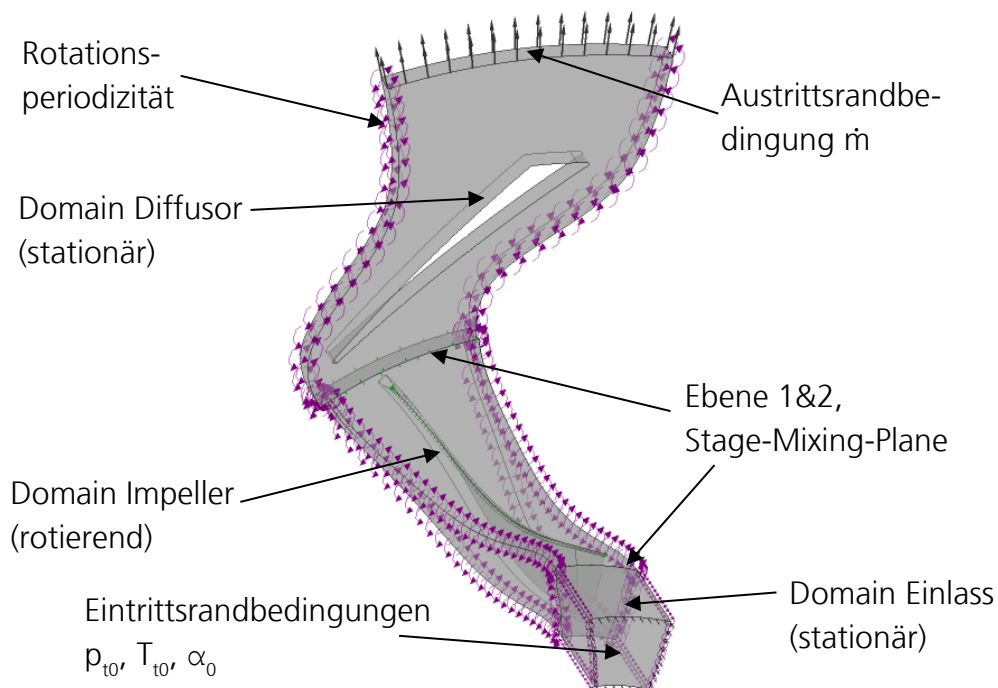


Abbildung A.2: Darstellung der Domains und Randbedingungen in der CFD-Simulation des Verdichters in ANSYS CFX

Analog sind in Abbildung A.2 die Domains und Randbedingungen der Verdichtersimulation dargestellt. Wie in den Untersuchungen in Abschnitt 3.4 verdeutlicht wird, sind die Eintrittsrandbedingungen identisch zur Turbinensimulation. Am Austritt wird der Massenstrom definiert. Neben der rotierenden Impeller-Domain und der stationären Diffusor-Domain wird eine stationäre Einlass-Domain simuliert. Diese entspricht dem Einlasskanal zu dem rotierenden Impeller. Dementsprechend wird der Stage-Mixing-Plane-Ansatz bei der Verdichtersimulation zweimal verwendet.

A.4 Surrogate-Model der Lavaldüse

Zur Bestimmung der Abströmabweichung und des Strömungsbeiwerts von Lavaldüsen wird in der vorliegenden Arbeit ein CSM entwickelt. Das Vorgehen hierzu ist in Abschnitt 4.4 beschrieben. Die Parameter sind in Tabelle A.2 gelistet. Hierbei werden drei thermodynamische und acht geometrische Parameter variiert. Die geometrischen Parameter sind in Abschnitt 4.2.1 dargestellt. Diese werden in einem breiten Parameterbereich betrachtet. Hinsichtlich der thermodynamischen Randbedingungen werden die Eintrittstemperatur T_{ein} , die Reynoldszahl Re und das relative Druckverhältnis $\Pi_{\text{ts,rel}}$ variiert. Das relative Druckverhältnis bezieht sich auf das Auslegungsdruckverhältnis der Düse. Bei einem Wert von 1,0 wird die Düse somit mit einem Druckverhältnis identisch zum Auslegungsdruckverhältnis simuliert. Bei Werten größer als 1,0 ist das Druckverhältnis der Strömung größer und es kommt zu Nachexpansion am Austritt der Düse (Abschnitt 2.1).

