

Untersuchung eines
Niederdruck-Wasser-/Dampfkreislaufs zur
Abwärmenutzung von Verbrennungsmotoren auf
technische und wirtschaftliche Realisierbarkeit

DISSERTATION
zur Erlangung des Grades eines Doktors
der Ingenieurwissenschaften

vorgelegt von
Christoph Laux, M.Sc.

eingereicht bei der Naturwissenschaftlich-Technischen Fakultät
der Universität Siegen
Siegen 2020

Betreuer und Zweitgutachter
Prof. Dr.-Ing. Matthias Neef
Hochschule Düsseldorf

Erstgutachter
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Thomas Carolus
Universität Siegen

Tag der mündlichen Prüfung
12. März 2021

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Anstellung als wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Hochschule Düsseldorf im Zentrum für innovative Energiesysteme (ZIES). Ganz besonders möchte an dieser Stelle Prof. Dr.-Ing. Matthis Neef danken, der durch seine fachliche und persönliche Unterstützung mein Promotionsvorhaben ermöglicht hat. Ebenfalls möchte ich Prof. Dr.-Ing. Thomas Carolus für die Betreuung meiner Arbeit als Erstgutachter danken.

Najim Belkabir, Christoph Bederke aus der Zentralwerkstatt und Uwe Küster aus der Werkstatt NCOD an der Hochschule Düsseldorf möchte ich für ihre handwerkliche Unterstützung beim Bau des Prüfstandes danken. Ebenfalls möchte ich mich bei Till Harder für die Unterstützung beim Bau der Schaltschränke und bei Nils Hintzen für die Unterstützung beim Aufbau des Prüfstandes bedanken. Ich konnte mich jederzeit voll auf sie verlassen.

Ebenfalls möchte ich mich an dieser Stelle bei unserem Projektpartner Dr.-Ing. Andreas Gotter für die gute Zusammenarbeit und fachliche Unterstützung bedanken. Frank Eckert von der Firma EP Turbines möchte ich für die gute Zusammenarbeit beim Bau der Radialturbine danken.

Ein besonderer Dank geht auch an meine Kolleginnen und Kollegen an der Hochschule Düsseldorf. Sie haben dafür gesorgt, dass ich jeden Morgen gerne zur Arbeit gegangen bin. Besonders möchte ich mich bei Dr. Johannes Goebel, Maximilian Rödder, Stefan Lambach, Jonas Gottschald, Till Harder, Marek Kowalski, Radoika Ille, Fabian Ille und Lena Frank bedanken, da wir beruflich aber auch privat viel Zeit miteinander verbracht haben. Ich hoffe sehr, dass wir weiterhin Kontakt halten, auch wenn sich unsere beruflichen Wege leider trennen.

Meinem Vater Bernhard Laux möchte ich für das Lektorat dieser Arbeit danken.

Zu guter Letzt möchte ich mich bei meiner gesamten Familie aber besonders bei meinen Eltern und meiner Freundin Julia Flügel dafür bedanken, dass Sie mir in schwierigen Zeiten den Rücken freigehalten und mich immer bei meinen Vorhaben unterstützt haben.

Inhaltsverzeichnis

Danksagung.....	I
Zusammenfassung.....	V
Abstract	VI
Abkürzungs- und Symbolverzeichnis	VII
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Stand der Wissenschaft und Technik	5
1.2.1 Reine Abgaswärmenutzung mit ORC und SRC.....	7
1.2.2 Kombinierte Nutzung von Kühlmittel- und Abgaswärme	9
1.2.3 Fazit und Zusammenfassung	11
1.3 Zielsetzung	16
1.4 Aufbau der Arbeit.....	17
2 Grundlagen zur Bewertung des ND-SRC.....	19
2.1 Funktion des Niederdruck-Wasser-/Dampfkreislaufs	19
2.1.1 Grundidee und thermodynamische Vor- und Nachteile	19
2.1.2 Fließbilder unterschiedlicher Anlagenkonzepte	20
2.1.3 Vorteile in Bezug auf Sicherheit, Umweltschutz und Baugröße.....	22
2.2 Theoretisches Potential des Niederdruck-SRC	23
2.2.1 Analyse der Abwärme von Verbrennungsmotoren	23
2.2.2 Idealierte stationäre Simulation des Niederdruck-SRC	24
2.2.3 Ergebnisse und Diskussion.....	26
2.3 Wirtschaftliche Betrachtung von KWK-Anlagen	28
2.3.1 Einflussfaktoren.....	28
2.3.2 Berechnungsmethode.....	29
2.3.3 Ergebnisse.....	30
3 Berechnungsgrundlagen für die SRC-Komponenten	33
3.1 Verdampfer.....	33
3.1.1 Berechnungsmethode.....	34
3.1.2 Wärmeübergang Primärseite	36
3.1.3 Wärmeübergang Sekundärseite	38
3.2 Überhitzer.....	41
3.2.1 Berechnung der idealen Nusselt-Zahl.....	44

3.2.2	Berechnung der Korrekturfaktoren	45
3.3	Druckverlustberechnung von Rohrbündelwärmeübertragern.....	48
3.3.1	Druckverlustberechnung auf der Rohrrinnenseite.....	48
3.3.2	Druckverlustberechnung auf der Rohraußenseite	48
3.4	Kondensator	50
3.5	Turbine.....	51
3.5.1	Stand der Wissenschaft und Technik	53
3.5.2	Aufbau, Nomenklatur und Bemaßung	55
3.5.3	Eindimensionale Theorie der Turbinenstufe.....	57
3.5.4	Aufteilung der Verluste.....	60
3.5.5	Vorgehen bei der Turbinenauslegung	62
3.5.6	Eindimensionale Auslegung.....	63
3.5.7	Eindimensionales Verlustmodell	67
3.5.8	Leistungsberechnung der Prüfstandsturbine	70
4	Auslegung und Simulationsmodell des Prüfstands	74
4.1	Randbedingungen	74
4.2	Auswahl der Motor-Leistungsklasse.....	75
4.3	Grundkonzept des Prüfstands	76
4.4	Vorgehen bei der Prüfstandsauslegung.....	78
4.5	Simulationsmodell für die Wärmeübertragerauslegung	79
4.6	Auslegungsergebnisse der Prüfstandskomponenten	80
4.7	Messdatenerfassung und Prüfstandsregelung	84
4.8	Plausibilitätsprüfung und Messdatenabgleich.....	87
4.9	Simulationsmodelle für die Leistungsprognose.....	92
4.10	Simulationsergebnisse.....	97
5	Experimentelle Ergebnisse.....	102
5.1	Validierung des Simulationsmodells ohne Turbine.....	102
5.2	Validierung des Simulationsmodells mit Turbine	108
5.3	Diskussion.....	113
6	Thermoökonomische Bewertung	116
6.1	Stand der Technik	116
6.2	Vorgehen bei der thermoökonomischen Bewertung.....	119
6.3	Ergebnisse	121
6.4	Kostenmodelle	129
7	Fazit und Ausblick	134
	Literaturverzeichnis	138

Anhang A	Datenblatt MAN E0834 E302	143
Anhang B	Vollständiges RI-Fließbild des Prüfstands ohne Turbine.....	148
Anhang C	Vollständiges RI-Fließbild des Prüfstands mit Turbine	149
Anhang D	Datenblatt Verdampfer und Überhitzer	150
Anhang E	Datenblatt Kondensator	153
Anhang F	Kennlinien BHKW-Modul (MAN Motor E0834 E302)	155
Anhang G	Messstellen und Konfidenzintervalle (Versuchsaufbau mit Drossel)	156
Anhang H	Messstellen und Konfidenzintervalle (Versuchsaufbau mit Turbine).....	157
Anhang I	Kennlinien der Wärmeübertrager und des Turbinengenerators (Versuchsstand)	158
Anhang J	Daten zur Wärmeverlustberechnung	161
Anhang K	Kennfeld für Leistungsregelung des Gasbrenners.....	164
Anhang L	Messdaten und Ergebnisse der Plausibilitäts-prüfung (VDI 2048) ohne Turbine	165
Anhang M	Kennlinien der Wärmeübertrager (BHKW mit 220 kW _{mechanisch})	167
Anhang N	Datenblatt des Turbogenerators (TG5).....	170
Anhang O	Messdaten und Ergebnisse der Plausibilitätsprüfung (VDI 2048) mit Turbine	172

Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der thermodynamischen und wirtschaftlichen Bewertung eines Niederdruck-Wasser-/Dampfkreislaufes (ND-SRC) zur Abwärmenutzung von Verbrennungsmotoren. Alleinstellungsmerkmal des ND-SRC ist, dass die Kühlmittel- und Abgaswärme in einem Einkreislaufsystem genutzt werden. Um dies zu realisieren, wird die Kühlmittelwärme zur Verdampfung des Arbeitsfluides verwendet. Das begrenzt den Verdampfungsdruck des ND-SRC auf < 1 bar absolut, da die Kühlmittelwärme mit ca. 80 °C bis maximal 120 °C auf einem relativ geringen Temperaturniveau vorliegt.

Die technische und wirtschaftliche Realisierbarkeit des ND-SRC wird in dieser Arbeit für die Abwärmenutzung von motorbetriebenen Blockheizkraftwerken (BHKWen) im Leistungsbereich von 50 kW_{el} bis 250 kW_{el} untersucht. Für die thermodynamische Bewertung des Anlagenkonzeptes wird ein stationäres thermodynamisches Simulationsmodell mit der Software Epsilon®Professional erstellt und anhand eines Demonstrators im Labormaßstab (BHKW mit 38 kW mechanischer Leistung) validiert. Ebenfalls werden die Methoden zur Auslegung der Wärmeübertrager und der Turbine validiert.

Da das Anlagenkonzept im Leistungsbereich des Demonstrators nicht wirtschaftlich realisierbar ist, wird die Anlage auf den oberen angestrebten Leistungsbereich (BHKW mit 220 kW_{el}) skaliert und die Kosten werden über Angebote der Zulieferungsfirmen erneut ermittelt. Die wirtschaftliche Realisierbarkeit wird exemplarisch für den Standort Deutschland mit Berücksichtigung des Kraft-Wärme-Kopplungsgesetzes 2016 ermittelt. Auf Basis der Kosten des Demonstrators und der Kostenkalkulation der skalierten Anlage wird ein Kostenmodell für den Bau eines ND-SRC erstellt, mit dem die Kosten der Einzelkomponenten über charakteristische Größen (z.B. Wärmeübertragerfläche, Turbinenleistung etc.) berechnet werden können.

Anhand dieser Arbeit wird gezeigt, dass der ND-SRC in Bezug auf die elektrische Leistungssteigerung des BHKW-Motors, trotz vergleichsweise geringem elektrischen Wirkungsgrad, konkurrenzfähig zu vergleichbaren Nachschaltprozessen ist. Die berechneten spezifischen Kosten des skalierten ND-SRC zeigen, dass ein wirtschaftlich rentabler Betrieb des ND-SRC ab einer elektrischen Leistung des BHKW-Motors von ca. 220 kW möglich ist.

Abstract

This thesis deals with the thermodynamic and economic evaluation of a low-pressure steam Rankine cycle (LP-SRC) for the waste heat utilisation of internal combustion engines. A distinctive feature of the LP-SRC is that the coolant and exhaust gas heat are used in a single loop system. To achieve this, the coolant heat is used to evaporate the working fluid. This limits the evaporation pressure of the LP-SRC to < 1 bar absolute, as the coolant heat is present at a relatively low temperature level of approx. $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ to a maximum of $120\text{ }^{\circ}\text{C}$.

The technical and economic feasibility of the LP-SRC in this thesis is investigated for the waste heat utilisation of combined heat and power plants (CHP) in the power range from 50 kW_{el} to $250\text{ kW}_{\text{el}}$. For the thermodynamic evaluation of the plant concept, a stationary thermodynamic simulation model is developed with the software Ebsilon®Professional and validated by means of a demonstrator in laboratory scale (CHP with 38 kW mechanical power). The methods for the design of the heat exchangers and the turbine are also validated.

As the plant concept is not economically feasible in the power range of the demonstrator, the plant will be scaled to the upper target power range (CHP with $220\text{ kW}_{\text{el}}$) and the costs will be determined again by means of offers from the supply companies. The economic feasibility is determined exemplarily for the location Germany with consideration of the combined heat and power act 2016.

Based on the costs of the demonstrator and the cost calculation of the scaled plant, a cost model for the construction of a LP-SRC will be developed, with which the costs of the individual components can be calculated using characteristic values (e.g. heat exchanger surface, turbine output, etc.).

In this thesis it is shown that the LP-SRC is competitive to comparable downstream processes regarding the electrical power increase of the CHP engine, despite a comparatively low electrical efficiency. The calculated specific costs of the scaled LP-SRC show that an economically profitable operation of the LP-SRC is possible from an electrical power output of the CHP engine of approximately 220 kW .

Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis

AGR	Abgasrückführung
BHKW	Blockheizkraftwerk
CRC	Clausius-Rankine-Cycle
EEG	Erneuerbare-Energien-Gesetz
GuD	Gas und Dampf
HD	Hochdruck
HT	Hochtemperatur
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
ND	Niederdruck
NT	Niedertemperatur
ORC	Organic-Rankine-Cycle
R&I	Rohrleitung und Instrumente
SRC	Steam-Rankine-Cycle
TEG	thermoelektrischer Generator
WÜ	Wärmeübertrager

Symbolverzeichnis

A	Fläche	m^2
a	Temperaturleitfähigkeit	$m^2 \cdot s^{-1}$
b	Schaufelhöhe	m
c	Strömungsgeschwindigkeit	$m \cdot s^{-1}$
c_p	isobare Wärmekapazität	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
d	Durchmesser	m
D	Durchmesser	m
d_h	hydraulischer Durchmesser	m^2
e	kleinster Strömungsquerschnitt	m
F	Fehler	%
g	Erdbeschleunigung	$m \cdot s^{-2}$
Gr	Grashof-Zahl	-
H	Enthalpie	J
H_u	Heizwert	$J \cdot kg^{-1}$
h	spezifische Enthalpie	$J \cdot kg^{-1}$
K	Korrekturwert	-
l	Länge	m
\dot{m}	Massenstrom	$kg \cdot s^{-1}$
n	Drehzahl	s^{-1}
n_s	Schnelllaufzahl	-
Nu	Nusselt-Zahl	-
p	Druck	Pa
P	Leistung	W
Pr	Prandtl-Zahl	-
\dot{Q}	Wärmestrom	W
\dot{q}	Wärmestromdichte	$W \cdot m^{-2}$

r	Radius	m
Re	Reynolds-Zahl	-
Rf	Foulingwiderstand	$\text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{W}^{-1}$
S	Abstand zwischen Umlenklechen	m
s	Sehnenlänge	m
T	Temperatur	K
u	Umfangsgeschwindigkeit	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
U	Umfang	m
U	Wärmedurchgangskoeffizient	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
v	Geschwindigkeitsverhältnis	-
\dot{V}	Volumenstrom	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
w	Relativgeschwindigkeit	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Y	spezifische Stutzenarbeit	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
α	Wärmeübergangskoeffizient	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
α	Strömungswinkel	Grad
β	Strömungswinkel	Grad
δ	Durchmesserzahl	-
ζ	Widerstandsbeiwert	-
ξ	Druckverlust-/Rohrreibungsbeiwert	-
η	dynamische Viskosität	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$
ϑ	Temperatur	$^{\circ}\text{C}$
λ	Wärmeleitfähigkeit	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
ν	kinematische Viskosität	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
ρ	Dichte	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
σ	Laufzahl	-
ω	Winkelgeschwindigkeit	$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$

Indexverzeichnis

A	Austritt
a	außen
C	Carnot
E	Eintritt
el	elektrisch
EN	Eigennutzung
ESP	Einspeisevergütung
Fö	Förderpauschale
h	heiß
i	innen
is	isentrop
k	kalt
L	Wärmeleitung
lam	laminar
max	Maximum
$mech$	mechanisch
min	Minimum
OI	ohne Instandhaltungskosten
S	Siedepunkt

<i>S</i>	Wärmestrahlung
<i>sk</i>	schaufelkongruent
<i>soll</i>	Sollwert
<i>t</i>	Totalzustand
<i>ts</i>	total to static
<i>tt</i>	total to total
<i>tur</i>	turbulent
<i>V</i>	Verlust
<i>W</i>	Wand
<i>WuI</i>	Wartung und Instandhaltung
<i>x</i>	Zellennummer
<i>`</i>	verlustbehaftet
0	Ruhezustand/Totalzustand
1	Eintritt Spiralgehäuse
2	Eintritt Stator
3	Austritt Stator
4	Eintritt Rotor
5	Austritt Rotor

1 Einleitung

1.1 Motivation

In den Jahren 2009 bis 2014 haben kleine, kompakte Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen (KWK-Anlagen) unter 0,5 MW elektrischer Nutzleistung, die gleichzeitig elektrische Energie und Nutzwärme bereitstellen, zunehmende Verbreitung gefunden. Bei den gemeldeten KWK-Neuzulassungen (bis 0,5 MW_{el}) in der Bundesrepublik Deutschland im Zeitraum 2009 bis 2018 ist eine deutliche Steigerung bis zum Jahr 2014 erkennbar (Abbildung 1-1).

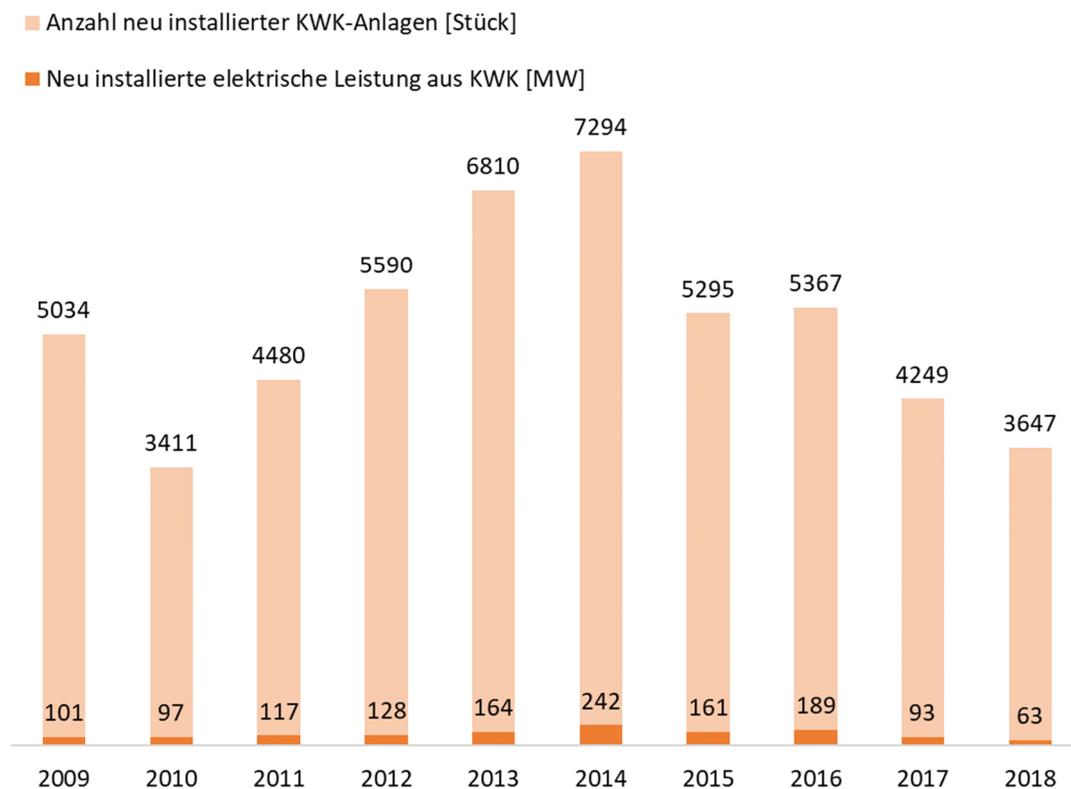


Abbildung 1-1: Anzahl der neu zugelassenen KWK-Anlagen und neu installierte elektrische Leistung aus KWK in der Bundesrepublik Deutschland im Zeitraum von 2009 bis 2018 für den Leistungsbereich bis 0,5 MW_{el} (vgl. [1])

Im Jahr 2015 ist ein deutlicher Rückgang sowohl in der Anzahl der Neuzulassungen als auch in der neuinstallierten elektrischen Leistung aus KWK dokumentiert, der mit hoher Wahrscheinlichkeit auf die Änderung beim Erneuerbaren-Energie-Gesetz (EEG) vom 01.08.2014 zurückzuführen ist, welches ab diesem Zeitpunkt eine anteilige EEG-Umlage auf Eigenstromverwendung vorschreibt. Aufgrund dieser finanziellen Unsicherheiten für die Anlagenbetreiber ist davon aus zu gehen, dass viele KWK-Projekte vorverlegt oder aufgeschoben wurden. Zum 01.01.2016 trat eine Neuauflage des KWK-Gesetzes in Kraft, welche die Änderungen im EEG berücksichtigt. Im Jahr 2016 blieb die Anzahl der

Neuzulassungen nahezu konstant, jedoch stieg die neu installierte elektrische Leistung aus KWK im Leistungsbereich bis 0,5 MW_{el} um ca. 17 % im Vergleich zum Vorjahr an. In den Jahren 2017 und 2018 sank die Anzahl der neu zugelassenen KWK-Anlagen weiter, was ebenfalls mit den anhaltenden Unsicherheiten im KWK-Gesetz und der weiterhin zu entrichtenden anteiligen EEG-Umlage auf eigenverbrauchten Strom zu begründen ist. Die Daten zeigen, dass die Entwicklung der KWK stark von den gesetzlichen Rahmenbedingungen abhängt und die Anzahl der neu zugelassenen KWK-Anlagen bis 500 kW_{el} in den letzten Jahren deshalb stark rückläufig ist.