Das LHS-SVP beinhaltet 868 konvergierte Lösungen und die Regression der Ausgabegrößen wird mittels des Kriging-Modells erstellt (Tabelle 4.3). Der Strömungsbeiwert und die Abströmabweichung werden in der Regression mit einer hohen Genauigkeit wiedergegeben (Prognosekoeffizienten um 95 %, Tabelle 4.3).

Tabelle A.2: Zusammenfassung der Parameter und der Parametergrenzen für das CSM von Lavaldüsen

Parameter	Einheit	Untere Grenze	Obere Grenze
Relatives Druckverhältnis $\Pi_{\text{ts,rel}}$	[-]	0,7	1,4
Reynoldszahl Re	[-]	$1 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^6$
Eintrittstemperatur T_{ein}	[K]	400	600
Schaufelhöhe h_B	[mm]	2	25
Schaufeleintrittswinkel α_{LE}	[°]	60	90
Schaufelaustrittswinkel α_{TE}	[°]	7	30
Schaufelhinterkantendicke d_{TE}	[mm]	0,2	0,3
Engste Querschnittslänge t_{throat}	[mm]	1	4
Konvergentes Längenverhältnis ϑ	[-]	1	3
Flächenverhältnis ζ	[-]	0,5	0,8
Auslegungsdruckverhältnis $\Pi_{\text{ts,Design}}$	[-]	2	25

B Methode des Clustering

Im Folgenden wird eine Übersicht der Clusteringmethode gegeben. Hierbei liegt der Fokus auf einer generellen Beschreibung der Methode und der in dieser Arbeit verwendeten Algorithmen und Definitionen. Für eine detaillierte Beschreibung und weitere Algorithmen und Definitionen wird auf die Fachliteratur verwiesen [180].

Das Clustering ist eine Methode, um eine Gruppe von Datenobjekten – sogenannte Cluster – zu bilden, in dem die Eigenschaften der Objekte möglichst ähnlich sind. Im Gegensatz zur Klassifizierung stehen hierbei die Klassen zuvor nicht fest. Daher wird auch von indirektem Data Mining gesprochen. In der vorliegenden Arbeit wird das harte Clustering verwendet, bei dem jedes Objekt nur einem Cluster zugehörig ist. [180, S. 3–7]

Der erste Schritt in der Bestimmung von Clustern ist in der Regel die Standardisierung und Transformation der Daten. Dies ist notwendig, da beispielsweise beim euklidischen Abstand die Skala der einzelnen Objekt-Variablen in die Bewertung einfließt und die Bewertung somit sensitiv zur Größenordnung der jeweiligen Datenreihe ist. Als Beispiel einer Standardisierung wird die z-Score Normierung vorgestellt. Betrachtet wird eine Datenreihe Y_i mit i Objekten. Hierbei wird zur Vereinfachung nur ein Attribut herangezogen. Die z-Score Normierung basiert auf dem Mittelwert \bar{Y} und der Standardabweichung σ_Y der Datenreihe (Formel (B.1)). Die transformierte Datenreihe hat somit einen Mittelwert von 0 und eine Standardabweichung von 1. Die z-Score Normierung eignet sich für globale Standardisierungen. Weitere Standardisierungsmethoden finden sich in der Literatur. [180, S. 43–45]

$$Y_{i,\text{zScore}} = \frac{Y_i - \bar{Y}}{\sigma_Y} \quad (\text{B.1})$$

Einer der meistgenutzten Cluster-Algorithmen ist der k-means Algorithmus. Bei diesem iterativen Vorgehen wird ein Distanz- beziehungsweise Fehlermaß minimiert. Der Algorithmus löst somit ein Optimierungsproblem. Hierbei wird die Anzahl der Clusterzentren k_{Cluster} als Eingangsparameter vorgegeben. Bei diesem Algorithmus werden zunächst initiale Clusterzentren erstellt und die Objekte den Clustern mit geringstem Abstandsmaß zugeteilt. Im nächsten Iterationsschritt wird das jeweilige Clusterzentrum als Mittelwert der zugeordneten Objekte neu berechnet. Danach werden erneut die Objekte den neuen Clusterzentren zugeordnet. Die Lösung ist konvergiert, wenn das Distanzmaß nur noch geringen Schwankungen unterliegt und die Zuordnung der Objekte zu den Clustern nicht mehr variiert. Einer der Vorteile des Algorithmus ist eine vergleichsweise kurze Rechenzeit. Allerdings ist der Algorithmus abhängig von der Initialisierung der Clusterzentren und es werden mitunter nur lokale Optima ermittelt. Somit sollte durch die Wahl verschiedener Startwerte verifiziert werden, ob das globale Optimum ermittelt wurde. Weitere Algorithmen finden sich in der referenzierten Literatur. [180, S. 161–164]

Auch für das Distanzmaß werden verschiedene Definitionen und Berechnungsvorschriften verwendet. Der k-means Algorithmus wird mit dem quadratisch-euklidischen Abstand (Summe der Fehlerquadrate (SSE)) kombiniert. Bei diesem Distanzmaß wird der quadratische Fehler aller Objekte zu dem zugeordnet Clusterzentrum y_i aufsummiert (Formel (B.2), [180, S. 71]). Neben diesem Distanzmaß existiert eine Vielzahl weiterer Distanzmaße in der Literatur [180, S. 71–100].

$$d_{SSE} = \sum_{i=1}^{N_k} (Y_i - y_i)^2 \quad (\text{B.2})$$

C Methoden der ökonomischen Systembewertung

Bei der Entwicklung von Technologien und Prozessen werden Vergleiche zum Stand der Technik und dessen Eigenschaften gezogen. Um Innovationen realisieren zu können, ist in der Regel eine Investition notwendig. Hierbei wird zwischen immateriellen, Sach- und Finanzinvestitionen unterschieden. Der Anlass kann hierbei die Erst- oder Erweiterungsinvestitionen sein, aber auch ein identischer Ersatz oder eine Rationalisierung. Der Nutzen einer Investition lässt sich mittels statischer und dynamischer Bewertungsverfahren quantifizieren. Die statischen Verfahren vernachlässigen den zeitlichen Anfall der Zahlungsströme während dies bei den dynamischen Verfahren Betrachtung findet. Im Folgenden wird ein kurzer Überblick über die gängigen Verfahren gegeben. [181, S. 4–8]

Statische Verfahren

Falls aus einer Investition keine Erlöse erzielt werden oder die Erlöse verschiedener Investitionen identisch sind, können Investitionen anhand der Kostenvergleichsrechnung bewertet werden (Formel (C.1)). Somit ist das Verfahren besonders für Ersatzinvestitionen geeignet. Die Gesamtkosten K je Periode ergeben sich durch die Fixkosten K_{fix} , variablen Kosten K_{var} sowie die auf den Zinssatz i und die Nutzungsdauer n bezogenen Anschaffungskosten AK_0 und Restverkaufserlöse RVE_n . [181, S. 10–11]

$$K = K_{\text{var}} + K_{\text{fix}} + \frac{AK_0 - RVE_n}{n} + i \cdot \frac{AK_0 + RVE_n}{2} \quad (\text{C.1})$$

Bei der Gewinnvergleichsrechnung werden Investitionsobjekte mit identischen Leistungsmerkmalen hinsichtlich der zu erwartenden Erlöse und Kosten und somit des Gewinns G bewertet. Die Kostenvergleichsrechnung wird daher um die eingehenden Geldflüsse erweitert (Formel (C.2)). Die Erlöse aus dem Produktabsatz E_{Absatz} lassen sich hierbei durch den Absatzpreis und die Absatzmenge quantifizieren. [181, S. 11–12]

$$G = E_{\text{Absatz}} - K \quad (\text{C.2})$$

Bei der statischen Amortisationsrechnung wird der Zeitpunkt berechnet, an dem der Wert der Rückflüsse die getätigte Investition übersteigt (Amortisationsdauer AD). Hierbei wird der mittlere Periodenrückfluss unter Vernachlässigung der Zinstilgung betrachtet. Mithilfe der Formel (C.3) lassen sich Investitionsentscheidungen hinsichtlich ihrer Kapitalbindung quantifizieren. [181, S. 14–15]

$$AD = \frac{AK_0}{\text{Durchschnittlicher Rückfluss}} \quad (\text{C.3})$$

Dynamische Verfahren

Bei der Kapitalwertmethode werden alle Ein- und Auszahlungen Z_t sowie deren Zeitpunkte mit Bezug auf die getätigte Investition erfasst. Der berechnete Bruttokapitalwert BKW_0 in Gleichung (C.4) ist der Wert, der zum Startzeitpunkt $t=0$ am Kapitalmarkt mit