Einen Großteil der KWK-Anlagen bis ca. 500 kW_{el} stellen motorbetriebene KWK-Anlagen im Leistungsbereich zwischen 50 und 250 kW_{el} dar [2], wovon der größte Teil erdgasbetriebene BHKWe sind. Standardmäßig erreichen Erdgas-KWK-Anlagen in einer Leistungsklasse bis 250 kW_{el} einen elektrischen Wirkungsgrad von max. 42 % und einen Gesamtwirkungsgrad von ca. 85 %. Ausgehend von diesen Wirkungsgraden lässt sich folgern, dass etwa 43 % der zugeführten Wärme als Nutzwärme zur Verfügung steht, welche sich in Abgas- und Kühlmittelwärme aufteilt. Die Kühlmittelwärme liegt dabei, unabhängig von der Leistungsklasse des Motors, auf einem geringen Temperaturniveau von 90 – 120 °C (Austrittstemperatur aus dem Motor), wohingegen die Abgaswärme auf einem hohen Temperaturniveau von bis zu 650 °C zur Verfügung steht.

Die prozentuale Aufteilung der Abwärme auf Abgas und Kühlmittel hängt dabei von der Bauart, den Betriebsparametern und dem verwendeten Brennstoff des Motors ab. Grundsätzlich verteilt sich die Verlustwärme bei Ottomotoren jedoch nahezu in gleichen Teilen auf Abgas- und Kühlmittelwärme [3–5].

Aufgrund der hohen Abgastemperatur stellt sich die Frage, ob die Nutzwärme in einem nachgeschalteten Prozess zum Teil zu elektrischer Energie veredelt und der elektrische Wirkungsgrad der Gesamtanlage dadurch noch einmal gesteigert werden kann. Dieses Prinzip der Nachverstromung von Abgaswärme wird bereits erfolgreich im großen Maßstab in Gas-und-Dampf-Kombikraftwerken (GuD-Kraftwerken) umgesetzt. Daher wurden in den letzten Jahren bereits zahlreiche Studien zur Untersuchung der erfolgversprechendsten Anlagenkonzepte zur Abwärmeverstromung von Verbrennungsmotoren durchgeführt.

Bei der Bewertung von Nachschaltprozessen zur Abwärmenutzung von BHKW-Motoren müssen eine Vielzahl an Faktoren berücksichtigt werden. Tabelle 1-1 liefert einen Überblick über die Bewertungskriterien, die dieser Arbeit zugrunde gelegt werden. Die thermodynamischen Bewertungskriterien haben einen hohen Stellenwert, wenn die Effizienzsteigerung des BHKWs im Vordergrund steht, beispielsweise, wenn die CO₂-Emissionen gesenkt werden sollen. Die praxisbezogenen Bewertungskriterien haben einen direkten Einfluss auf die Umsetzbarkeit beim Anlagenbetreiber. Die kostenorientierten Bewertungskriterien zeigen, ob der Nachschaltprozess für den Anlagenbetreiber wirtschaftlich rentabel ist.

Tabelle 1-1. Bewertungskriterien für Nachschaltprozesse zur Abwärmenutzung von Verbrennungsmotoren

thermodynamische Bewertung	<ul style="list-style-type: none"> - thermischer Wirkungsgrad des Nachschaltprozesses - elektrische/mechanische Wirkungsgradsteigerung des BHKWs - Teillastverhalten des Systems - mögliche Lastflexibilisierung des BHKWs
praxisorientierte Bewertung	<ul style="list-style-type: none"> - Komplexität/Fehleranfälligkeit/Wartungsaufwand - Sicherheit - Umweltverträglichkeit - Genehmigungsverfahren
kostenorientierte Bewertung	<ul style="list-style-type: none"> - spezifische Kosten (€/kW_{el}) - Wartungskosten

Eine Übersicht der möglichen Nachschaltprozesse zur Abwärmenutzung ist in Abbildung 1-2 dargestellt.

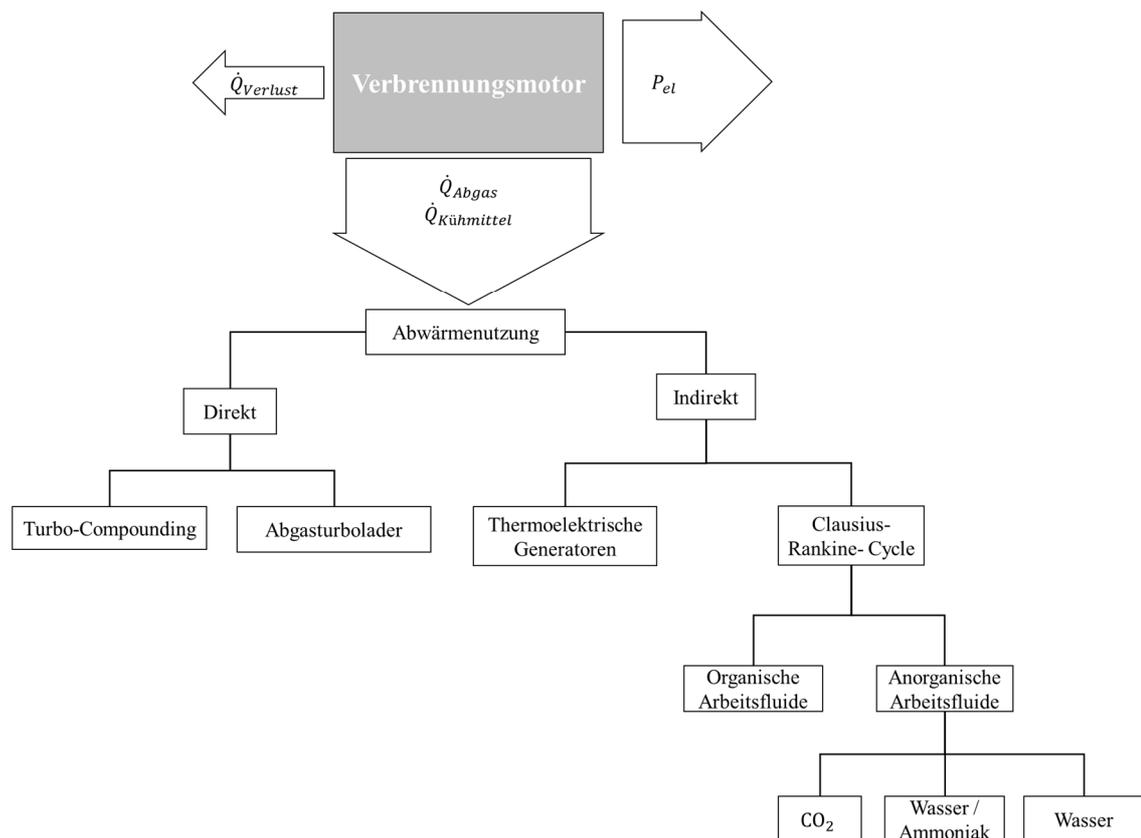


Abbildung 1-2: Übersicht der möglichen Verfahren zur Abwärmenutzung von Verbrennungsmotoren

Bei der Abwärmenutzung von Verbrennungsmotoren kann zwischen der direkten und indirekten Nutzung der Abwärme unterschieden werden. Da das Abgas bei Austritt aus dem Zylinder einen höheren Druck aufweist als die Umgebungsluft, kann das Druckgefälle

über eine Turbine abgebaut werden, welche die Strömungsenergie direkt in elektrische oder mechanische Energie umwandelt. Diese Technik ist heutzutage Stand der Technik und bietet ein geringes Optimierungspotenzial. Die meist verwendete Technik ist hierbei der Turbolader, der die mechanische Energie der Turbine direkt zur Kompression der Brennluft verwendet.

Da das Druckgefälle in der Turbine durch den Umgebungsdruck begrenzt wird, weist das Abgas am Austritt der Turbine in den meisten Fällen hohe Temperaturen von $> 450 \text{ }^\circ\text{C}$ auf. Aufgrund der hohen Temperaturen im Abgas besteht die Möglichkeit, durch indirekte Verfahren die Abwärme des Motors effektiv in mechanische oder elektrische Energie umzuwandeln.

Jeder Prozess zur Umwandlung von thermischer Energie in mechanische Energie wird dabei über den Carnot-Wirkungsgrad begrenzt, welcher wie folgt definiert ist:

$$\eta_c = 1 - \frac{T_k}{T_h} \quad (1.1-1)$$

Die Temperatur T_k ist in diesem Fall die mittlere Temperatur des Nachschaltprozesses, bei der Wärme abgeführt wird, und die Temperatur T_h ist die mittlere Temperatur der Wärmequelle, bei der Wärme zugeführt wird. Da die Abgaswärme bei Verbrennungsmotoren ein wesentlich höheres Temperaturniveau aufweist als die Kühlmittelwärme, bietet sie ein höheres Potenzial in Bezug auf den zu erzielenden Wirkungsgrad des Nachschaltprozesses. Um den Carnot-Wirkungsgrad für Nachschaltprozesse zu berechnen, die unterschiedliche Wärmequellen auf unterschiedlichen Temperaturniveaus verwenden, wird folgende Formel verwendet:

$$\eta_c = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_{Gesamt}} \cdot \eta_{c,1} + \frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}_{Gesamt}} \cdot \eta_{c,2} + \dots + \frac{\dot{Q}_n}{\dot{Q}_{Gesamt}} \cdot \eta_{c,n} \quad (1.1-2)$$

Um im Folgenden die Effizienz der in der Literatur untersuchten Nachschaltprozesse zu bewerten, können aufgrund der unterschiedlichen Randbedingungen der verwendeten Wärmequellen und der unterschiedlichen Temperaturniveaus der Wärmeauskopplung die angegebenen thermischen Wirkungsgrade nicht direkt miteinander verglichen werden. Eine Vergleichbarkeit lässt sich über eine exergetische Betrachtungsweise erzielen, indem der erzielte Wirkungsgrad des Nachschaltprozesses zu dem Carnot-Wirkungsgrad wie folgt in Relation gesetzt wird:

$$\eta_{exergetisch} = \frac{\eta_{Nachschaltprozess}}{\eta_c} \quad (1.1-3)$$

Grundsätzlich wird bei Nachschaltprozessen für die indirekte Abwärmenutzung von Verbrennungsmotoren zwischen der Wärmerückgewinnung mittels thermoelektrischer Generatoren (TEG) und dem Clausius-Rankine-Cycle (CRC) unterschieden [6]. Der Vorteil von TEGs gegenüber dem CRC liegt dabei in der direkten Umwandlung von thermischer in elektrische Energie über die Nutzung des Seebeck-Effekts. Da bei diesem Konzept keine beweglichen Teile vorhanden sind, kann so eine hohe Zuverlässigkeit des Systems erzielt werden [7]. Der thermische Wirkungsgrad von thermoelektrischen Generatoren

hängt dabei sowohl vom Carnot-Wirkungsgrad, als auch vom Wirkungsgrad des thermoelektrischen Materials ab. Da der Wirkungsgrad der aktuell zur Verfügung stehenden thermoelektrischen Materialien gering ist, werden trotz hoher Temperaturdifferenzen nur geringe thermische Wirkungsgrade von maximal 6 % erreicht [8]. Daher stellen TEGs derzeit in Bezug auf den thermischen Wirkungsgrad keine Konkurrenz zum CRC dar und werden im Folgenden nicht weiter thematisiert.

Da die Methode der direkten Abgaswärmenutzung bereits Stand der Technik ist und sich mit kostengünstigen und hocheffizienten Abgasturboladern am Markt durchgesetzt hat, wird im Folgenden das Optimierungspotenzial der indirekten Abwärmenutzung von Abgas- und Kühlmittelwärme mittels CRC untersucht. Da die Abwärmenutzung mittels CRC wesentlich komplexer ist und neben der Abgaswärme zusätzlich die Kühlmittelwärme nutzen kann, bietet der CRC, wie im Folgenden gezeigt wird, eine höhere Anzahl an Freiheitsgraden für eine Optimierung.

Die hohe Anzahl an bereits realisierten BHKW-Projekten, welche die Abgas- und Kühlmittelwärme zur Bereitstellung von Nutzwärme verwenden, können ebenfalls durch die Nachrüstung einer CRC-Anlage in der Effizienz gesteigert werden. Die größten Hürden bei der Etablierung von CRC-Nachsichtprozessen beim Endkunden stellen aktuell die Investitionskosten und die Gewährleistung einer geringen Fehleranfälligkeit dar. Deshalb soll in dieser Arbeit untersucht werden, wie die Anlagenkomplexität und die Investitionskosten weiter gesenkt werden können.

1.2 Stand der Wissenschaft und Technik

Bei der Abwärmenutzung mittels CRC unterscheidet man zwischen der Verwendung organischer und anorganischer Arbeitsfluide (vgl. Abbildung 1-2). Für die Abwärmenutzung von Verbrennungsmotoren kommen dabei hauptsächlich der Organic-Rankine-Cycle (ORC) und der klassische, mit Wasser betriebene CRC, im folgenden auch Steam-Rankine-Cycle (SRC) genannt, zum Einsatz.

CO₂ ist als Arbeitsmedium im CRC für die KWK ungeeignet, da es aufgrund der niedrigen kritischen Temperatur (ca. 31 °C) und des hohen kritischen Drucks (ca. 74 bar) eine Kondensationstemperatur < 31 °C benötigt, wodurch die abgeführte Wärme im Kondensator nicht zu Heizzwecken verwendet werden kann.

Der reine Ammoniak-CRC bietet im Vergleich zu ORC und SRC entscheidende Nachteile aufgrund des hohen benötigten Druckniveaus und wird in dieser Arbeit nicht weiter berücksichtigt.

Der Ammoniak/Wasser-CRC, auch Kalina-Cycle genannt, weist eine hohe Anlagenkomplexität und hohe Betriebsdrücke im Vergleich zum ORC und SRC auf, weshalb er im Folgenden ebenfalls nicht weiter thematisiert wird.

In der Literatur zur Abwärmenutzung von Verbrennungsmotoren wird grundsätzlich zwischen zwei CRC-Anlagenkonzepten unterschieden, zum einen die Anlagen, welche nur

die Abgaswärme des Motors nutzen und zum anderen die Anlagen, welche sowohl die Abgaswärme als auch die Kühlmittelwärme verwenden.

Ein Überblick über die möglichen Anlagenkonzepte für die Nutzung der Abgas- und/oder Kühlmittelwärme von Verbrennungsmotoren ist in Abbildung 1-3 dargestellt. Bei der reinen Nutzung der Abgaswärme kommen hauptsächlich der Hochtemperatur-ORC (HT-ORC) und Hochdruck-SRC (HD-SRC) mit Drücken > 2 bar zum Einsatz. Bei der kombinierten Nutzung von Abgas- und Kühlmittelwärme wurden bereits unterschiedliche Anlagenkonzepte von Ein- und Mehrkreislaufsystemen untersucht. Um die komplette Kühlmittelwärme in einem Einkreislaufsystem einzubinden, muss die Verdampfungstemperatur unterhalb der Kühlmitteltemperatur liegen. Aus diesem Grund kommen nur der Niederdruck-SRC (ND-SRC) mit Drücken < 2 bar und der Niedertemperatur-ORC (NT-ORC) zum Einsatz.

Bei der kombinierten Nutzung von Kühlmittel und Abgaswärme in einem Zweikreislaufsystem wird die Kühlmittelwärme ausschließlich in einem NT-ORC und die Abgaswärme in einen HD-SRC oder HT-ORC genutzt.

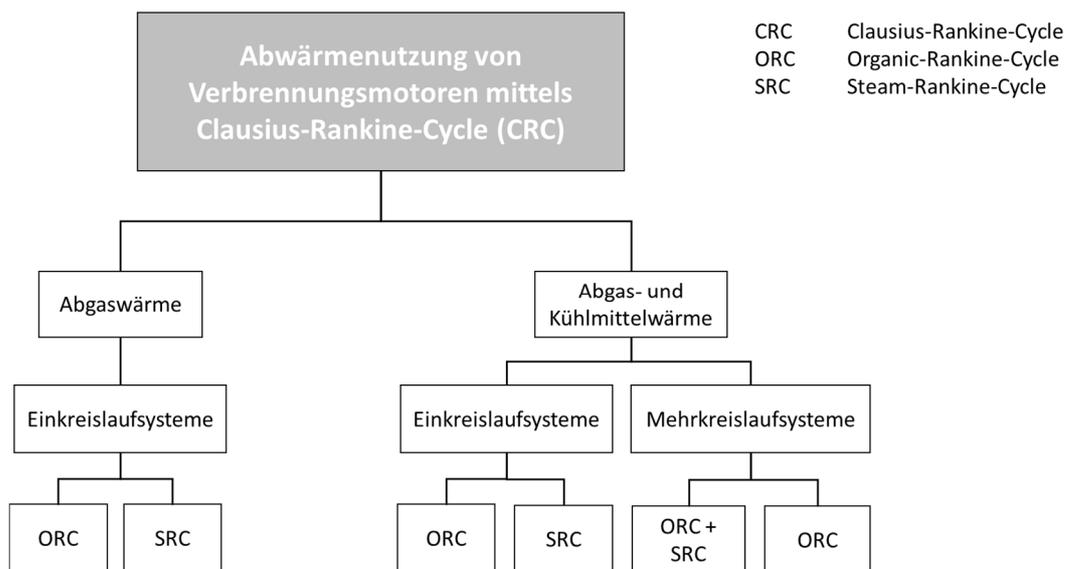


Abbildung 1-3: Überblick über die möglichen CRC-Anlagenkonzepte zur Abwärmennutzung von Verbrennungsmotoren

Einen groben Überblick über die unterschiedlichen Anlagenkonzepte und die theoretisch zu erzielenden Wirkungsgrade liefern Dolz et al. [9]. Dolz et al. vergleichen die theoretischen Potentiale der Anlagenkonzepte des ND-SRC des HD-SRC und des kombinierten Prozesses von HD-SRC und NT-ORC. In ihrer Arbeit kommen sie zu den Ergebnissen, dass der höchste Wirkungsgrad im HD-SRC (ca. 26 %) und die höchste Leistungssteigerung des Motors mit dem kombinierten Prozess aus HD-SRC und NT-ORC (ca. 19 %) erreicht werden kann. Der HD-SRC erreicht dabei eine Leistungssteigerung des Motors von ca. 11 %. Dabei wird jedoch ein idealisiertes Modell ohne Verluste zugrunde gelegt und in den Wärmeübertragern ein Pinch Point von 10 K angenommen. Der ND-SRC wird

in der Arbeit von Dolz et al. nicht weiter in Betracht gezogen, da dieser die geringste Leistungssteigerung des Motors von ca. 10 % aufweist. Jedoch wird in diesem Fall der Dampf im ND-SRC nicht über 200 °C erhitzt, was die Leistung und den Wirkungsgrad des Kreislaufs negativ beeinflusst. Anhand der Ergebnisse von Dolz et al. lassen sich folgende exergetische Wirkungsgrade erreichen:

- ND-SRC → ca. 28 %
- HD-SRC → ca. 74 %
- Zweikreislaufsystem aus HD-SRC und NT-ORC → ca. 47 %

Auf der Basis der Grundkonzepte des ORC und SRC wurden in den letzten Jahren zahlreiche Anlagenkonzepte zur Abwärmeverwertung von Verbrennungsmotoren entwickelt und in Bezug auf unterschiedliche Zielgrößen, welche sich jeweils aus dem Anwendungsfall ergeben, optimiert. Da in dieser Arbeit die Abwärmenutzung von stationären BHKW-Motoren untersucht werden soll, wird im Folgenden der Stand der Technik in Bezug auf die Zielgrößen aus Tabelle 1-1 dargestellt. Die Zielgrößen, die speziell auf mobile Anwendungen ausgerichtet sind (z.B. dynamisches Verhalten, Gewicht, Baugröße, etc.), werden in dieser Arbeit nicht weiter thematisiert. Der Stand der Technik in Bezug auf die wirtschaftliche Optimierung und Bewertung wird im Kapitel 6.1 separat dargestellt.

1.2.1 Reine Abgaswärmenutzung mit ORC und SRC

Wie in der Arbeit Dolz et al. [9] gezeigt wurde, kann die Abgaswärme aus theoretischer Sicht mit einem hohen exergetischen Wirkungsgrad von ca. 74 % in Einkreislauf-CRC-Systemen genutzt werden. Das verwendete Arbeitsfluid ist dabei hauptsächlich vom Temperaturniveau des Abgases abhängig. ORC-Prozesse sind für die Verstromung von Abwärme auf einem mittleren Temperaturniveau (bis ca. 350 °C) im Vergleich zu SRC-Prozessen derzeit am häufigsten vertreten. Ab einem Temperaturniveau von ca. 350 °C zeigen diverse theoretische Untersuchungen, dass der SRC mehr Vorteile als der ORC bietet. Ringler et al. [10] kommen zu dem Ergebnis, dass ORC-Prozesse bei einer Temperatur der Wärmequelle von weniger als 300 °C gegenüber dem SRC-Prozess die bessere Wahl sind. Sprouse [11] kommt zu einem ähnlichen Ergebnis, gibt die Temperaturschwelle, ab der der SRC dem ORC überlegen ist, aber mit 370 °C an. Eine exakte Abgrenzung ist nicht möglich, da hierzu eine Vielzahl von Faktoren berücksichtigt und nach Zielgrößen gewichtet werden müssen.

Grundsätzlich ist das Problem bei organischen Fluiden, dass die Stabilität der Molekülketten bei den meisten organischen Fluiden nur bis zu einer Temperatur von ca. 450 °C gegeben ist. Bei höheren Temperaturen spalten sich die Molekülketten auf und das Arbeitsmedium wird unbrauchbar und muss gewechselt werden. Dadurch müssen bei höheren Temperaturen Thermokreisläufe zwischen Wärmequelle und ORC geschaltet werden,

welche mit einem erhöhten Kostenaufwand verbunden sind und zu einem erhöhten Exergieverlust führen [12].

Briggs et al. [13] untersuchen die reine Abgaswärmenutzung mittels eines ORC-Kreislaufs anhand eines Versuchsstands. Das Arbeitsmedium ist in diesem Fall R245fa. Als Wärmequelle kommt ein 1,9-Liter-Diesel-Verbrennungsmotor der Firma General Motors zum Einsatz, der eine Abgastemperatur von 430 °C unter Volllast liefert. Bei einer Kondensationstemperatur des Arbeitsmediums von 10 °C kann unter Volllast ein thermischer Wirkungsgrad des ORC von 12,7 % nachgewiesen und die mechanische Motorleistung um 5 % gesteigert werden. In Teillastzuständen sinkt der Wirkungsgrad des ORC jedoch stark, da die Abgastemperaturen des Motors geringer sind. Briggs et al. machen keine Angabe zur Abkühlung des Abgases. Geht man aber von einer Abkühlung des Abgases auf 100 °C aus, erreicht der ORC-Kreislauf gemäß Formel 1.1-3 einen exergetischen Wirkungsgrad von ca. 26,8 %.

Basierend auf den experimentellen Ergebnissen von Briggs et al. [13] erstellt Valentino [14] ein validiertes Simulationsmodell und untersucht die Abwärmenutzung eines 2,4-Liter-Ottomotors der Firma Chrysler. Das Ergebnis ist, dass der ORC unter Volllast einen ähnlichen thermischen Wirkungsgrad von ca. 12 % aufweist wie der ORC für den 1,9-Liter-Diesel-Verbrennungsmotor in der Arbeit von Briggs et al., jedoch bleibt der elektrische Wirkungsgrad des ORC auch in Teillast nahezu konstant.

Linnemann et al. [15] veröffentlichten die experimentellen Ergebnisse eines mit Toluol betriebenen HD-ORC zur Abgaswärmenutzung eines BHKWs, welches mit Biogas betrieben wird. Der HD-SRC ist in diesem Fall Teil eines zweistufigen ORCs. Mit den experimentellen Ergebnissen weisen Linnemann et al. einen exergetischen Wirkungsgrad von ca. 19 % nach. Sie zeigen, dass die größten Optimierungspotentiale im Bereich der Turbine und der Fluidförderpumpe liegen. Anhand der Messergebnisse wird für die Fluidförderpumpe ein isentroper Pumpenwirkungsgrad von ca. 32 % (Herstellerangabe ca. 50 %) berechnet. Obwohl die Dampfparameter aus der Simulation in guter Näherung in den Experimenten erreicht werden, liefert die Turbine nur ca. 60 % der in der Simulation berechneten elektrischen Leistung. Daraus lässt sich schließen, dass der isentrope Wirkungsgrad und/oder die mechanischen Verluste in der Turbine wesentlich höher sind als in der Simulation angenommen.

Ähnlich wie bei ORC-Prozessen wurden bereits zahlreiche Untersuchungen zur Nutzung von SRC-Prozessen zur Abwärmeverstromung in PKW, LKW und Schienenfahrzeugen veröffentlicht. Die meisten Untersuchungen beziehen sich hierbei jedoch auf die reine Abgaswärmenutzung mittels eines Hochdruck-SRC. Aufgrund des dynamischen Betriebs der KFZ-Motoren sind Dampfmaschinen als Wärmekraftmaschinen für den Zusatzprozess besser geeignet als Turbinen. Um einen effizienten Betrieb eines Dampfmotors zu gewährleisten, ist die Voraussetzung zu beachten, dass der Dampf am Eintritt einen hohen Druck aufweisen muss (min. 10 bar), um ein großes Druckverhältnis zu erreichen und

damit die Verluste zu minimieren. Da die zugehörige Verdampfungstemperatur (ca. 180 °C bei 10 bar) bei diesen Prozessen sehr hoch ist, kann die Kühlmittelwärme des Motors dabei nicht für die Verdampfung eingesetzt werden, da diese bei den meisten Motoren auf einem Niveau von 85 °C bis 95 °C vorliegt. Daher ist die Kühlmittelwärme höchstens zur Vorwärmung des Arbeitsfluides geeignet.

Latz [3] veröffentlichte 2015 die experimentellen Ergebnisse zur Abgaswärmenutzung eines 12,8 Liter Diesel-Motors mittels eines HD-SRC. Die verwendeten Abgastemperaturen liegen je nach Betriebspunkt des Motors bei 400 °C bis 500 °C. Als Expander-Typ kommt ein Zwei-Zylinder-Dampfmotor zum Einsatz. Anhand der experimentellen Ergebnisse mit diesem Versuchsaufbau weist Latz einen thermischen Wirkungsgrad des SRC von ca. 10 % nach. Der schlechte thermische Wirkungsgrad lässt sich hauptsächlich auf den Expander zurückführen, welcher nicht für die gegebenen Randbedingungen ausgelegt ist. Unter den gegebenen Randbedingungen kommt es beim Dampfausstoß zu einer Rekompensation, da der Kondensatordruck zu hoch ist. Um Lufteinbruch zu verhindern, wird der Kondensatordruck auf über 1 bar absolut eingestellt. Aus diesen Daten ergibt sich ein exergetischer Wirkungsgrad von ca. 20 %.

Für stationäre Anwendungen (BHKWe) sind kommerzielle Anlagen zur Abwärmenutzung am Markt verfügbar [16] [17], welche sich aber ebenfalls auf die Nutzung der Abgaswärme mittels eines HD-SRC beschränken.

1.2.2 Kombinierte Nutzung von Kühlmittel- und Abgaswärme

Durch die kombinierte Nutzung von Abgas- und Kühlmittelwärme in einem Nachschaltprozess kann die elektrische Nutzleistung des Nachschaltprozesses im Vergleich zur reinen Abgaswärmenutzung weiter gesteigert werden. Grundsätzlich können diese Nachschaltprozesse in Ein- und Zweikreislaufsysteme unterteilt werden.

Einkreislaufsysteme haben den Vorteil, dass diese eine geringe Anlagenkomplexität aufweisen. Dadurch sind die Fehleranfälligkeit und der Wartungsaufwand geringer als bei Zweikreislaufsystemen. Durch das unterschiedliche Temperaturniveau von Abgas und Kühlmittel sind die exergetischen Verluste in einem Einkreislaufsystem jedoch in den meisten Fällen höher als in einem Zweikreislaufsystem, welcher mehr Freiheitsgrade bietet, um die Prozessführung an die Wärmequellen anzupassen.

Um die komplette Kühlmittelwärme in einem Einkreislaufsystem zu nutzen, ist es unumgänglich, diese für die Verdampfung des Fluids zu nutzen. Dadurch ist die Verdampfungstemperatur durch die Kühlmitteltemperatur begrenzt.

Da sich im Gegensatz zu Wasser bei den meisten ORC-Fluiden eine Überhitzung des Fluids negativ auf das Enthalpiegefälle im Expander bzw. in der Turbine auswirkt, wird die Abgaswärme in Einkreislauf-ORC-Anlagen ebenfalls nur zur Verdampfung genutzt. Dies führt bei hohen Abgastemperaturen unweigerlich zu hohen Exergieverlusten. Deshalb ist dieses Anlagenkonzept nur für Motoren mit niedriger Abgastemperatur und hoher

Kühlmittelleistung im Vergleich zur Abgasleistung effektiv, was in der Arbeit von Ringler et al. [10] belegt wird.

Ringler et al. [10] untersuchen zusätzlich zu der reinen Abgaswärmenutzung mittels HD-SRC die kombinierte Nutzung von Abgas- und Kühlmittelwärme in einem Einkreislaufsystem. Das Arbeitsmedium ist in diesem Fall Ethanol. Bei den theoretischen Untersuchungen wird im Vollastfall ein exergetischer Wirkungsgrad von ca. 26 % berechnet. Anhand der experimentellen Ergebnisse weist Ringler einen exergetischen Wirkungsgrad von ca. 13 % nach.

Im Gegensatz zu organischen Fluiden wirkt sich eine Überhitzung im SRC positiv auf das Enthalpiegefälle im Expander bzw. in der Turbine aus. Aus diesem Grund kann dieses Konzept im Vergleich zu organischen Fluiden Vorteile bei der Prozessführung bieten, da die Abgaswärme mit geringen exergetischen Verlusten zur Überhitzung des Dampfes und die Kühlmittelwärme für die Verdampfung des Wassers genutzt werden kann.

Zweikreislaufsysteme bieten im Gegensatz zu Einkreislaufsystemen mehr Möglichkeiten die Prozessführung an die Wärmequellen anzupassen. Aus diesem Grund wurden bereits diverse Zweikreislaufsysteme für die Abwärmenutzung von Verbrennungsmotoren untersucht. Zweikreislaufsysteme teilen sich dabei in einen HT- und einen NT-Kreislauf auf. Im HT-Kreislauf können für die Abgaswärmenutzung sowohl Wasser als auch organische Fluide eingesetzt werden. Im NT-Kreislauf kommen aufgrund des niedrigen Temperaturniveaus hauptsächlich organische Fluide zum Einsatz. Der NT-Kreislauf wird dabei mit der Kühlmittelwärme des Verbrennungsmotors und der Abwärme des Kondensators im HT-Kreislauf betrieben (vgl. Abbildung 1-4).

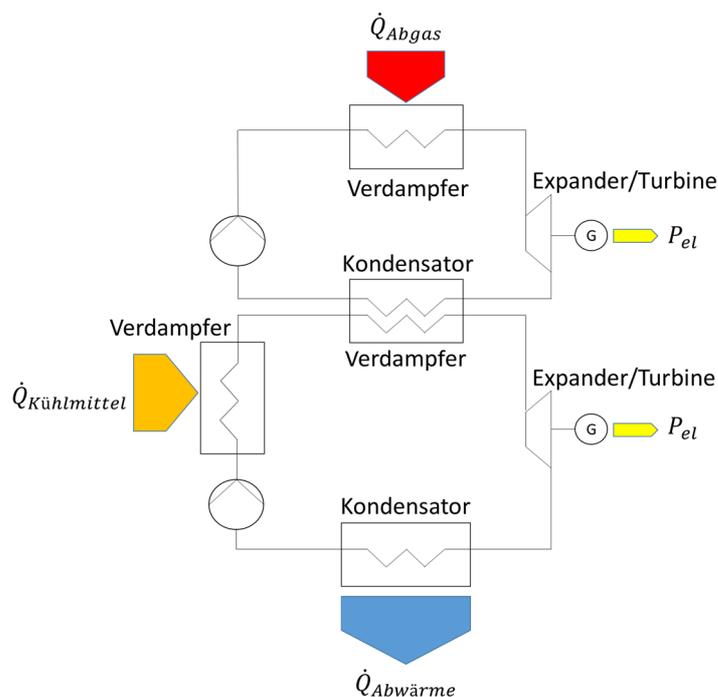


Abbildung 1-4: Grundkonzept eines Zweikreislaufsystems zur kombinierten Nutzung von Kühlmittel- und Abgaswärme

Zahlreiche theoretische Untersuchungen haben gezeigt, dass so mit Zweikreislaufsystemen ein exergetischer Wirkungsgrad des gesamten Nachschaltprozesses von ca. 40 % bis 50 % erzielt werden kann.

Shu et al. [18] untersuchen die Abwärmenutzung eines Dieselmotors mit einem Zweikreislaufsystem. Sie kommen zu dem Ergebnis, dass im HT-Kreislauf mit Toluol und im NT-Kreislauf mit R143a die höchste Effizienz des Gesamtsystems erreicht wird. Basierend auf den Simulationsergebnissen lässt sich so ein thermischer Wirkungsgrad von 11,3 % und ein exergetischer Wirkungsgrad von 38,7 % erreichen.

Linnemann et al. [15] untersuchen die Abwärmenutzung eines BHKWs mit einem Zweikreislaufsystem, bei dem im HT-Kreislauf Toluol und im NT-Kreislauf das organische Fluid SES36 zum Einsatz kommt. Basierend auf einer thermodynamischen Simulation mit realistischen Wirkungsgraden der Pumpen und der Turbinen ergibt sich ein exergetischer Wirkungsgrad von 40,6 %. Linnemann et al. veröffentlichen in ihrer Arbeit neben den Simulationsergebnissen die experimentellen Ergebnisse einer Versuchsanlage, welche an ein BHKW mit einer elektrischen Leistung von 800 kW gekoppelt ist. Da der Generator der Turbine im HT-Kreislauf schnell einen Defekt aufwies, konnte noch kein stationärer Versuchspunkt angefahren werden, bei dem beide Kreisläufe unter Volllast liefen. Linnemann et al. stellen fest, dass neben den hohen mechanischen Verlusten in der Turbine der reale Pumpenwirkungsgrad bei der Nutzung organischer Fluide ca. 32 % beträgt und damit stark von dem im Datenblatt angegebenen Pumpenwirkungsgrad abweicht, der für Wasser mit ca 50 % angegeben ist.

1.2.3 Fazit und Zusammenfassung

Die oben vorgestellten Arbeiten zeigen, dass die Abgaswärmenutzung mit hohen exergetischen Wirkungsgraden in einem Einkreislaufsystem realisierbar ist. Für die kombinierte Nutzung von Abgas- und Kühlmittelwärme kommen größtenteils Zweikreislaufsysteme zum Einsatz. Eine kombinierte Nutzung von Abgas- und Kühlmittelwärme in einem Einkreislaufsystem ist mit einem ND-SRC oder einem NT-ORC-Kreislauf möglich, wurde bis jetzt aber wegen folgender Gründe nicht weiterverfolgt:

- hohe Exergieverluste aufgrund nicht idealer Prozessführung
- Niedertemperatur ORC-Fluide meist nicht thermisch stabil
- Hochtemperatur ORC-Fluide ungeeignet für niedrige Verdampfungstemperaturen

Die Wahl des idealen Arbeitsfluides hängt in entscheidendem Maße von dem Temperaturniveau der Wärmequelle und der Temperaturdifferenz der Wärmequelle ab. Wie in Abbildung 1-5 ersichtlich ist, bieten trockene Fluide (Sattdampf mit positivem Gradienten) und isentrope Fluide (Sattdampflinie nahezu isentrop) besonders bei Wärmequellen mit geringer Temperaturdifferenz, wie z.B. beim Kühlwasser eines Motors große Vor-

teile, da bei nassen Fluiden (Sattdampf mit negativem Gradienten) eine Überhitzung notwendig ist, um bei der Dampfexpansion nicht ins Nassdampfgebiet zu entspannen, was besonders bei Turbinen zu Problemen führen kann.

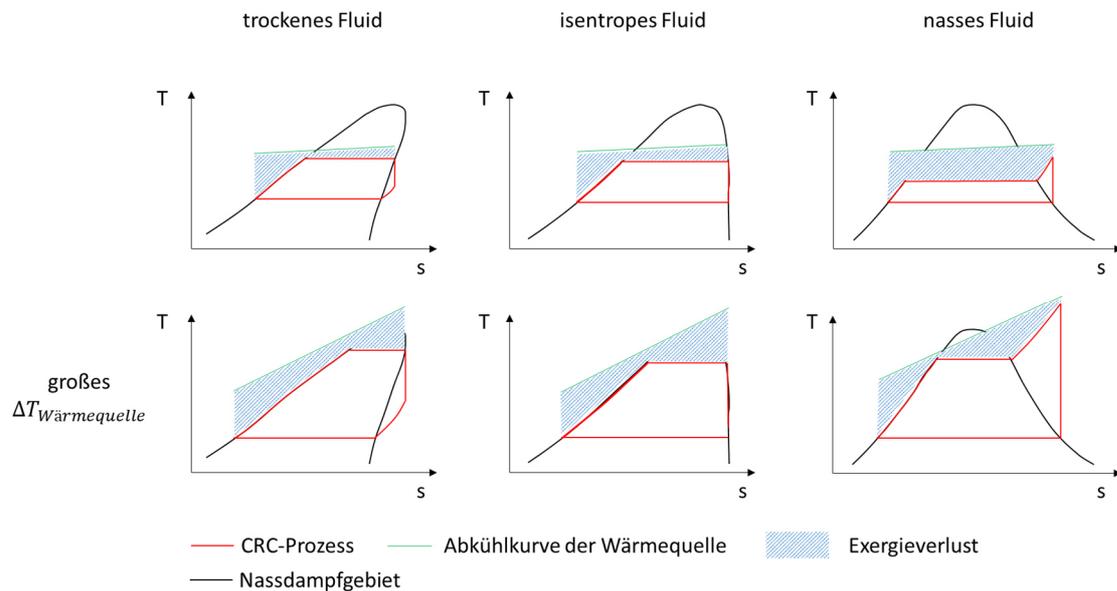


Abbildung 1-5: Schematische Darstellung der Exergieverluste von CRC-Prozessen mit trockenen, isentropen und nassen Fluiden bei kleinen und großen Temperaturdifferenzen der Wärmequelle

Organische Fluide sind meist trockene oder isentrope Fluide. Wasser ist ein nasses Fluid, welches bei kleinen Temperaturdifferenzen aufgrund der benötigten Überhitzung hohe exergetische Verluste aufweist und für geringe Temperaturniveaus der Wärmequelle ungeeignet ist.