einem Zinssatz i angelegt werden muss, um nach der Projektlaufzeit $t=n$ identische Auszahlungsüberschüsse zu erhalten. [181, S. 31–35]

$$BKW_0 = \sum_{t=1}^n Z_t \cdot (1+i)^{-t} \quad (C.4)$$

Im Vergleich dazu werden im Nettokapitalwert NKW_0 die getätigten Anschaffungskosten AK_0 berücksichtigt, sodass der NKW_0 den Barwert einer Investitionsentscheidung vor dem Tätigen der Investition quantifiziert (Formel (C.5)). [181, S. 31–35]

$$NKW_0 = -AK_0 + \sum_{t=1}^n Z_t \cdot (1+i)^{-t} \quad (C.5)$$

Die Annuität stellt die Umwandlung eines Barwertes zum Zeitpunkt $t=0$ in uniforme Auszahlungen in einem definierten Bezugszeitraum dar. Dadurch lassen sich Projekte mit heterogenen Zahlungsströmen besser miteinander vergleichen. Die Annuität lässt sich mittels des Bruttokapitalwerts BKW_0 (Gleichung (C.4)) und des Annuitätenfaktors AF_i^n (Gleichung (C.6)) ermitteln. [181, S. 88–93]

$$Ann_0 = BKW_0 \cdot \frac{(1+i)^n \cdot i}{(1+i)^n - 1} = BKW_0 \cdot AF_i^n \quad (C.6)$$

In der internen-Zinssatz-Methode wird ein Zinssatz r_{Zins} ermittelt, der einen ausgeglichenen Nettokapitalwert eines Investitionsprojektes determiniert. Dieser Zusammenhang ist in Gleichung (C.7) gegeben. In einigen einfachen Anwendungsfällen mit nur einem Auszahlungsstrom lässt sich der interne Zinssatz direkt ermitteln. Andernfalls werden iterative Berechnungsverfahren zur Determinierung des internen Zinssatzes herangezogen. Mittels des internen Zinssatzes lassen sich Investitionsprojekte hinsichtlich ihrer Ökonomie ordnen und mit dem Zinssatz am Kapitalmarkt vergleichen. [181, S. 118–123]

$$NKW_0 = -AK_0 + \sum_{t=1}^n Z_t \cdot (1+r_{Zins})^{-t} = 0 \quad (C.7)$$

D Spezifischer Leistungsbedarf von Schraubenverdichtern verschiedener Hersteller

Zur Quantifizierung des spezifischen Leistungsbereichs von Schraubenverdichtern werden die Daten der Produktkataloge einiger Hersteller zusammengefasst. Hierbei werden die Daten der Hersteller Atlas Copco [182, S. 14–15] [183, S. 14–15], BOGE [184, S. 9, 11] [185, S. 2], ELGI [186, S. 15–19] [187, S. 7], KAESER [188, S. 26–29] und Renner [189, S. 10–11] verwendet. Die Daten für den relevanten Leistungsbereich von 50 kW bis 300 kW sind in Abbildung D.1 aufgetragen. Allgemein zeigt sich eine große Streuung. Somit sind die spezifischen Leistungsbedarfe und die Effizienzen der Schraubenverdichter unterschiedlich. Hierbei existieren keine klaren Unterschiede zwischen den einzelnen Herstellern. Zusätzlich ist in diesem Diagramm eine polynomische Ausgleichfunktion zweiten Grades eingezeichnet, um typische spezifische Leistungsbedarfe bei den jeweiligen Druckverhältnissen zu ermitteln. Durchschnittliche Werte für die Kompression liegen bei 5,8 kW/(m³/min) ($\Pi=8$) und bei 6,8 kW/(m³/min) ($\Pi=11$).