Die ORC- und SRC-Anlagenkonzepte lassen sich für eine übersichtliche Bewertung auf folgende vier Einkreislaufsysteme reduzieren, welche ebenfalls die Basis für die Zweikreislaufsysteme in der Literatur bilden.

- HD-SRC für die Abgaswärmenutzung
- ND-SRC für die kombinierte Nutzung von Abgas- und Kühlmittelwärme
- HT-ORC für die Abgaswärmenutzung
- NT-ORC für die Kühlmittelwärmenutzung

In Tabelle 1-2 sind die Bewertungen der vier Kreisläufe zusammengefasst, unterteilt nach thermodynamischer und praxisorientierter Betrachtung.

Aus rein thermodynamischer Sicht bietet Wasser durch seine hohe Verdampfungsenthalpie im Vergleich zu organischen Fluiden einen Vorteil, da eine höhere Verdampfungsenthalpie zu geringeren Massenströmen bei gleicher Leistung der Wärmequelle führt. Dies hat den Vorteil, dass die Pumpe kleiner ausfällt und die Pumpenleistung ebenfalls reduziert wird. Ebenfalls können hohe Abgastemperaturen direkt ohne Zwischenkreislauf genutzt werden, was die Exergieverluste verringert. Nachteile bestehen in der benötigten

Überhitzung des Fluides, wodurch eine reine Nutzung der Kühlmittelwärme mit einem SRC zu einem geringen exergetischen Wirkungsgrad führt. Im ND-SRC kann die Kühlmittelwärme für die Verdampfung genutzt werden und die benötigte Überhitzung über die Abgaswärme realisiert werden.

Bei der reinen Abgaswärmenutzung bietet der HD-SRC entscheidende Vorteile, da ein hoher exergetischer Wirkungsgrad erzielt werden kann. Bei niedrigen Abgastemperaturen $< 450 \text{ °C}$ erzielen der ND-SRC und der ORC ebenfalls hohe exergetische Wirkungsgrade [9].

Für eine vollständige Bewertung der unterschiedlichen Einkreislaufsysteme müssen zusätzlich zu den thermodynamischen Bewertungskriterien die Auswirkungen auf den Praxiseinsatz berücksichtigt werden.

Hierbei weist der HD-SRC entscheidende Nachteile durch das hohe Enthalpiegefälle im Expander bzw. in der Turbine auf. Aufgrund des hohen Enthalpiegefälles ist ein einstufiges Turbinenkonzept nicht möglich, weshalb in der Literatur ausschließlich Scrollexpander und Dampfmaschinen beim HD-SRC zum Einsatz kommen. Diese bieten eine einfache Regelbarkeit, haben aber aufgrund der vielen beweglichen Teile einen hohen Wartungsaufwand. Ebenfalls gelangt Schmiermittel in den CRC, wodurch ein Ölabscheider eingesetzt werden muss, welcher die Anlagenkomplexität und die Kosten erhöht. Im Niederdruck-SRC und in den meisten ORC-Kreisläufen können schon bei Leistungen $< 10 \text{ kW}$ effiziente, einstufige Turbinen eingesetzt werden.

Hohe Drücke im CRC erfordern höhere Wanddicken der Rohrleitungen und Wärmeübertrager, was sich wiederum negativ auf die Materialkosten auswirkt. Der HD-SRC weist das höchste Druckniveau auf. Der ND-SRC wird komplett im Unterdruck betrieben, wodurch keine Zertifizierung anhand der Druckgeräterichtlinie erfolgen muss. Die niedrigen Drücke im ND-SRC machen jedoch hohe Volumenströme erforderlich, wodurch die Rohrdurchmesser und Wärmeübertrager größer ausfallen als im HD-SRC und in den ORCs.

Ein weiterer Vorteil der SRCs ist die thermische Stabilität bei hohen Temperaturen und die Umweltverträglichkeit, welche bei organischen Fluiden zum Teil nicht gegeben sind. Ebenfalls ist die Materialkompatibilität bei Wasser für die meisten Materialien im Anlagenbau bekannt, welche bei organischen Fluiden zum Großteil noch erforscht werden muss.

Insgesamt bietet der ND-SRC viele Vorteile bei den praxisbezogenen Bewertungspunkten, wurde in der Literatur aufgrund des geringen thermischen Wirkungsgrades bis jetzt jedoch nicht weiter untersucht. Lediglich die Veröffentlichung von Dolz et al. [9] liefern eine grobe Abschätzung des zu erzielenden Wirkungsgrades, ziehen aber nicht die Möglichkeit eines optimierten Anlagenkonzeptes mit starker Überhitzung des Dampfes und Verwendung eines Rekuperators in Betracht.

Die veröffentlichten Forschungsergebnisse zeigen eine hohe Diskrepanz zwischen theoretischen und experimentellen Ergebnissen, was in Abbildung 1-6 anhand der exergetischen Wirkungsgrade ausgewählter Arbeiten zusammengefasst ist. Mit der reinen Abgaswärmenutzung lässt sich theoretisch ein exergetischer Wirkungsgrad von ca. 74 % erzielen [9]. Experimentelle Ergebnisse belegen dagegen bei der reinen Abgaswärmenutzung einen exergetischen Wirkungsgrad von knapp 30 % mit einem HT-ORC [13]. Auch Herstellerangaben von kommerziellen Anlagen wie z.B. der Firma Conpower (siehe Wimmer [16]), liegen mit einem exergetischen Wirkungsgrad von ca. 42 % bei ca. 57 % des in der Theorie berechneten. Ringler [10] liefert bei der Untersuchung eines NT-ORC Systems zur kombinierten Nutzung von Kühlmittel- und Abgaswärme ähnliche Ergebnisse. So erreichen die experimentellen Ergebnisse ca. 50 % des ideal berechneten exergetischen Wirkungsgrades.

Zahlreiche theoretische Untersuchungen belegen, dass mit Zweikreislaufsystemen ein hoher exergetischer Wirkungsgrad erzielt werden kann. In der Literatur wurden bis jetzt jedoch noch keine belastbaren experimentellen Ergebnisse veröffentlicht, die diese Werte belegen.

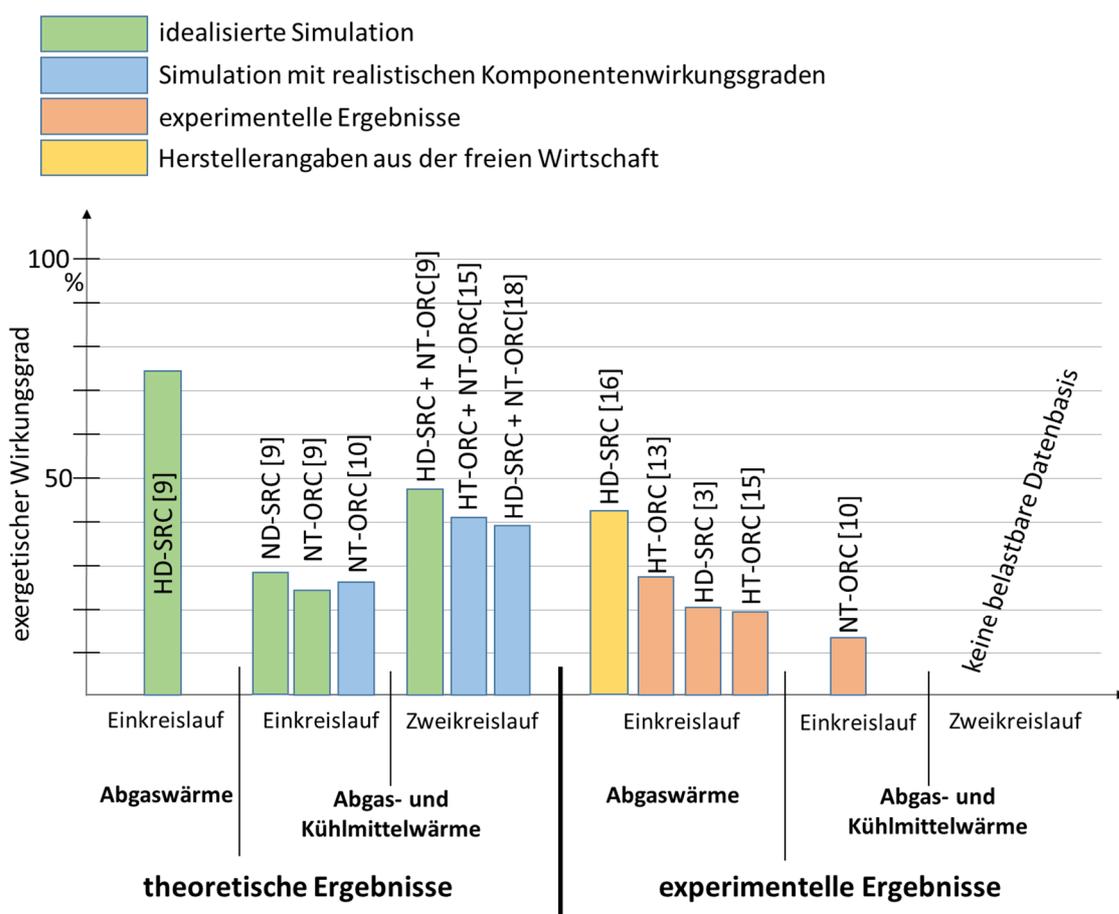


Abbildung 1-6: Vergleich exergetischer Wirkungsgrade von unterschiedlichen Nachschaltprozessen zur Abwärmeverstromung von Verbrennungsmotoren

Tabelle 1-2: Bewertung der relevanten CRC-Einkreislaufsysteme zur Abwärmenutzung aus thermodynamischer und praxisbezogener Sichtweise

thermodynamische Bewertung		Einkreislaufsysteme					
		HD-SRC	ND-SRC	HT-ORC	NT-ORC		
Bewertungskriterium	Auswirkung						
Verdampfungsenthalpie	Bei hoher Verdampfungsenthalpie kleinere Massenströme in der Förderpumpe	+	+	-	-	-	-
Exergetischer Wirkungsgrad bei niedrigen Temperaturen		-	0	+	+	+	+
Exergetischer Wirkungsgrad bei hohen Temperaturen		+	0	0	0	0	-
praxisbezogene Bewertung							
Enthalpiegefälle der Turbine	Bei zu hohem Enthalpiegefälle ist kein einstufiges Turbinenkonzept möglich → höhere Kosten für die Turbine	-	+	+	+	+	+
Druckniveau	höhere Kosten bei höheren Drücken und höheres Sicherheitsrisiko	-	+	0	0	0	0
Volumenströme	Hohe Volumenströme führen zu größeren Wärmeübertragern und Rohrdurchmessern, was die Kosten erhöht	+	-	0	0	0	0
Thermische Stabilität		+	+	-	-	-	-
Umweltverträglichkeit (Global Warming Potential, Ozonverträglichkeit und Toxizität)		+	+	0	0	0	0
Materialkompatibilität		+	+	0	0	0	0

Die hohen Abweichungen zwischen simuliertem und experimentell ermitteltem exergetischen Wirkungsgrad begründen sich in vielen Fällen über eine schlechte Auslegung des Expanders bzw. der Turbine [3,15]. Aus diesem Grund stellt die Expander-/Turbinenentwicklung eine Schlüsselkomponente im ORC und SRC dar.

Die dargestellten exergetischen Wirkungsgrade unterschiedlicher CRC-Anlagen in Abbildung 1-6 bilden den aktuellen Stand der Technik ab und können für die thermodynamische Bewertung anderer Anlagenkonzepte verwendet werden. Das ausgereifteste Konzept stellt hierbei der HD-SRC mit einem exergetischen Wirkungsgrad von ca. 42 % zur reinen Abgaswärmenutzung dar. Aus diesem Grund wird der HD-SRC im Folgenden als Referenzanlage für die thermodynamische Bewertung anderer Anlagenkonzepte verwendet.

1.3 Zielsetzung

Wie aus Kapitel 1.2 hervorgeht, sind der ORC und der SRC die einzigen Konzepte zur Abwärmeverstromung von Verbrennungsmotoren im KWK-Bereich, die derzeit das Potential haben, einen wirtschaftlichen Betrieb zu gewährleisten. Welcher Kreislauf für den jeweiligen Anwendungsfall besser geeignet ist, hängt von vielen Faktoren ab und lässt sich nicht einheitlich beantworten.

Aus der Literatur geht jedoch hervor, dass der SRC bis jetzt ausschließlich für die Verwertung von Abgaswärme zum Einsatz kommt. Bis jetzt sind keine Veröffentlichungen bekannt, die eine thermodynamische und wirtschaftliche Bewertung eines Niederdruck-SRC zur gleichzeitigen Abwärmenutzung von Kühlmittel- und Abgaswärme in einem Einkreislaufsystem genauer untersuchen, obwohl dieser Vorteile beim Turbinendesign, der Anlagenkomplexität und bei sicherheitstechnischen Aspekten aufweist.

Wie in Kapitel 1.2.3 erläutert wurde, hat der Niederdruck-SRC den Nachteil, dass die Rohrleitungen und Wärmeübertrager aufgrund der hohen Dampfvolumenströme im Vergleich zum ORC und Hochdruck-SRC wesentlich größer ausfallen. Aus diesem Grund beschränkt sich diese Arbeit hauptsächlich auf Anwendungsgebiete, bei denen Baugröße und Gewicht der Anlage keinen hohen Einfluss auf die Realisierbarkeit und Wirtschaftlichkeit der Anlage nehmen. Ein großes Anwendungsgebiet liegt hier bei motorbetriebenen BHKWen.

Ausgehend von der Beschränkung des Anwendungsgebiets auf motorbetriebene BHKWen sollen die folgenden Hypothesen untersucht werden.

1. Aufgrund der Nutzung von Abgas- und Kühlmittelwärme kann die verwertbare Nutzwärme durch die Verwendung eines Niederdruck-SRC signifikant gesteigert werden, ohne die Anlagenkomplexität, im Vergleich zu Anlagenkonzepten zur reinen Abgaswärmenutzung, stark zu erhöhen. So können bei Kühlmitteltempe-

raturen von $> 95 \text{ }^\circ\text{C}$ höhere elektrische Nutzleistungen erzielt werden als in vergleichbaren Nachschaltprozessen, obwohl der thermische Wirkungsgrad des Niederdruck-SRC geringer ist.

2. Aufgrund des niedrigeren Druckniveaus, der hohen Nutzleistung und dem geringen Druckverhältnis in der Turbine kann bereits bei kleineren Leistungen ein effizientes Turbinenkonzept realisiert werden. Ebenfalls ist das Druckgefälle in einer einstufigen Turbine zu realisieren, was einen positiven Einfluss auf die spezifischen Anlagenkosten hat.
3. Durch die geringe Anlagekomplexität können geringere spezifische Kosten ($\text{€}/\text{kW}_{\text{el}}$) erreicht werden als mit vergleichbaren Nachschaltprozessen.

Um diese Hypothesen zu überprüfen, soll ein stationäres Simulationsmodell, basierend auf den Auslegungsberechnungen erstellt werden, mit welchem die Anlagenzustände in Voll- und Teillast berechnen werden können. Das Simulationsmodell und die Auslegungsberechnungen sollen anhand eines Prüfstands validiert werden, so dass am Ende die Genauigkeit der theoretischen Berechnungen abgeschätzt werden kann und basierend auf den theoretischen Berechnungen, eine hinreichend genau Skalierung auf unterschiedliche Leistungsklassen vorgenommen werden kann.

1.4 Aufbau der Arbeit

Das Vorgehen für die systematische Bewertung des Niederdruck-SRCs ist in Abbildung 1-7 dargestellt.

In einem ersten Schritt wird der Verbrennungsmotor als Wärmequelle genauer analysiert. Anhand der Abgas-/Kühlmitteltemperatur und der Aufteilung der Wärmeleistung auf die beiden Wärmequellen kann das Grundkonzept für einen ND-SRC erstellt werden.

Anhand der thermodynamischen Analyse der Wärmequelle und des erstellten Grundkonzepts wird ein erstes Anlageschaltbild entworfen und die Anlage mit der Kraftwerkssimulationssoftware Epsilon®Professional abgebildet.

Um die idealen Betriebsparameter zu definieren, werden die Betriebsparameter von diversen Verbrennungsmotoren analysiert, ein geeigneter Motor für eine exemplarische Untersuchung ausgewählt und in die stationäre Kraftwerkssimulation implementiert. Über die Betriebsparameter dieses Motors können die idealen Betriebsparameter der Anlage bestimmt werden. Die Bestimmung der idealen Betriebsparameter ist dabei immer ein Kompromiss zwischen den theoretisch machbaren Betriebsparametern und den in Realität wirtschaftlich realisierbaren Parametern (obere Grädigkeit, Druckverhältnis Turbine, etc.). Um hier den idealen Kompromiss zu finden, wird anhand der Auslegungsrechnungen durch Parameterstudien ermittelt, welche oberen Grädigkeiten wirtschaftlich sinnvoll sind und welches Druckverhältnis in der Turbine kosteneffizient realisierbar ist.

Der Erkenntnisgewinn aus den Auslegungsrechnungen dient wiederum als Vorgabe für die stationäre thermodynamische Simulation. Nach Anpassung der stationären Simulation an die Ergebnisse der Auslegungsrechnungen kann dann ein Prüfstand für die Validierung der Simulation und der Auslegungsrechnungen konstruiert werden.

Anhand der validierten Berechnungsverfahren wird daraufhin ein Vergleich mit anderen Anlagenkonzepten und eine erste Abschätzung über die Kosten eines Prototyps vorgenommen.

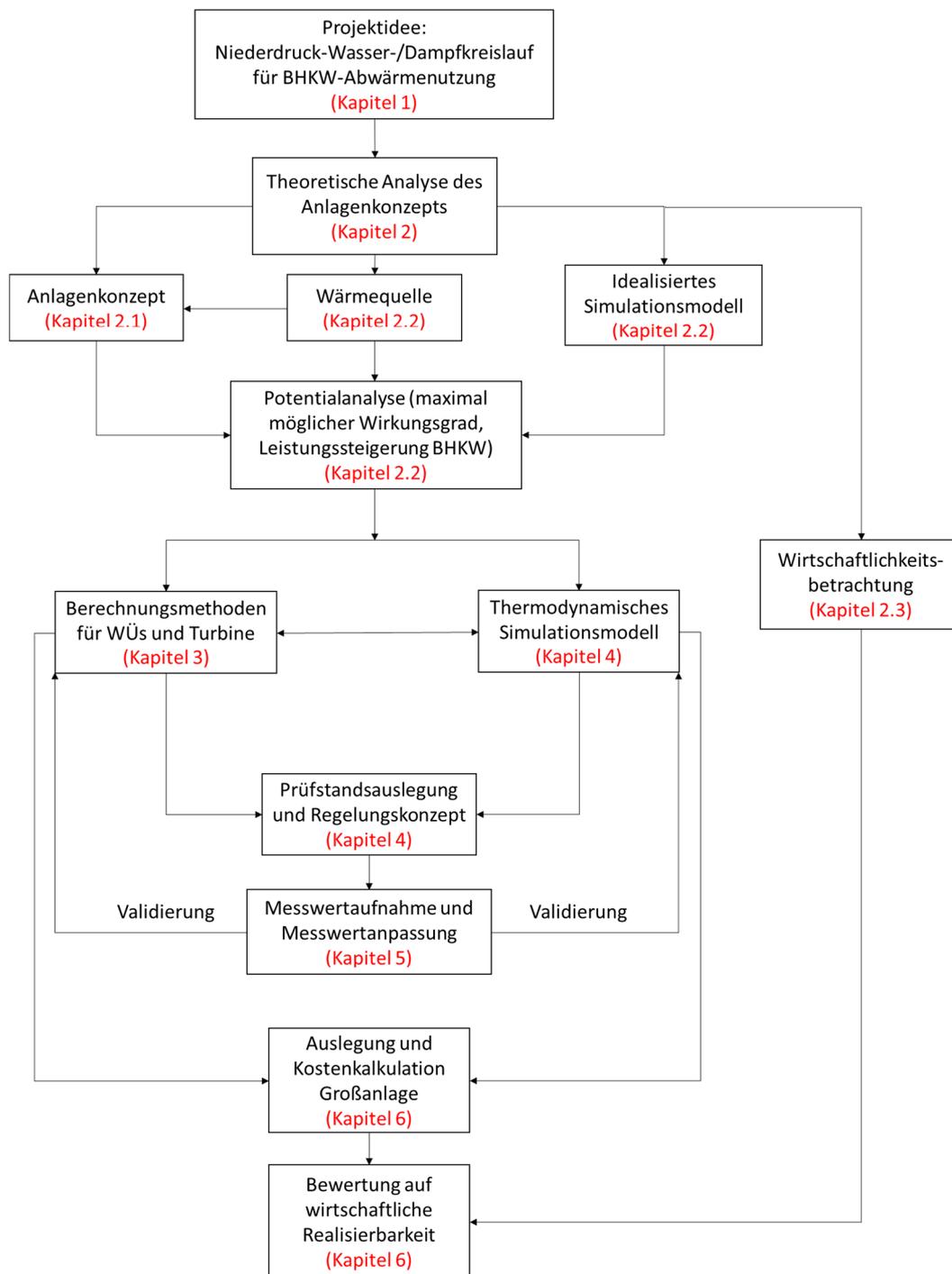


Abbildung 1-7: Vorgehen zur thermodynamischen und wirtschaftlichen Bewertung des Niederdruck-SRCs

2 Grundlagen zur Bewertung des ND-SRC

Im Folgenden wird die Funktionsweise des ND-SRC genauer erläutert. Anhand einer idealisierten thermodynamischen Simulation wird das Potential des ND-SRC in Bezug auf den elektrischen Wirkungsgrad, die elektrische Leistungssteigerung von BHKW-Motoren und den exergetischen Wirkungsgrad dargestellt. Die Potentialanalyse dient in dieser Arbeit der Bewertung der erzielten Wirkungsgrade im Demonstrator.

Ebenfalls werden in diesem Kapitel die Grundlagen zur Bewertung der wirtschaftlichen Realisierbarkeit erläutert. Dafür werden die maximalen spezifischen Kosten des ND-SRC exemplarisch für den Standort Deutschland unter Berücksichtigung des aktuellen KWK-Gesetzes berechnet.

2.1 Funktion des Niederdruck-Wasser-/Dampfkreislaufs

In diesem Kapitel sollen die Grundidee des Niederdruck-SRCs und die theoretischen Vor- und Nachteile aus thermodynamischer Sicht genauer erläutert werden. Zudem werden zwei unterschiedliche Anlagenkonzepte für die Realisierung des Niederdruck-SRC vorgestellt und die Vor- und Nachteile in Bezug auf Sicherheit, Umweltschutz und Baugröße genauer dargestellt.

2.1.1 Grundidee und thermodynamische Vor- und Nachteile

Die Grundidee der Verwendung eines Niederdruck-SRC zur Leistungssteigerung eines BHKWs ist zum einen die Erhöhung der nutzbaren Wärmeleistung im Vergleich mit einem Hochdruck-SRC, welcher nur die Abgaswärme eines Verbrennungsmotors nutzen kann. Zum anderen sollen Exergieverluste durch eine bessere Prozessführung reduziert werden. Letzteres wird exemplarisch durch Abbildung 2-1 und Abbildung 2-2 verdeutlicht. In Abbildung 2-1 ist die Abkühlkurve des Abgases unter Verwendung eines einfachen Hochdruck-SRC zur reinen Abgaswärme Nutzung dargestellt, wohingegen in Abbildung 2-2 die Abkühlkurven von Abgas, Rekuperator (Dampf) und Kühlmittel des BHKWs unter Verwendung eines Niederdruck-SRC dargestellt sind. Die blau schraffierten Flächen im T-s-Diagramm stellen dabei den Exergieverlust dar.

Die Exergieverluste im Hochdruck-SRC können über das Druckniveau, den Pinchpoint und den Überhitzungsgrad beeinflusst werden. Der Niederdruck-SRC bietet aufgrund der zwei zusätzlichen Wärmeübertrager mehr Freiheitsgrade, um den Prozess an die Randbedingungen der Wärmequelle anzupassen, so dass anhand der Auswahl geeigneter Auslegungsparameter die Möglichkeit besteht, die Exergieverluste signifikant zu reduzieren. Zusätzlich kann das Wärmeübertragerkonzept an die Randbedingungen der Wärmequelle angepasst werden, wie die möglichen Anlagenkonzepte in Kapitel 2.1.2 zeigen.

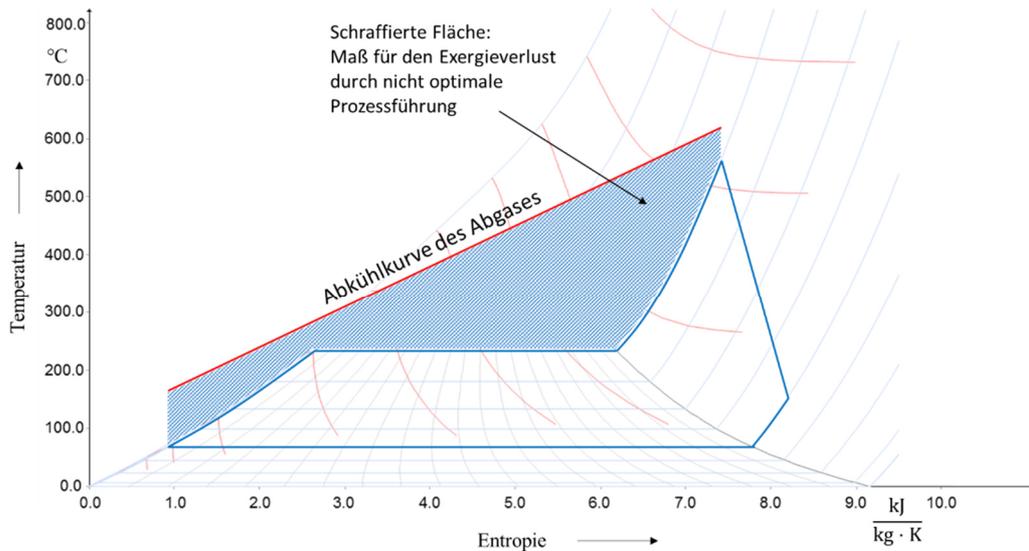


Abbildung 2-1: Beispielhafter Prozess der Nutzung von Abgaswärme mittels eines Hochdruck-SRC im ϑ -s-Diagramm

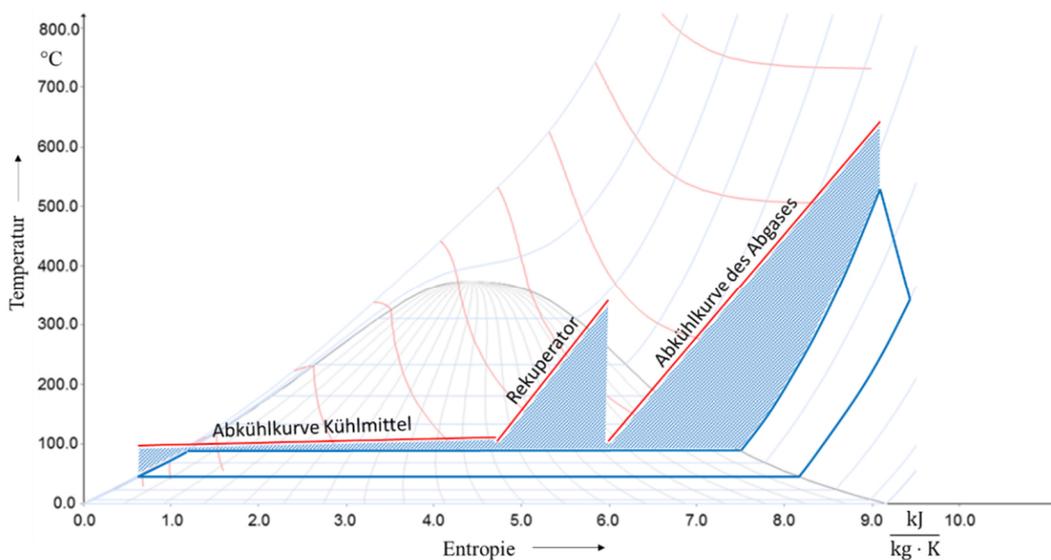


Abbildung 2-2: Beispielhafter Prozess der Nutzung von Abgaswärme mittels eines Niederdruck-SRC im ϑ -s-Diagramm

2.1.2 Fließbilder unterschiedlicher Anlagenkonzepte

Das ideale Anlagenkonzept für einen Niederdruck-Wasser-/Dampfkreislauf muss je nach verwendetem Motor an die gegebenen Randbedingungen angepasst werden. Die weiteren Untersuchungen zur Anlagenverschaltung in dieser Arbeit basieren auf der Patentschrift von Gotter [19], welche die Nutzung der kompletten Kühlmittel- und Abgaswärme in einem Niederdruck-SRC beschreibt.

Ein wichtiger Punkt, der die Anlagenkomplexität erhöht, ist die Verwendung einer Abgasrückführung (AGR). In Dieselmotoren kommt diese Technik hauptsächlich zur Reduktion der Stickoxidemissionen zum Einsatz, wohingegen in Ottomotoren die AGR hauptsächlich zur Reduktion der Ladungswechsel im Teillastbereich eingesetzt wird. Viele mit Erdgas betriebene BHKWe arbeiten aufgrund der hohen Zahl an Volllast-Betriebsstunden ohne AGR, weshalb der Niederdruck-SRC in dieser Arbeit nur für den Betrieb ohne AGR untersucht wird. Ausgehend von diesen Randbedingungen wurde das Anlagenschaltbild in Abbildung 2-3 erstellt.

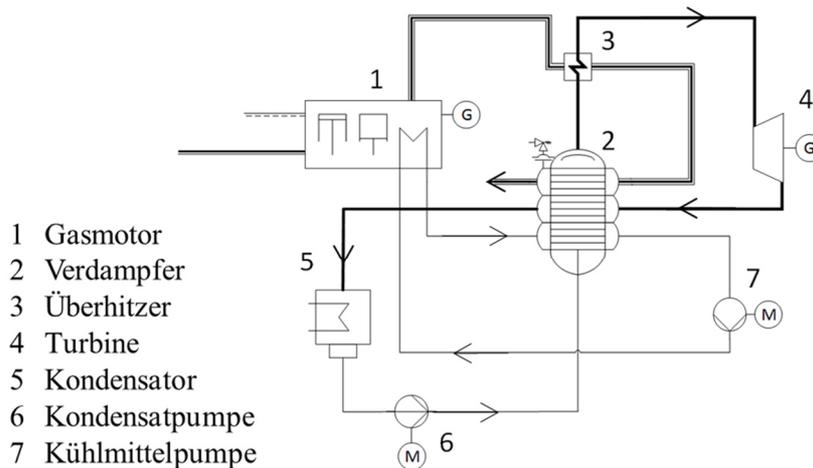


Abbildung 2-3: Anlagenschaltbild des Niederdruck-SRC

Die Kondensatpumpe fördert das Arbeitsfluid in den Verdampfer. Die Verdampfung des Wassers wird über die Kühlmittelwärme des Motors, die Restwärme des Dampfes nach der Turbine und die Abgaswärme realisiert. Der Sattdampf wird im Überhitzer anhand der Abgaswärme überhitzt und anschließend in der Turbine entspannt. Da sich der Dampf nach der Turbine im überhitzten Zustand befindet, kann ein Teil der Wärmeleistung im Dampf für die Verdampfung genutzt werden, bevor er im Kondensator kondensiert wird. Ausgehend von dem Schaltbild in Abbildung 2-3 stellt sich die Frage, unter welchen Randbedingungen die Verwendung eines Rekuperators und die Verwendung der Abgaswärme im Verdampfer wirtschaftlich sind. Ein Faktor, der darauf einen entscheidenden Einfluss hat, ist die Aufteilung der Abwärme auf Abgas und Kühlmittel. Je nach Motorentyp und verwendeter Technik können die Abgastemperatur und die Aufteilung der Wärmemengen stark variieren. Ein weiterer Faktor ist die Auslegung des Überhitzers. Je mehr Abgaswärme für die Überhitzung verwendet wird, umso geringer ist die Restwärme, die für die Verdampfung genutzt werden kann.

Bei modernen Motoren ist die Abgastemperatur durch wirkungsgradsteigernde Maßnahmen wie Turbolader oder Verwendung des Miller-Verbrennungsverfahren meist geringer, wodurch die Abgastemperatur nach dem Überhitzer ebenfalls sinkt. Dies kann die Nutzung der Abgaswärme im Verdampfer unwirtschaftlich machen. Ebenfalls ist eine starke Überhitzung bei geringen Abgastemperaturen nicht möglich, was dazu führen

kann, dass die Verwendung eines Rekuperators unwirtschaftlich ist. Daher müssen, zusätzlich zu dem Anlagenkonzept in Abbildung 2-3, folgende Varianten bei der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung mit ins Kalkül gezogen werden.

1. Verdampfer ohne Rekuperator und Abgaswärmetauscher
2. Verdampfer ohne Rekuperator
3. Verdampfer ohne Abgaswärmetauscher

Da aus rein thermodynamischer Sicht das Anlagenkonzept in Abbildung 2-3 den höchsten Wirkungsgrad erzielt, dient dieses als Basis für die theoretischen und experimentellen Untersuchungen. Die weiteren Anlagenkonzepte dienen als mögliche Varianten, um die spezifischen Investitionskosten zu senken.

2.1.3 Vorteile in Bezug auf Sicherheit, Umweltschutz und Baugröße

Auch wenn der elektrische Wirkungsgrad und die spezifischen Anlagenkosten von Nachschaltprozessen wichtige Faktoren bei der Auswahl des idealen Anlagentyps für die gegebene Wärmequelle darstellen, können weitere Faktoren ebenfalls einen hohen Stellenwert in der Entscheidungsfindung einnehmen. Weitere wichtige Parameter sind:

- Gefährdungspotential
 - Brennbarkeit
 - Toxizität
- Gesetzliche Randbedingungen
 - Förderprogramme für Technologien
 - Auflagen zur Anlagengenehmigung (z.B. Druckgeräterichtlinie)
- Umweltverträglichkeit
 - Global Warming Potential
 - Ozonverträglichkeit
 - Auswirkung auf Gewässer und Boden

Betrachtet man das Konzept des Niederdruck-SRC im Vergleich zum ORC und Hochdruck-SRC, so ergeben sich Vorteile in Bezug auf das Gefährdungspotential. Durch die Verwendung von Wasser und dem Druckniveau unterhalb des Atmosphärendrucks ist das Gefährdungspotential beim Niederdruck-SRC wesentlich geringer als bei beiden Vergleichsprozessen. Aufgrund des niedrigen Druckniveaus fällt der Niederdruck-SRC nicht unter die Druckgeräterichtlinie, welche bei technischen Anlagen mit einem inneren Überdruck von $> 0,5$ bar Anwendung findet und muss diesbezüglich nicht genehmigt werden. Ebenfalls bietet Wasser als Arbeitsmedium entscheidende Vorteile gegenüber ORC in Bezug auf Umweltverträglichkeit und Toxizität, wodurch nicht die Gefahr besteht, dass der Anlagenbetrieb durch Änderung politischer Rahmenbedingungen untersagt wird. Das ermöglicht dem Anlagenbetreiber eine hohe Planungssicherheit.

Die Vorteile des Niederdruck-SRC in diesen Bereichen können dazu beitragen, dass der Niederdruck-SRC bei etwa gleichen spezifischen Anlagenkosten und einer etwa gleich großen Steigerung der elektrischen Nutzleistung von BHKWen gegenüber ORC- und Hochdruck-SRC-Anlagen bevorzugt verwendet wird.

2.2 Theoretisches Potential des Niederdruck-SRC

Das Potential eines Rankine-Cycle in Bezug auf den elektrischen Wirkungsgrad hängt in entscheidendem Maße vom Temperaturniveau der Wärmequelle ab. Um den maximal möglichen elektrischen Wirkungsgrad des Niederdruck-SRC zu ermitteln, muss zunächst die Wärmequelle bekannt sein. Da jeder BHKW-Motor andere Parameter für den Betrieb eines Rankine-Cycle bietet, werden im Folgenden typische Leistungs- und Temperaturbereiche von BHKW-Motoren vorgestellt. Anhand einer idealisierten stationären thermodynamischen Simulation mit der Software Epsilon®Professional wird der maximal mögliche Wirkungsgrad des Niederdruck-SRC bei unterschiedlichen Randbedingungen der Wärmequelle ermittelt.

2.2.1 Analyse der Abwärme von Verbrennungsmotoren

Für den Betrieb eines Niederdruck-SRC haben die folgenden Faktoren einen entscheidenden Einfluss auf den maximal erzielbaren elektrischen Wirkungsgrad.

- Abgastemperaturen
- Vor- und Rücklauftemperatur des Kühlmittels
- Verteilung von Wärmeleistung auf Kühlmittel und Abgas

Gemäß Basshuysen und Schäfer [5] wird die Abgastemperatur und die Leistungsverteilung auf Abgas und Kühlmittel durch unterschiedliche Faktoren beeinflusst, wie z.B. der Motorentyp, die Abgasnachbehandlung, die Turboaufladung etc.

Die Kühlmitteltemperatur variiert dabei in einem relativ kleinen Temperaturbereich von ca. 90 - 120°C Rücklauftemperatur und 85 – 115 °C Vorlauftemperatur. Die Abgastemperatur variiert aufgrund der oben genannten Gründe stärker. In den meisten Fällen liegt die Abgastemperatur nach [5] aber in einem Bereich zwischen 250 – 900 °C. Der Bereich ist maßgeblich durch den eingesetzten Abgaskatalysator sowohl nach oben als auch nach unten begrenzt, da dieser nur in einem bestimmten Temperaturbereich optimal arbeitet. Moderne BHKWen haben je nach Leistungsklasse und verwendeter Technik einen elektrischen Wirkungsgrad von 19 bis zu 49 % [2]. Der elektrische Wirkungsgrad wird dabei in den meisten Fällen über den Heizwert H_u wie folgt berechnet.

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{\dot{m}_{Brennstoff} \cdot H_u} \quad (2.2-1)$$

In der für diese Arbeit interessanten Leistungsklasse von 50 kW bis zu 1 MW werden elektrische Wirkungsgrade von maximal 45 % erreicht. Dabei steigt der Wirkungsgrad mit der Leistungsklasse des Motors an. BHKWen im unteren Leistungsbereich von 50 kW

erreichen dabei einen elektrischen Wirkungsgrad von maximal 37 %. Das bedeutet, dass maximal ca. 63 % der über den Brennstoff zugeführten Leistung als thermische Leistung für einen Nachschaltprozess zur Verfügung stehen. Die nutzbare thermische Leistung teilt sich dabei auf das Kühlwasser und die Abgaswärme auf. Laut [5] entfallen dabei zwischen 42 – 58 % auf die Kühlmittelwärme. Das bedeutet, dass das Verhältnis von Abgas- zu Kühlmittelwärme zwischen ca. 0,72 und 1,38 variiert.

Die Kühlmittelwärme beeinflusst dabei den Verdampferdruck, da diese das geringste Temperaturniveau aufweist. Die Abgastemperatur begrenzt die Überhitzungstemperatur des Dampfes. Die Verteilung der Wärmeleistung auf Kühlmittel und Abgas kann ebenfalls die Überhitzungstemperatur begrenzen. Wird beispielsweise die Abgasleistung sehr klein im Verhältnis zur Kühlmittelleistung, würde dies die maximale Überhitzungstemperatur negativ beeinflussen. Im Fall einer sehr hohen Abgasleistung im Vergleich zu Kühlmittelleistung würden die Exergieverluste stark ansteigen, da die Temperatur nach dem Überhitzer ansteigt und ein großer Teil der Abgasleistung auf einem hohen Temperaturniveau zur Verdampfung genutzt wird.