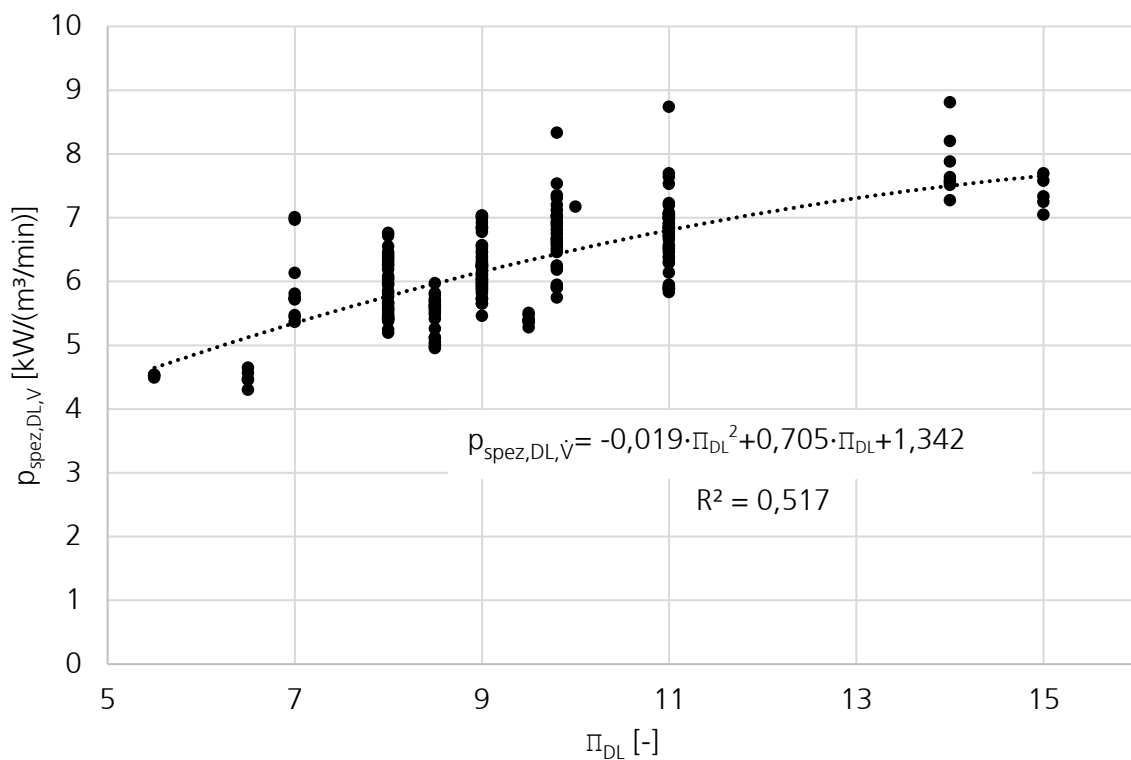


Abbildung D.1: Darstellung der spezifischen Leistungsbedarfe $p_{\text{spez,DL,V}}$ verschiedener Schraubenverdichter der Hersteller Atlas Copco, BOGE, ELGI, KAESER und Renner; Regression mit einem Polynom zweiten Grades

E Zusammenfassungen der Daten zur Abbildung 3.3

Neben den Realdaten von Dampfnetzen (Quelle: Fraunhofer UMSICHT) sind in Abbildung 3.3 einige Daten aus der Literatur gelistet. Zur besseren Nachvollziehbarkeit sind die einzelnen Datenpunkte mit den Quellenangaben in Tabelle E.1 zusammengefasst. Hierbei wurde eine Literaturrecherche hinsichtlich der Drücke in industriellen Dampfschienen durchgeführt.

Tabelle E.1: Quellenangaben zu den Literaturdaten der Drücke in industriellen Dampfschienen zur Abbildung 3.3

p_{ein} [bar _{abs}]	p_{aus} [bar _{abs}]	Quelle
10,00	1,13	[190, S. 7]
6,55	1,13	
18,0	9,0	[191, S. 69, 71]
9,0	2,5	
18,0	2,5	
20,0	3,0	
20,0	4,0	[192, S. 39]
9,0	4,0	
11,0	5,5	[193, S. 9]
5,5	3,5	
5,0	1,3	[194, S. 714]
19,1	2,7	
20,0	4,0	[195, S. 7]
20,0	5,5	
12,0	7,0	
11,0	7,0	
7,0	3,0	
11,0	8,0	
8,0	3,5	
20,0	12,0	
12,0	2,5	
27,5	14,5	[196, S. 2985]
14,5	8,5	
8,5	3,0	[197, S. 197]
20,0	5,0	
21,7	14,8	[198, S. 7]
21,7	1,8	
14,8	6,5	
6,5	1,8	
14,0	4,0	[199, S. 226]
4,0	1,0	
20,6	4,1	[200, S. 1159]
4,1	2,7	
2,7	1,0	
9,6	2,4	[64, S. 649]

F Lebenslauf und Liste der Veröffentlichungen

F.1 Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Markus Wäscher
Geburtsdatum: 21.12.1992
Geburtsort: Dülmen

Beruflicher Werdegang

seit 10/2017 Wissenschaftlicher Mitarbeiter, Fraunhofer-Institut für Umwelt-, Sicherheits- & Energietechnik UMSICHT, Oberhausen
09/2015 – 02/2016 Praktikum, MAN Diesel & Turbo SE, Oberhausen

Studium und Promotion

seit 06/2018 Promotionsarbeit am Fraunhofer-Institut für Umwelt-, Sicherheits- und Energietechnik UMSICHT (gefördert durch DBU Promotionsstipendium), Betreuung durch Prof. Dr. Christian Doetsch, Lehrstuhl für Cross Energy Systems, Fakultät Maschinenbau, Ruhr-Universität Bochum; Zweitgutachter: Prof. Dr. Manfred Wirsum, Lehrstuhl und Institut für Kraftwerkstechnik, Dampf- und Gasturbinen, RWTH Aachen
04/2016 – 09/2017 Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen
Masterstudiengang: Energietechnik
Vertiefungsrichtung: Regenerative Energietechnik
08/2016 – 12/2016 Aalto University Helsinki
Auslandsstudium: Energy Technology
10/2012 – 03/2016 Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen
Bachelorstudiengang: Maschinenbau
Vertiefungsrichtung: Energietechnik

Schulausbildung

2003 – 2012 Annette-von-Droste-Hülshoff Gymnasium Dülmen,
Abschluss: Abitur
1999 – 2003 Kardinal-von-Galen-Grundschule Merfeld

F.2 Vorträge und Veröffentlichungen

- N. Kienzle, M. Waesker, B. Buelten, F. Di Mare und C. Doetsch, *A Method for Matching Compressor Stage Characteristics to a Given Load Profile by Operating Point Weighting*, Proceedings of European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics, Jg. 13, 2019.
- M. Waesker und N. Kienzle, *Kopplung von Multi-Engineering Tools mit Optimierungssystemen zur Anwendung im Turbomaschinenbereich*, Vortrag, DYNAFLEX-Symposium, 04.12.2019.
- M. Waesker, B. Buelten, N. Kienzle und C. Doetsch, *Optimization of Supersonic Axial Turbine Blades Based on Surrogate Models*, Proceedings of ASME Turbo Expo, 2020.
- C. Geitner, M. Waesker und C. Doetsch, *Compressor Cost Optimization Based on Extended Annual Load Duration Curves*, Chemie Ingenieur Technik, 2020.
- M. Waesker, *Optimization of Supersonic Axial Turbine Blades Based on Surrogate Models*, Vortrag, ASME Turbo Expo, Virtuell, 24.09.2020.
- M. Waesker, T. Goetz, B. Buelten und N. Kienzle, *Analysis of Slip Factors in CFD Calculations: Assessment of Literature Models*, Proceedings of European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics, Jg. 14, 2021.
- N. Kienzle, D.H.M. Hoang, M. Waesker, B. Buelten, F. Di Mare und C. Doetsch, *Influence of Fillet Radii on the Flow and Strength Behavior of a Shrouded Centrifugal Compressor Impeller*, Proceedings of European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics, Jg. 14, 2021.
- M. Waesker, *Analysis of Slip Factors in CFD Calculations: Assessment of Literature Models*, Vortrag, European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics 14, Virtuell, 14.04.2021.

Betreute studentische Arbeiten

- Goutham Goud Nimmala, *Design of a High Pressure Single Stage Centrifugal Compressor*, Prüfer: Prof. Dr. Wolfgang Schröder, Lehrstuhl für Strömungslehre und Aerodynamisches Institut, RWTH Aachen. Masterarbeit, 2020.
- Tobias Goetz, *Gegenüberstellung der Minderleistungsfaktoren in Literatur-Modellen und numerischen Strömungssimulation für einen großen Bereich der geometrischen Laufradparameter*, Prüfer: Prof. Dr. Jens Friedrichs, Institut für Flugantriebe und Strömungsmaschinen, TU Braunschweig. Masterarbeit, 2020.