Damit sind die grundlegenden Randbedingungen für den Betrieb eines Niederdruck-SRC für die weitere Potentialanalyse definiert (siehe Tabelle 2-1). Die Auswahl eines geeigneten Motors für experimentelle Untersuchungen erfolgt in Kapitel 4.2.

Tabelle 2-1: Betriebsparameter von Verbrennungsmotoren

Betriebsdaten Verbrennungsmotor	Wertebereich
Kühlmittel Vorlauftemperatur	85 – 115 °C
Verhältnis von Kühlmittel- zu Abgaswärme	0,7 bis 1,4
Abgastemperatur	250 – 900 °C

2.2.2 Idealisierte stationäre Simulation des Niederdruck-SRC

Anhand einer idealisierten, stationären Simulation des SRC wird das theoretische Potential des Dampfkreislaufs in Bezug auf den elektrischen Wirkungsgrad und die Wirkungsgradsteigerung des BHKWs berechnet. Als Simulationssoftware kommt Epsilon®Professional zum Einsatz. Epsilon®Professional bietet die Möglichkeit über vorprogrammierte Komponenten komplexe thermodynamische Anlagen zu simulieren. Dafür wird basierend auf den Energiebilanzen der Komponenten ein Gleichungssystem erstellt, welches über einen Lösungsalgorithmus berechnet wird. Anhand hinterlegter Kennlinien für die Komponenten können Teillastpunkte berechnet werden. Auf Basis des Anlagenschaltbilds in Abbildung 2-3 wurde das in Abbildung 2-4 dargestellte Simulationsmodell in Epsilon®Professional erstellt.

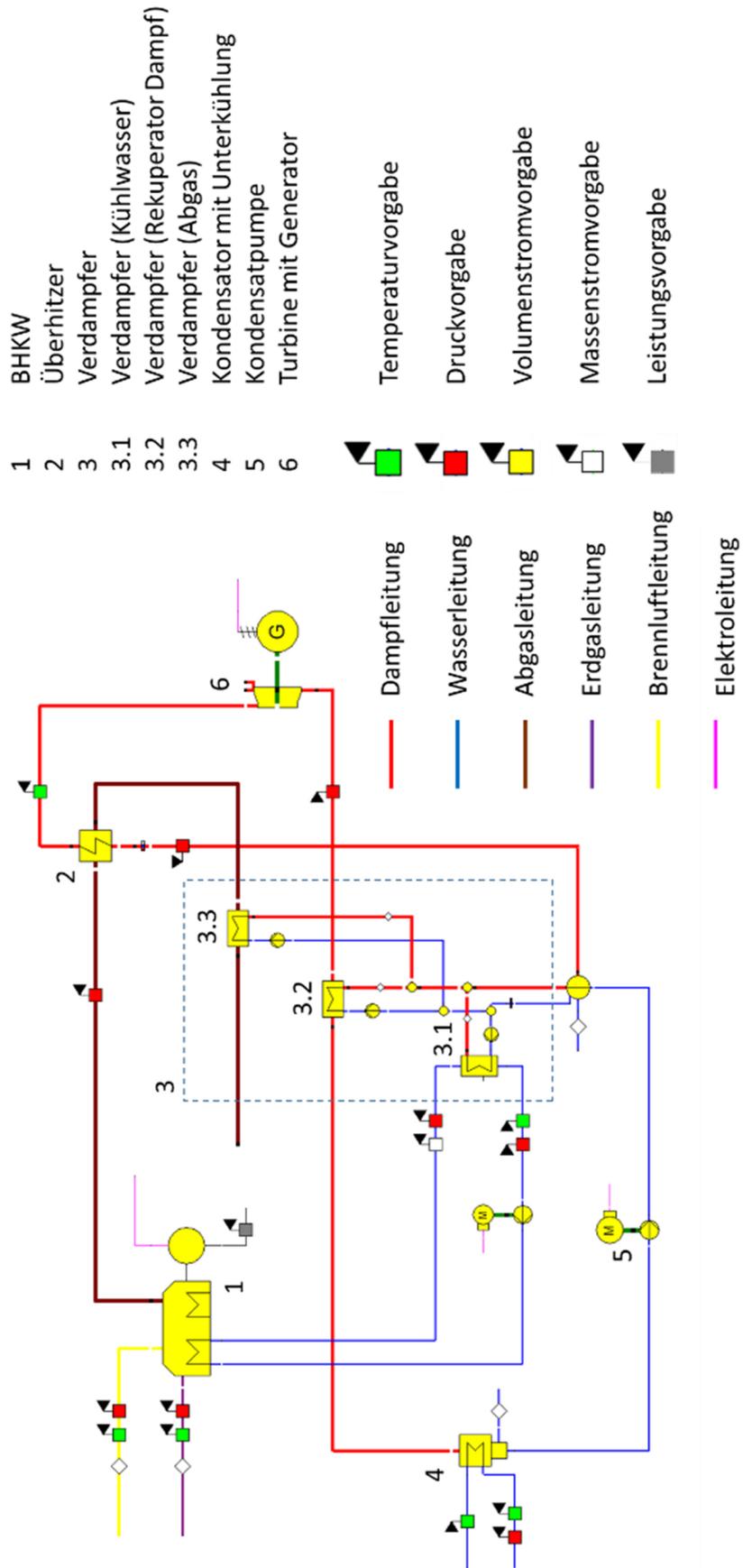


Abbildung 2-4: Blockschaltbild des stationären Simulationsmodells zur Potentialanalyse

Für die idealisierte Simulation zur Potentialanalyse werden die Komponenten des Niederdruck-SRC zunächst ohne Wärmeverluste und mit einem inneren Komponentenwirkungsgrad von 100 % angenommen. Die Grädigkeiten der Wärmeübertrager werden auf 10 K festgelegt. Der Kondensatordruck wird auf einen minimalen Wert von 0,2 bar festgelegt, da eine Kondensationstemperatur von 60 °C nicht unterschritten werden soll, um bei 10 K oberer Grädigkeit des Kondensators eine Brauchwassererwärmung auf 50 °C gewährleisten zu können. Unterhalb von 50 °C gibt es kaum Anwendungen, bei denen eine nachgeschaltete Nutzung der Abwärme des ND-SRC möglich ist. Ein Temperaturniveau ab 50 °C kann jedoch sinnvoll zur Beheizung von Gebäuden (z.B. Fußbodenheizung) eingesetzt werden.

Für die Potentialanalyse wurde das in Epsilon®Professional vorhandene BHKW-Modul verwendet. Das BHKW-Modul ist so aufgebaut, dass über Kennlinien sowohl die Wärmeverluste als auch der elektrische Wirkungsgrad und die Aufteilung der Abwärme auf Kühlmittel und Abgas abgebildet werden können. Die Wärmeverluste des BHKWs und der elektrische Wirkungsgrad wurden konstant gehalten und die Aufteilung der Abwärme auf Abgas- und Kühlmittel variiert. Ebenfalls wurde die Kühlmittel-Vorlauftemperatur variiert. Steigt die Abgasleistung im Vergleich zur Kühlmittelleistung, resultiert dies in einer höheren Abgastemperatur, da der Abgasmassenstrom konstant bleibt. Dies wirkt sich wiederum auf die Überhitzungstemperatur aus.

Für die Potentialanalyse wurde von einem Erdgas-BHKW in der Leistungsklasse von ca. 50 kW ausgegangen. Analog zu Kapitel 2.2.1 wurde folgende Annahmen für die Simulation getroffen.

- Der elektrische Wirkungsgrad (Formel 2.2-1) des Motors beträgt 37%.
- Die Wärmeverluste des Motors betragen 5 % der zugeführten Leistung.
- Die Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf des Motorkühlwassers beträgt 5 K.

Analog zu den Ergebnissen in Kapitel 2.2.1 werden in der Parametervariation das Verhältnis von Abgas- zu Kühlmittelwärme von 0,7 bis 1,5 und die Kühlmittel-Vorlauftemperatur zum Motor von 85 °C bis 115 °C variiert. Bei einer oberen Grädigkeit von 10 °C im Verdampfer resultiert dies in einer Verdampfungstemperatur von 75 °C bis 105 °C.

2.2.3 Ergebnisse und Diskussion

In Abbildung 2-5 sind die Ergebnisse der Parametervariation mit dem idealisierten Simulationsmodell dargestellt. Wie zu erkennen ist, bietet der Niederdruck-SRC trotz des relativ geringen elektrischen Wirkungsgrades von ca. 9 % bis 23 % das Potential, die elektrische Leistung eines BHKWs um ca. 13 % bis 34 % zu steigern. Die Aufteilung der Abwärme auf Abgas und Kühlmittel hat dabei im Vergleich zur verwendeten Kühlmitteltemperatur einen geringen Einfluss auf die Leistungssteigerung des BHKWs.

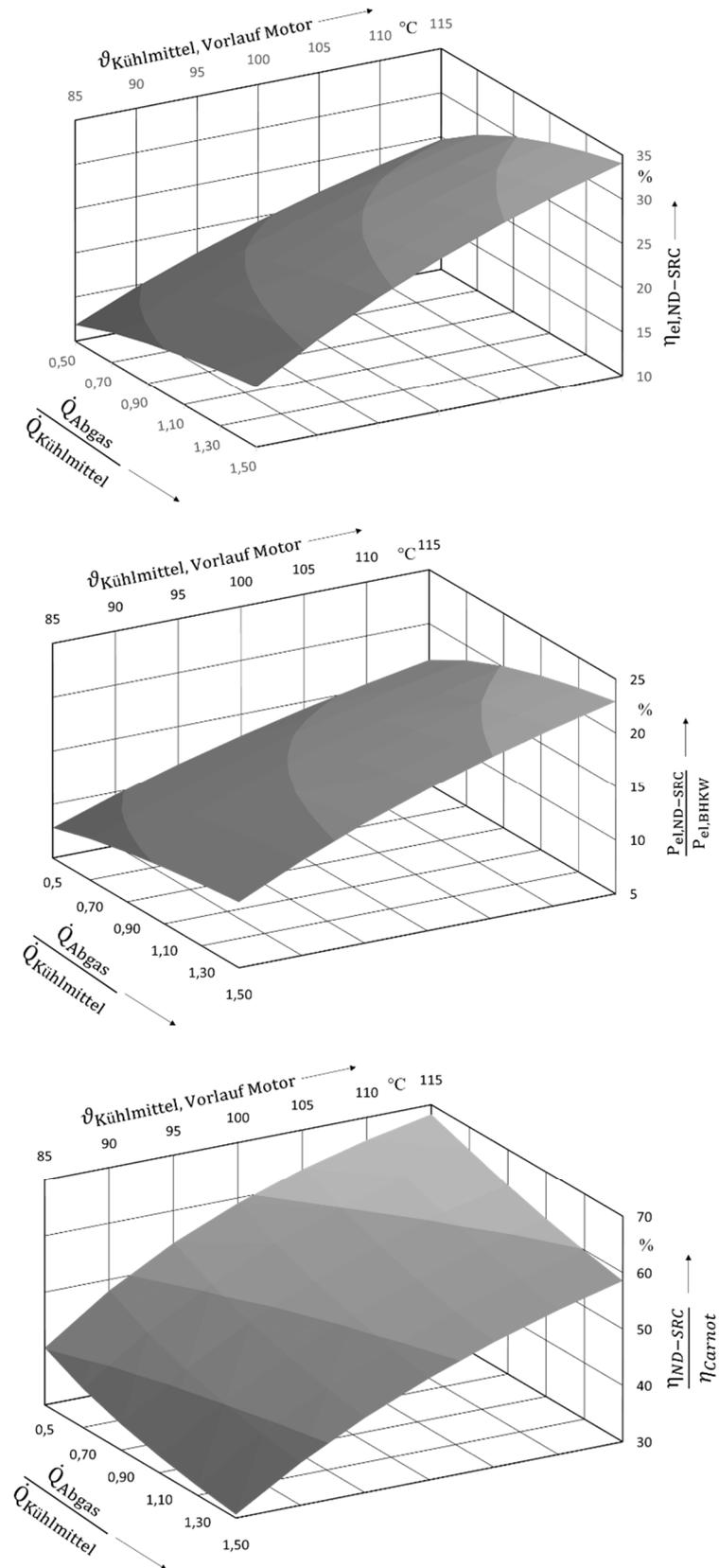


Abbildung 2-5: Theoretisch maximal erzielbarer elektrischer Wirkungsgrad des Niederdruck-SRCs (oben), maximal erzielbare Leistungssteigerung des BHKWs (Mitte) und exergetischer Wirkungsgrad (unten) bei unterschiedlichen Kühlmitteltemperaturen und unterschiedlicher Verteilung der Abwärme des BHKWs auf Abgas und Kühlmittel

Wie aus Kapitel 1.2 hervorgeht, können mit Hochtemperatur-ORC- und Hochdruck-SRC- Anlagen Leistungssteigerungen von ca. 13 % erreicht werden. Damit der Niederdruck-SRC konkurrenzfähig zu den Vergleichsanlagen ist, wird eine Leistungssteigerung von mindestens 13 % als Zielwert definiert. Die Ergebnisse aus Abbildung 2-5 zeigen, dass unter Verwendung niedriger Kühlmittel-Vorlauftemperaturen von 85 °C die Wirkungsgradsteigerung aus rein theoretischer Sicht realisierbar ist. Da in dieser Simulation weder Wärmeverluste noch Komponentenwirkungsgrade berücksichtigt wurden, ist davon auszugehen, dass eine 13 %ige Wirkungsgradsteigerung des BHKWs nur bei Temperaturen deutlich über 85 °C erreicht werden kann. Daher beschränken sich die weiteren Untersuchungen auf Kühlmittel-Vorlauftemperaturen oberhalb von 100 °C.

Diese Analyse zeigt, dass der Niederdruck-SRC unter Verwendung von Kühlmitteltemperaturen ab ca. 100 °C in Bezug auf die mögliche Wirkungsgradsteigerung von BHKWs im Vergleich zu Hochtemperatur-ORC und Hochdruck-SRC konkurrenzfähig ist.

Um die Effizienz des Niederdruck-SRC bewerten zu können, wurde der exergetische Wirkungsgrad anhand der Formel 1.1-3 berechnet und in Abbildung 2-5 dargestellt. Die Ergebnisse zeigen, dass der exergetische Wirkungsgrad des Niederdruck-SRC besonders bei kleinen Abgasleistungen und hohen Kühlmitteltemperaturen hohe Werte von bis zu 68 % erzielen kann.

Diese Analyse erlaubt jedoch noch keine Aussage über die technische und wirtschaftliche Realisierbarkeit des Anlagenkonzepts. Um eine Aussage über die wirtschaftliche Realisierbarkeit zu treffen, werden im Folgenden die Zielwerte für die spezifischen Anlagenkosten definiert, welche für einen wirtschaftlichen Betrieb erreicht werden müssen.

2.3 Wirtschaftliche Betrachtung von KWK-Anlagen

Die wirtschaftliche Realisierbarkeit für KWK-Anlagen hängt von vielen Einflussfaktoren ab (z.B. Einspeisevergütung, Stromeigennutzung, Stromgestehungskosten etc.). Daher werden im Folgenden die Einflussfaktoren genauer erläutert und auf Basis der Berechnungsmethode der dynamischen Amortisationszeit die Zielwerte für die maximalen spezifischen Anlagenkosten in €/kW_{el} definiert, unter denen ein wirtschaftlicher Betrieb des Niederdruck-SRC möglich ist. Diese Zielwerte dienen am Ende der Arbeit der wirtschaftlichen Bewertung des Anlagenkonzepts.

2.3.1 Einflussfaktoren

Bei der Berechnung der Wirtschaftlichkeit gehen viele Faktoren ein, die sich zum Teil über die Lebensdauer der Anlage ändern können. Im Folgenden sind die Einflussfaktoren aufgelistet.

- Einspeisevergütung (mit/ohne Förderung)
- Bezugskosten für Strom
- Stromgestehungskosten (Höhe der Wärmegestehungskosten)

- aktueller Zinssatz
- Anteil Stromeigennutzung
- Wartungskosten der Anlage
- Lebensdauer der Anlage
- geforderte Amortisationszeit der Anlagenbetreiber

Die Einspeisevergütung für Strom, die Bezugskosten für Strom, die Wärmegestehungskosten und die Zinsentwicklung können für die Lebensdauer eines Nachschaltprozesses zu Beginn der Planungsphase nur abgeschätzt werden.

Die Wartungskosten, der Anteil der Stromeigennutzung und die Lebensdauer können über die Auslegung der Anlage relativ genau bestimmt werden.

Neben diesen Faktoren muss jedoch auch die Zielsetzung des Anlagenbetreibers berücksichtigt werden. Hier kann zwischen zwei Absichten unterscheiden werden. Einerseits kann die Effizienzsteigerung des Gesamtsystems im Vordergrund stehen. In diesem Fall würde die Amortisationszeit auf die Lebensdauer der Anlage festgelegt. Andererseits steht bei den meisten Anlagenbetreibern jedoch der finanzielle Vorteil im Vordergrund, wodurch die geforderte Amortisationszeit deutlich unter der erwarteten Lebensdauer der Anlage liegen sollte.

In dieser Arbeit wird exemplarisch für den Standort Deutschland eine Wirtschaftlichkeitsberechnung durchgeführt, unter Berücksichtigung der Förderpauschalen des aktuellen KWK-Gesetzes. Es wird davon ausgegangen, dass sich die Anlage am Ende des Förderzeitraums amortisiert haben muss, um die maximalen spezifischen Investitionskosten ($\text{€}/kW_{el}$) zu definieren, welche nicht überschritten werden dürfen. Dazu wird eine Parametervariation, unter Berücksichtigung der aktuellen Strompreise, Erdgaspreise und Einspeisevergütungen für Strom in der Bundesrepublik Deutschland durchgeführt.

2.3.2 Berechnungsmethode

Die Berechnung der Wirtschaftlichkeit erfolgt in dieser Arbeit über die Methode der dynamischen Amortisationszeit. Diese wird über folgende Formel berechnet:

$$DA = \frac{\ln \left(\frac{E_{OI}}{E_{OI} - I \cdot (q - 1)} \right)}{\ln (q)} \quad 2.3-1$$

mit

DA	dynamische Amortisationszeit / a
E_{OI}	Gewinn ohne Investitionskosten / $\text{€} \cdot \text{a}^{-1}$
I	Investitionskosten / €
q	Zinsfaktor

Ausgehend von dieser Formel können die spezifischen Anlagenkosten für eine definierte dynamische Amortisationszeit wie folgt berechnet werden.

$$I = \frac{\left(E_{OI} - \frac{E_{OI}}{e^{DA \cdot \ln(q)}}\right)}{q - 1} \quad (2.3-2)$$

Anhand der zugrunde gelegten Anlagenleistung können die spezifischen Anlagenkosten berechnet werden:

$$i = \frac{I}{P_{el}} \quad (2.3.3)$$

Der generierte jährliche Gewinn über den Niederdruck-SRC ohne Berücksichtigung der Investitionskosten wird dabei über folgende Formel berechnet.

$$E_{OI} = K_{el,Erlös} - K_{Wärme,Gestehung} - K_{Wul} \quad (2.3-4)$$

mit

$K_{el,Erlös}$ Erlös aus elektrischer Energie / €·a⁻¹

$K_{Wärme,Gest.}$ Wärmegestehungskosten / €·a⁻¹

K_{Wul} Kosten für Wartung und Instandhaltung / €·a⁻¹

Dabei berechnen sich die jährlichen Erlöse aus elektrischer Energie und die Wärmegestehungskosten wie folgt.

$$K_{el,Erlös} = W_{el,EN} \cdot (K_{EN} - K_{EEG,40\%}) + W_{el,ESP} \cdot (K_{ESP} + K_{Fö}) \quad (2.3-5)$$

$$K_{Wärme,Gestehung} = W_{el,EN} \cdot K_{Brennstoff} \cdot \eta_{ges.,BHKW} \quad (2.3-6)$$

mit

$W_{el,EN}$ elektrische Arbeit pro Jahr (Eigennutzung) / kWh·a⁻¹

$W_{el,ESP}$ elektrische Arbeit pro Jahr (Einspeisung) / kWh·a⁻¹

K_{EN} Stromkosten Eigennutzung / €·kWh_{el}⁻¹

$K_{EEG,40\%}$ EEG-Umlage (40 % bei Eigennutzung) / €·kWh_{el}⁻¹

K_{ESP} Einspeisevergütung für Strom / €·kWh_{el}⁻¹

$K_{Fö}$ Förderpauschale für eingespeisten KWK-Strom / €·kWh_{el}⁻¹

Die zusätzlichen Wärmeverluste aufgrund der größeren Wärmeübertrager und längeren Rohrleitungen im Vergleich zu einer reinen Nutzung der Abwärme ohne Nachschaltprozess werden bei den Berechnungen vernachlässigt.

2.3.3 Ergebnisse

Eine Wirtschaftlichkeitsberechnung für den Niederdruck-SRC wird exemplarisch für den Standort Deutschland auf Basis des aktuellen KWK-Gesetzes (2017) durchgeführt mit dem Ziel, die maximalen spezifischen Anlagenkosten für einen Kunden zu ermitteln, unter denen ein wirtschaftlicher Betrieb möglich ist. Die Berechnung der Wirtschaftlichkeit erfolgt beispielhaft für ein BHKW in der Leistungsklasse von 100 kW bis 250 kW, welches von einem Anlagenbetreiber verwendet wird, der nicht der energieintensiven Industrie zugeordnet ist. Da die Förderquoten in der Bundesrepublik Deutschland für BHKWe

in der Leistungsklasse 100 kW bis 250 kW gleich sind, können die Ergebnisse für BHKWe in diesem Leistungsbereich beliebig skaliert werden. Die Wirtschaftlichkeitsberechnung basiert auf den in Tabelle 2-2 zusammengefassten Randbedingungen.

Tabelle 2-2: Festgelegte Randbedingungen für die Wirtschaftlichkeitsberechnung

Zinsfaktor	1,01	-
Strompreis im Juli 2019 (Börse Leipzig EEX [20])	0,05000	€·kWh ⁻¹
EEG Umlage (Jahr 2019)	0,06405	€·kWh ⁻¹
KWK-Förderung in Deutschland für eingespeisten Strom (100 kW – 250 kW)	0,05000	€·kWh ⁻¹
Ertrag durch Stromproduktion abzüglich der 40 %-igen EEG Umlage	0,0848	€·kWh ⁻¹
Gaspreis (Börsenpreis für Erdgas [21])	0,00752	€·kWh ⁻¹
Wärmegestehungskosten (Formel 2.3-6)	0,00836	€·kWh ⁻¹
Erwartete Lebensdauer des SRC	10	a
Volllast-Betriebsstunden	7000	h·a ⁻¹

Der Strompreis und der Gaspreis können nicht allgemeingültig angegeben werden, da diese vom kundenspezifischen Verbrauchsprofil und der Abnahmemenge abhängen. Der minimale Bezugspreis für Strom setzt sich aus dem Börsenpreis des Physical Electricity Index an der Börse Leipzig (Phelix-Future [20]) und der zu entrichtenden EEG-Umlage zusammen. Für den Erdgaspreis wird der Börsenpreis im Juli 2019 an der Frankfurter Börse zu Grunde gelegt.

Für Unternehmen, die nicht der energieintensiven Industrie angehören, entfällt die 40 %-ige EEG Umlage auf selbstgenutzten Strom aus KWK. Der Ertrag aus selbst genutztem Strom berechnet sich demnach aus dem Bezugspreis für Strom inklusive EEG-Umlage, abzüglich der zu entrichtenden 40 %-igen EEG Umlage. Eine zusätzliche Förderung des selbst genutzten Stroms laut KWK-Gesetz entfällt in dieser Leistungsklasse. Die Wartung und Instandhaltungskosten bezogen auf ein Jahr können nicht genau ermittelt werden und werden auf 2 % der gesamten Investitionskosten festgelegt.

Da, wie oben erwähnt, die Bezugskosten für Strom und Gas variieren können, wird die Wirtschaftlichkeit im Folgenden bei einer 100 %-igen Einspeisung des KWK-Stroms berechnet, da diese Werte unabhängig vom Anlagenbetreiber sind. Da die KWK-Förderung nach dem KWK-Gesetz auf 30.000 Volllastbetriebsstunden begrenzt ist, wird für die wirtschaftliche Bewertung des ND-SRC festgelegt, dass sich dieser nach dieser Betriebszeit amortisiert haben muss. Bei 7.000 Volllaststunden pro Jahr entspricht dies einer maximalen Amortisationszeit von ca. 4,28 Jahren. Ausgehend von den in Tabelle 2-2 angegebenen Randbedingungen ergeben sich so maximale Investitionskosten für den Anlagenbe-

treiber von ca. 2.100 €/kWh_{el}. Dieser Wert wird demnach als Obergrenze für die wirtschaftliche Bewertung des Niederdruck-SRC zugrunde gelegt und gilt für den aktuellen Strompreis im Juli 2019.

Da die maximalen spezifischen Anlagenkosten stark von der Differenz aus Einspeisevergütung und Wärmegebungskosten abhängen, ist im Folgenden eine Parametervariation bei unterschiedlichen Einspeisevergütungen unter Berücksichtigung der aktuellen Förderquote dargestellt. Betrachtet man die Börsenpreise für Strom über die letzten zehn Jahre, so ist zu erkennen, dass die Strompreise im Bereich von ca. 0,025 bis 0,09 €/kWh_{el} lagen. In den letzten drei Jahren ist ein Anstieg des Strompreises von ca. 0,025 €/kWh_{el} auf aktuell 0,055 €/kWh_{el} zu erkennen. Anhand der Varianz der Stromkosten in den letzten zehn Jahren, wird in der Parametervariation der Stromkosten eine Spanne von 0,025 bis 0,09 €/kWh_{el} berücksichtigt.

Wie in Abbildung 2-6 zu erkennen ist, besteht ein nahezu linearer Zusammenhang zwischen den maximalen spezifischen Anlagenkosten und der Einspeisevergütung. Sollte die Entwicklung des steigenden Strompreises anhalten, könnte das Anlagenkonzept des Niederdruck-SRC auch bei höheren spezifischen Investitionskosten wirtschaftlich sein.

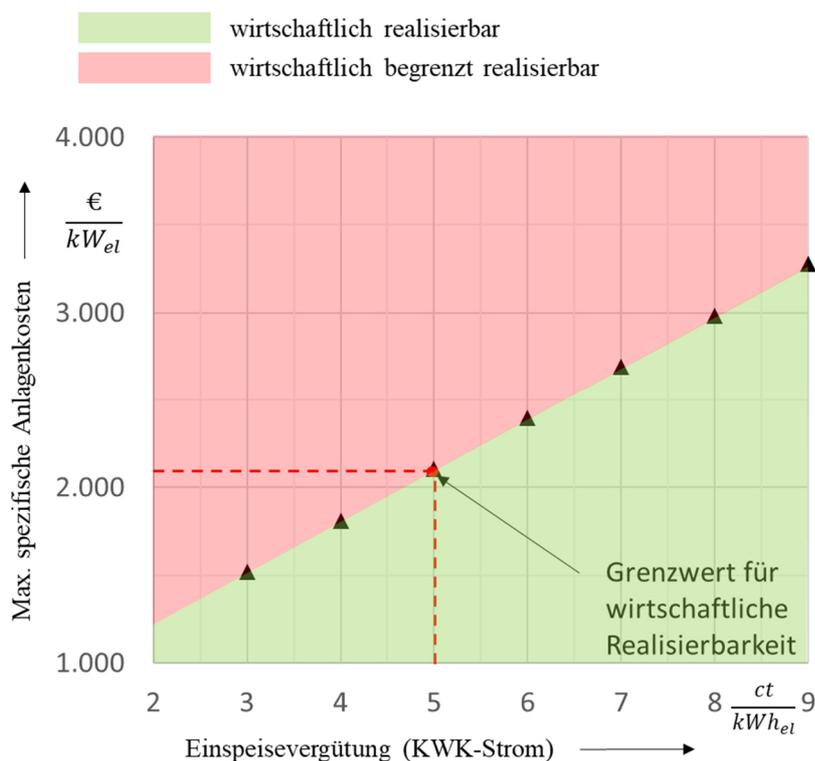


Abbildung 2-6: Maximale spezifische Anlagenkosten des Niederdruck-SRC auf Basis des aktuellen KWK-Gesetzes in der Bundesrepublik Deutschland bei 100 % Einspeisung der elektrischen Energie in das öffentliche Stromnetz in Abhängigkeit vom Strompreis bei konstantem Gaspreis (Leistungsklasse des BHKWs von 100 bis 250 kW und dynamischer Amortisationszeit bei einer Betriebszeit von 30.000 Volllaststunden)

3 Berechnungsgrundlagen für die SRC-Komponenten

Die Ergebnisse in Kapitel 2.2 geben einen Überblick über die maximal möglichen Wirkungsgrade, die bei der Kopplung eines Niederdruck-SRC mit einem motorbetriebenen BHKW erzielt werden können. Im Folgenden soll untersucht werden, welche Wirkungsgrade unter Berücksichtigung der wirtschaftlichen Berechnungen aus Kapitel 2.3 realisierbar sind. Einen wesentlichen Einfluss auf den Wirkungsgrad des Gesamtkonzepts haben dabei die Wärmeübertrager- und Turbinenauslegung. Um die Realisierbarkeit und Kosteneffizienz des Gesamtkonzepts bewerten zu können, müssen Modelle zur Wärmeübertrager- und Turbinenauslegung erstellt werden. In dieser Arbeit wird dies über das Simulationsprogramm Matlab in Kombination mit der Stoffdatenbanken Coolprop (für Wasser und Wasserdampf) und der Stoffdatenbank der Hochschule Zittau (für Abgas) realisiert. Die Abgaszusammensetzung wird wiederum über die Verbrennungsrechnung aus Epsilon®Professional bestimmt.

Die im Folgenden aufgeführten Berechnungsverfahren werden zum einen für die Auslegung der Komponenten verwendet, zum anderen für die Kennlinienerstellung in der stationären Strömungssimulation mit Epsilon®Professional zur Berechnung unterschiedlicher Lastzustände der Gesamtanlage.

3.1 Verdampfer

Bei den Bauformen von Verdampfern wird zwischen Wasserrohrkesseln und Großwasserraumkesseln unterschieden. Bei Wasserrohrkesseln wird das zu verdampfende Wasser innerhalb der Rohre geführt, wohingegen bei Großwasserraumkesseln das Wasser außerhalb der Rohre geführt wird.

Bei der Verwendung von Wasserrohrkesseln wird zwischen Naturumlauf-, Zwangsumlauf- und Zwangsdurchlaufverdampfern (Abbildung 3-1) unterschieden.

Naturumlauf- und Zwangsumlaufverdampfer kommen dabei meist in unterkritisch betriebenen Kraftwerken zum Einsatz. Bei überkritischen Kraftwerksprozessen kommen aufgrund des fehlenden Dichteunterschieds zwischen Dampf- und Flüssigphase ausschließlich Zwangsdurchlaufverdampfer zum Einsatz.

Großraumwasserkessel kommen häufig in der Form von Rauchrohrkesseln für die Prozessdampferzeugung bei Drücken bis ca. 16 bar und kleinen bis mittleren Leistungen zum Einsatz. Der Großraumwasserkessel bietet für die hier zu untersuchende Anwendung und den Bau eines ersten Demonstrators entscheidende Vorteile. Erstens wird die Anlagenkomplexität gering gehalten, da keine zusätzliche Dampftrommel zur Trennung von Dampf- und Flüssigphase benötigt wird. Zweitens lassen sich alle drei Wärmequellen in einem Wärmeübertrager platzsparend unterbringen und drittens bietet das hohe Wasservolumen einen Puffer gegen starke Druckschwankungen im System.

Aufgrund dieser Vorteile wurde als Verdampfertyp ein Großraumwasserkessel mit drei integrierten Rohrbündeln ohne Umlenkungen gemäß Abbildung 3-2 ausgewählt.

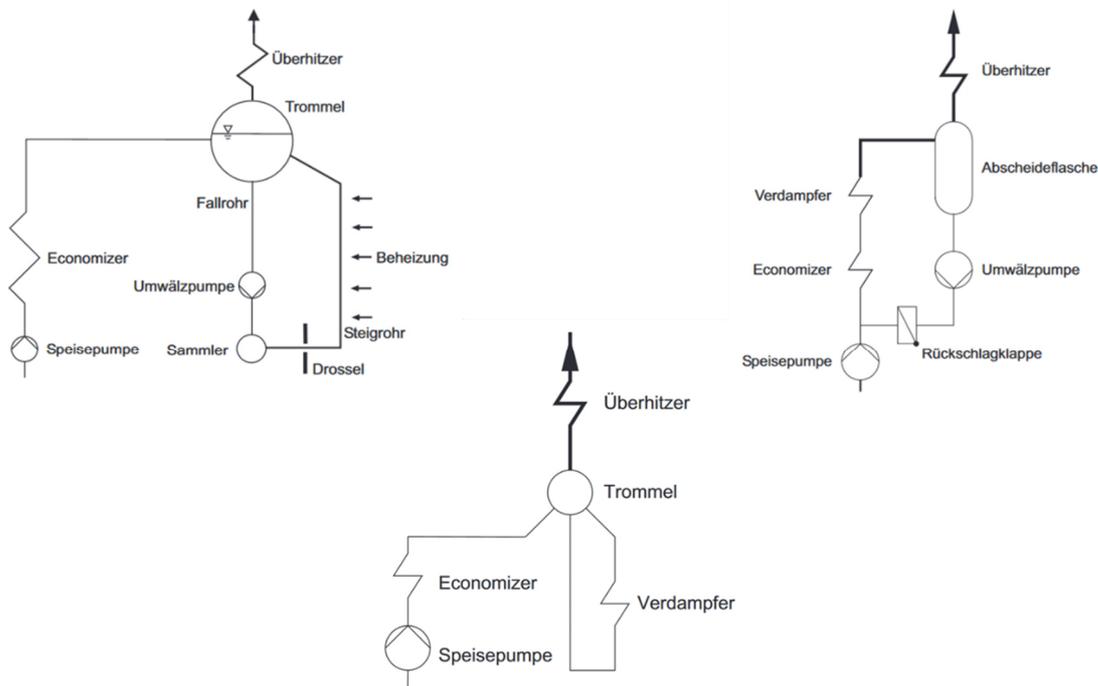


Abbildung 3-1: Darstellung der drei Verdampfertypen Naturumlauf (unten), Zwangsumlauf (oben links), Zwangsdurchlauf (oben rechts) [22]

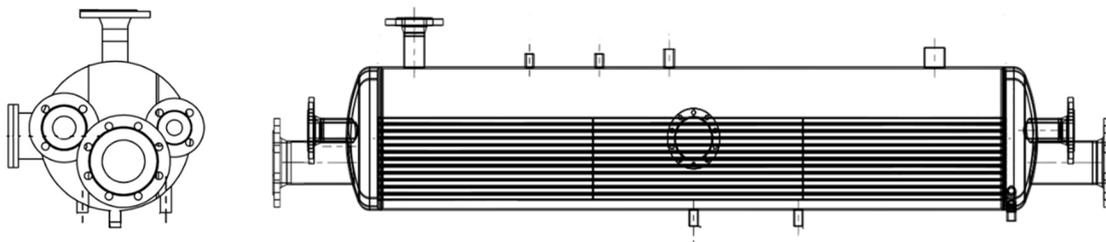


Abbildung 3-2: Aufbau des Großraumwasserkessels

Im Folgenden werden das allgemeine Berechnungsverfahren für den Verdampfer und die Berechnungsgrundlagen für die Wärmeübergangskoeffizienten des Großraumwasserkessels auf Basis des VDI-Wärmeatlas [23] aufgeführt. Dieser liefert einen umfassenden Überblick über die empirischen Berechnungsmethoden der Wärmeübertragung in unterschiedlichen Wärmeübertrager-Typen. Basierend auf der Arbeit von Goebel [24], wurde unter Matlab ein Script zur Berechnung des Wärmeübergangs in Rohrbündelwärmeübertragern und zur Auslegung derselben erstellt, welches im Folgenden vorgestellt wird.

3.1.1 Berechnungsmethode

Der Wärmeübergang im Verdampfer hängt in entscheidendem Maße von dem Strömungszustand im Innenrohr und von der Übertemperatur ab (Temperaturdifferenz zwischen der Heizfläche und dem zu verdampfenden Fluid $\Delta T_{\dot{U}} = T_W - T_S$), da abhängig

von der Übertemperatur unterschiedliche Siedezustände mit unterschiedlichen Wärmeübergangskoeffizienten auftreten können. Da sich besonders auf der Dampfseite (Rekuperator) und Abgasseite große Temperaturdifferenzen zwischen Ein- und Austritt ergeben, wird das Verdampferrohr quer zur Strömungsrichtung diskretisiert (vgl. Abbildung 3-3) und der Wärmeübergangskoeffizient in jeder Zelle über ein iteratives Verfahren (Abbildung 3-4) neu berechnet.

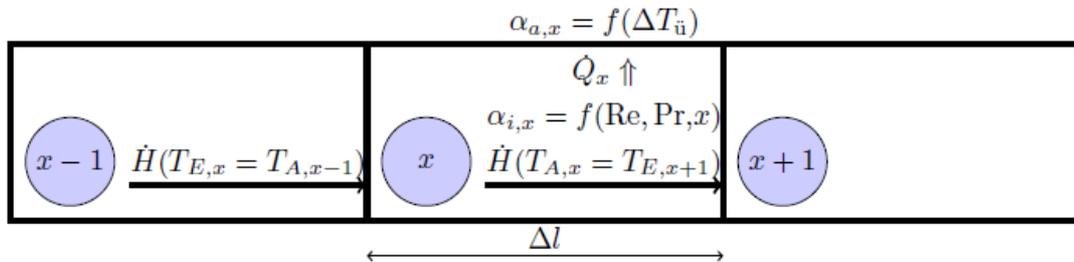


Abbildung 3-3: Diskretisiertes Verdampferrohr [24]

Für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten müssen am Eintritt der Primärseite (Wärmequelle) die Temperatur, der Massenstrom und der Druck des Fluides gegeben sein. Auf der Sekundärseite muss der Druck des zu verdampfenden Fluid gegeben sein. Mit den gegebenen Parameter am Eintritt der Primärseite wird anhand der in Abbildung 3-3 dargestellten Einflussgrößen der innere Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_{i,x}$ berechnet. Die Wandtemperatur ist noch unbekannt und wird zunächst gleich der Eintrittstemperatur der Zelle gesetzt. Daraufhin kann über die folgenden Formeln der Wärmestrom berechnet werden:

$$\dot{Q}_x = \Delta l \cdot \pi \cdot d_a \cdot U_x \cdot (T_i - T_s) \quad (3.1-1)$$

$$U_x = \left(\frac{1}{\alpha_{a,x}} + R_{f,a} + \frac{d_a \cdot \ln\left(\frac{d_a}{d_i}\right)}{2 \cdot \lambda_{Rohr}} + \frac{d_a}{d_i} \left(\frac{1}{\alpha_{i,x}} + R_{f,i} \right) \right)^{-1} \quad (3.1-2)$$

Je nach Übertemperatur können entweder Filmverdampfung (geringer Wärmeübergangskoeffizient) oder ein kombinierter Fall aus konvektivem Sieden und Blasensieden auftreten. Abhängig von der festgelegter Wandtemperatur wird einer der beiden Verdampfungszustände berücksichtigt. Nach Berechnung des Wärmestroms kann über die Wärmestromdichte (Formel 3.1-3) und den Wärmeübergangskoeffizienten der Sekundärseite die Wandtemperatur neu berechnet werden (Formel 3.1-4):

$$\dot{q}_x = \frac{\dot{Q}_x}{\pi \cdot d_a \cdot \Delta l} \quad (3.1-3)$$

$$T_W = \frac{\dot{q}}{\alpha_{a,x}} \quad (3.1-4)$$

Dieser Vorgang wird solange wiederholt, bis die Abweichung zwischen festgelegter und neu berechneter Wandtemperatur kleiner als das festgelegte Abbruchkriterium ist (hier

0,5 K). Ist die Wandtemperatur hinreichend genau ermittelt, kann über den berechneten Wärmestrom die Ausgangstemperatur der Zelle bestimmt werden. Die Ausgangstemperatur der Zelle dient wiederum als Eingangstemperatur der darauffolgenden Zelle.

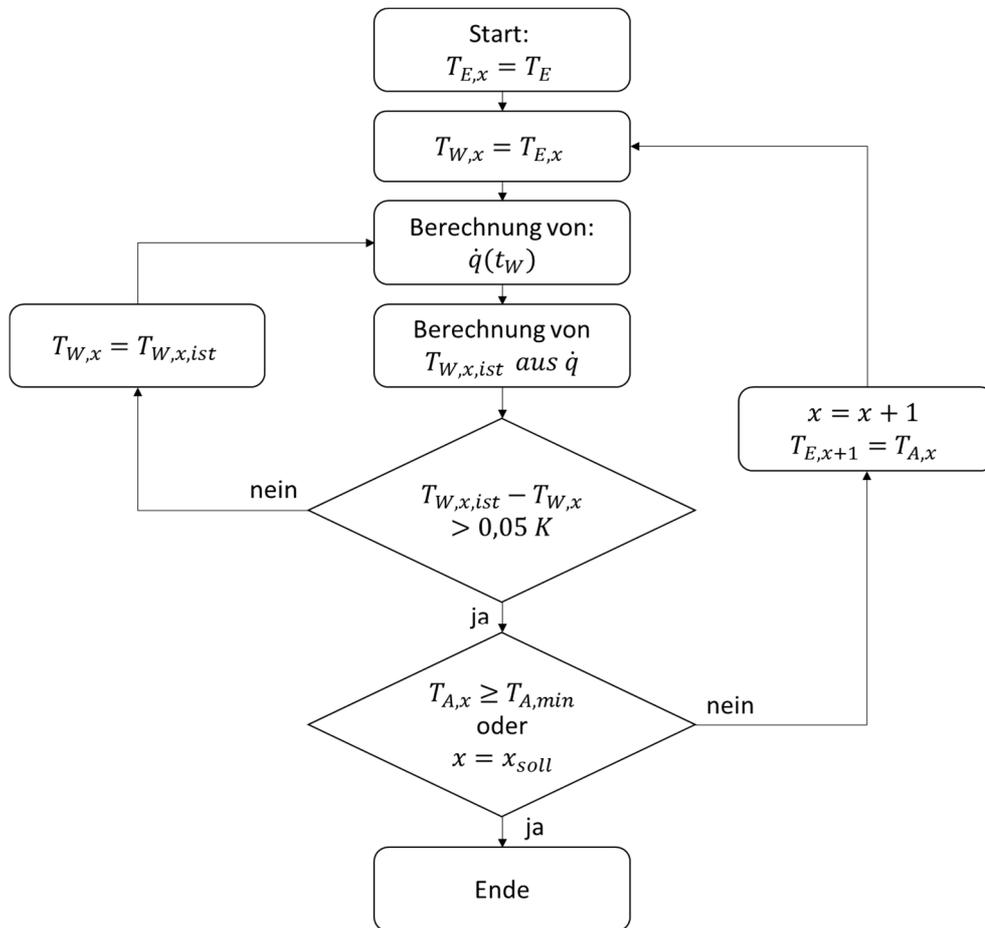


Abbildung 3-4: Iterativer Ansatz zur Berechnung des Verdampfers

Für die Berechnung des Verdampfers wird vereinfacht davon ausgegangen, dass das Wasser im gesamten Verdampfer genau Siedetemperatur hat. Der Kondensatzulauf wird aufgrund des geringen Massenstroms nicht in die Berechnungen einbezogen.

3.1.2 Wärmeübergang Primärseite

Die Wärmeübertragung auf der Primärseite des Verdampfers (inneres Rohr) hängt von der Rohrgeometrie (mit oder ohne turbulenz erhöhenden Einbauten), den Fluideigenschaften und dem Massenstrom ab. Das Vorgehen bei der Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten auf der Primärseite kann unabhängig von dem verwendeten Fluid allgemeingültig dargestellt werden. Zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten wird von einer Berechnung der mittleren Temperatur im Bilanzraum abgesehen, da sich durch eine feine Diskretisierung des Verdampferrohrs (verwendete Länge Δl hier 1 mm) Ein- und Austrittstemperatur nicht nennenswert unterscheiden. Der Fehler durch diese Vereinfachung ist deshalb vernachlässigbar. Anhand der Stoffdaten kann die Prandtl-Zahl und

aus den Geometriedaten des Strömungskanals die Reynolds-Zahl über folgende Formeln bestimmt werden:

$$Pr = \eta \cdot \frac{c_p}{\lambda} \quad (3.1-5)$$

$$Re = \rho \cdot c \cdot \frac{d_i}{\eta} \quad (3.1-6)$$

mit

$$c = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A} \quad (3.1-7)$$

Abhängig von der Reynolds- und Prandtl-Zahl lässt sich die Nusselt-Zahl berechnen. Die Nusselt-Zahl ist eine dimensionslose Kennzahl, mit deren Hilfe sich der Wärmeübergangskoeffizient auf der Rohrrinnenseite über folgende Formel berechnen lässt:

$$\alpha_i = \frac{Nu \cdot \lambda(\vartheta_m)}{d_i} \quad (3.1-8)$$

Die örtliche Nusselt-Zahl ist wiederum von der Reynolds-Zahl abhängig. Für die Berechnung der Nusselt-Zahl werden daher die folgenden drei Bereiche unterschieden.

1. turbulente Strömung mit $Re \geq 10^4$
2. Übergangsbereich mit $2300 \leq Re \leq 10^4$
3. laminare Strömung mit $Re \leq 2300$

Im Bereich der turbulenten Strömung mit den Randbedingungen $10^4 \leq Re \leq 10^6$, $0,1 \leq Pr \leq 1000$, $\frac{d_i}{l} \leq 1$ wird die örtliche Nusselt-Zahl über die Gleichung von Glienisky [23] bestimmt.

$$Nu_{x,tur,\vartheta} = \frac{\left(\frac{\xi_K}{8}\right) \cdot Re \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\xi_K}{8}} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \cdot \left(1 + \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{d}{x}\right)^{\frac{2}{3}}\right) \quad (3.1-9)$$

In dieser Gleichung ist ξ der Rohrreibungsbeiwert nach Konakov. Die Gleichung gilt für scharfkantige Einläufe und plötzliche Querschnittsveränderungen in Rohren.

Im laminaren Bereich lässt sich die Nusselt-Zahl über folgende Formel berechnen:

$$Nu_{x,lam,\vartheta} = \left[49,371 + (Nu_{x,\vartheta,2} - 0,7)^3 + Nu_{x,\vartheta,3}^3\right]^{\frac{1}{3}} \quad (3.1-10)$$

mit

$$Nu_{x,\vartheta,2} = 1,615 \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d_i}{x}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.1-11)$$

und

$$Nu_{x,\vartheta,3} = \left(\frac{2}{1 + 22 \cdot Pr}\right)^{\frac{1}{6}} \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d_i}{x}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.1-12)$$

Im Übergangsbereich von laminarer zur turbulenter Strömung mit der Randbedingungen $2300 \leq Re \leq 10^4$ wird die Nusselt-Zahl über folgende Formel berechnet:

$$Nu_{x,\ddot{u};\vartheta} = (1 - \gamma) \cdot Nu_{x,lam,2300} + \gamma \cdot Nu_{x,tur,10^4} \quad (3.1-13)$$

mit

$$\gamma = \frac{Re - 2300}{10^4 - 2300} \text{ und } 0 \leq \gamma \leq 1 \quad (3.1-14)$$

$Nu_{x,lam,2300}$ und $Nu_{x,tur,10^4}$ sind in diesem Fall die örtlichen Nusselt-Zahlen bei den jeweiligen Reynolds-Zahlen. Je nach Annahme (konstante Wandtemperatur oder konstante Wärmestromdichte) wird die lokale Nusselt-Zahl über unterschiedliche Formeln berechnet. Da in diesem Fall die Wärmeübertragung auf der Sekundärseite durch den guten Wärmeübergang beim Verdampfen wesentlich höher sein wird als auf der Primärseite, wird in dieser Arbeit die Annahme einer konstanten Wandtemperatur getroffen. $Nu_{x,tur,10^4}$ und $Nu_{x,lam,2300}$ können demnach über die Formeln 3.1-9 und 3.1-10 berechnet werden.

Ist die Wärmeübertragung auf der Sekundärseite z.B. aufgrund einer geringen Reynolds-Zahl gering, kann die Turbulenz in den Rohren durch spezielle Einbauten erhöht werden. Wie in der Arbeit von Goebel [24] untersucht, kann so die Baugröße des Rekuperators verringert werden. Da im weiteren Verlauf der hier vorliegenden Arbeit keine Turbulenzerhöher verwendet werden, wird in dieser Arbeit nicht näher auf die Berechnung von Wärmeübertragern mit Turbulenzerhöhern eingegangen.

3.1.3 Wärmeübergang Sekundärseite

Auf der Sekundärseite des Verdampfers findet die Verdampfung des Wassers statt. Um die Wärmeübergangskoeffizienten auf der Sekundärseite zu bestimmen, muss zwischen unterschiedlichen Siedezuständen unterschieden werden. Grundsätzlich wird zwischen Behälter- und Strömungssieden unterschieden. In dem Fall des Großwasserraumkessels muss der Fall des Behältersiedens näher betrachtet werden. Hier wird in Anhängigkeit von der Übertemperatur ($T_W - T_S$) zwischen folgenden drei Formen des Behältersiedens unterschieden.

1. konvektives (freies) Sieden
2. Blasensieden
3. Filmsieden

Beim konvektiven Sieden ist die Übertemperatur sehr gering und die Flüssigkeit verdampft nur an der Flüssigkeitsoberfläche. Der Wärmeübergang erfolgt über freie Konvektion.

Ab einer bestimmten Übertemperatur, welche vom Siededruck und den Eigenschaften der Heizwand abhängig ist, kommt es zum Blasensieden. Dabei entstehen Dampfblasen, die sich von der Heizwand ablösen. Der Wärmeübergangskoeffizient steigt dabei im Vergleich zum konvektiven Sieden stark an.

Steigt die Übertemperatur weiter, bildet sich schließlich ein geschlossener Dampffilm, durch den die Wärmeübertragung nur noch über Strahlung und Wärmeleitung erfolgt. In Folge dessen nimmt der Wärmeübergang bei Filmverdampfung im Vergleich zum Blasensieden stark ab.

3.1.3.1 Konvektives Sieden

Für die Berechnung der Nusselt-Zahl bei konvektivem Sieden werden folgende Formeln verwendet:

$$Nu_{s,lam} = 0,6 \cdot (Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{4}} \quad \text{für } Gr \cdot Pr < 10^8 \quad (3.1-15)$$

$$Nu_{s,tur} = 0,15 \cdot (Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{3}} \quad \text{für } Gr \cdot Pr > 10^8 \quad (3.1-16)$$

Die Grashof-Zahl kann laut [23] als Funktion der Dichtedifferenz angegeben werden.

$$Gr = \frac{g \cdot L^3 \cdot |\rho - \rho_W|}{\rho_W \cdot \eta} \quad (3.1-17)$$

Dabei wird die charakteristische Länge $L = \pi \cdot d_a/2$ gesetzt. Die Dichte ρ entspricht der Dichte der siedenden Flüssigkeit und die Dichte ρ_W ist die Dichte des flüssigen Wassers an der Wand. Das Wasser an der Wand weist einen Siedeverzug auf und sollte eigentlich dampfförmig vorliegen. Die Verdampfung findet jedoch nur an der Oberfläche der Flüssigkeit statt. Daher sind die Stoffdaten für flüssiges Wasser bei Wandtemperatur und zugehörigem Siededruck auszuwählen.

3.1.3.2 Blasensieden

Der Wärmeübergangskoeffizient beim Blasensieden wird laut VDI-Wärmeatlas [23] über folgende Formel berechnet:

$$\frac{\alpha}{\alpha_0} = \left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_0}\right)^n \cdot F_{p^*} \cdot C_W \quad (3.1-18)$$

Die Bezugswerte beziehen sich auf einen reduzierten Druck von $p^* = \frac{p}{p_c} = 0,1$ bei $\dot{q}_0 = 20000 \text{ W/m}^2$ und $\alpha_0 = 56000 \text{ W/(m}^2\text{K)}$. Wie schon erwähnt, sind die Werte von den Eigenschaften der Rohrwand abhängig, was über folgenden Korrekturfaktor berücksichtigt wird:

$$C_W = \left(\frac{R_a}{R_{a0}}\right)^{0,133} \cdot \left(\frac{b}{b_0}\right)^{0,5} \quad (3.1-19)$$

In dieser Gleichung ist R_a der Mittenrauhwert nach DIN 4762, mit dem Bezugswert $R_{a0} = 0,4 \mu\text{m}$. Die Wärmeeindringzahl $b = \sqrt{\lambda \cdot \rho \cdot c}$ wird auf den Wert von Kupfer bezogen. Für ein Edelstahlrohr ergibt sich ein Verhältnis von $\frac{b}{b_0} = \frac{7,73}{35,35} = 0,2187$. Die Druckabhängigkeit wird über folgende Kennzahlen berücksichtigt:

$$n = 0,9 - 0,3 \cdot p^{*0,15} \quad (3.1-20)$$

$$F_{p^*} = 1,73 \cdot p^{*0,27} + p^* \cdot \left(6,1 + \frac{0,68}{1 - p^{*2}}\right) \quad (3.1-21)$$

Werden die Rohre als Rohrbündel verbaut, kommt es durch die darunterliegenden Rohre zu einer Auftriebsströmung, wodurch der Wärmeübergang beim Blasensieden zusätzlich verstärkt wird. Dieser Effekt wird über folgende Formel berücksichtigt:

$$\bar{\alpha} = (\alpha_{eB} + f \cdot \alpha_{eK}) \cdot \left[1 + \left(2 + \frac{\dot{q} \cdot \phi}{1000 \frac{W}{m^2}} \right)^{-1} \right] \quad (3.1-22)$$

In dieser Formel liegt der Faktor f je nach Anströmgeschwindigkeit und Größe des Rohrbündels bei 0,5 bis 1,0. Bei einem Glattrohr kann das Flächenverhältnis $\phi = 1$ gesetzt werden. Formel 3.1-22 ist schwer physikalisch deutbar, liefert jedoch laut VDI-Wärmeatlas für Wasser-Ethanol-Gemische mit $f = 0,75$ gute Ergebnisse. Für die Auslegung in dieser Arbeit wurde als konservative Schätzung $f = 0,5$ angenommen.

3.1.3.3 Filmsieden

Wie bereits beschrieben, findet oberhalb einer gewissen Übertemperatur Filmsieden statt. Um den Wärmeübergang zu berechnen, muss die Temperatur bestimmt werden, ab welcher Filmsieden stattfindet. Dafür muss zunächst die maximale Wärmestromdichte des Blasensiedens über folgende Formel bestimmt werden:

$$q_{max} = K_1 \cdot \Delta h_V \cdot \rho_g^{0,5} \cdot \left(\sigma_l \cdot g \cdot (\rho_l - \rho_g) \right)^{0,25} \quad (3.1-23)$$

In diesem Fall ist σ_l die Oberflächenspannung des Wassers. Der Wert für K_1 beträgt bei Wasser 0,13. Anhand von q_{max} und Formel 3.1-18 lässt sich der maximale Wärmeübergaskoeffizient bei maximaler Wärmestromdichte bestimmen und über folgende Formel die maximale Übertemperatur berechnen, bei der stabile Blasenverdampfung auftritt:

$$\Delta T_{\text{Über}} = \frac{\dot{q}_{max}}{\alpha_{max}} \quad (3.1-24)$$

Oberhalb dieser maximalen Übertemperatur findet Filmverdampfung statt. Der Wärmeübergangskoeffizient bei Filmverdampfung ist laut [23] wie folgt definiert:

$$\alpha = \alpha_L + \alpha_S \cdot \left[0,75 + 0,25 \cdot \left(1 + 2,62 \cdot \frac{\alpha_L}{\alpha_S} \right)^{-1} \right] \quad (3.1-25)$$

In diesem Fall sind α_L und α_S die Wärmeübergangskoeffizienten für den Wärmeübergang mittels Leitung und Strahlung. Diese werden über folgende Formeln berechnet:

$$\alpha_L = 0,62 \cdot (d \cdot \Delta T)^{-\frac{1}{4}} \cdot \left[\frac{\lambda_g^3 \cdot \rho_g \cdot \Delta h \cdot \Delta \rho \cdot g}{\eta_g} \right] \quad (3.1-26)$$

$$\alpha_S = \frac{\sigma}{\frac{1}{\epsilon_W} + \frac{1}{\epsilon_L} - 1} \cdot \frac{T_W^4 - T_l^4}{T_W - T_l} \quad (3.1-27)$$

Die Stoffwerte werden über die Filmtemperatur mit $T_f = \frac{1}{2} \cdot (T_W - T_l)$ berechnet.

3.2 Überhitzer

Beim Überhitzer wird wie beim Verdampfer auf einen Rohrbündelwärmeübertrager aus Edelstahl zurückgegriffen. Dabei wird das Abgas (Primärseite) wie beim Verdampfer in den Rohren geführt. Der zu erhaltende Wasserdampf wird auf der Außenseite der Rohre vorbeigeführt und so erhitzt. Abbildung 3-5 zeigt den schematischen Aufbau des Überhitzers. Auf der Außenseite der Rohre sind in gleichen Abständen Umlenkmale installiert, wodurch sich je nach Verschaltung eine Art Kreuzgegenstrom oder Kreuzgleichstrom einstellt. Die Umlenkmale sind in Abbildung 3-5 durch senkrechte Striche zu den Wärmeübertragerrohren gekennzeichnet.

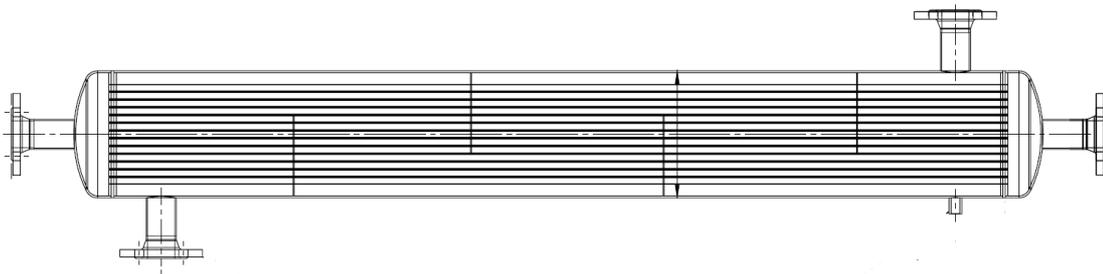


Abbildung 3-5: Aufbau des Überhitzers

Bei der Berechnung kann der Überhitzer ähnlich zu dem Vorgehen bei der Verdampferberechnung diskretisiert werden (vgl. Abbildung 3-3). Der Wärmeübergangskoeffizient auf der Rohraußenseite ist beim Überhitzer dabei eine Funktion der Reynolds-Zahl und Prandtl-Zahl. Aufgrund der komplexeren Strömungsführung auf der Rohraußenseite im Vergleich zum Verdampfer wird der Überhitzer jedoch nur im Abstand der Umlenkmale diskretisiert.

Demnach wird für jeden Bereich zwischen zwei Umlenkmale gemäß dem Vorgehen in Abbildung 3-6 ein Wärmedurchgangskoeffizient für das gesamte Rohrbündel bestimmt und anhand der mittleren Temperaturdifferenz zwischen den Fluiden eine übertragene Leistung berechnet. Da die mittlere Temperaturdifferenz zunächst unbekannt ist, wird diese zunächst aus den Eintrittstemperaturen der beiden Fluide bestimmt und in jedem Durchlauf der Iterationsschleife neu angepasst, bis die Differenz zwischen den Iterationsschritten $< 1 \text{ K}$ beträgt.

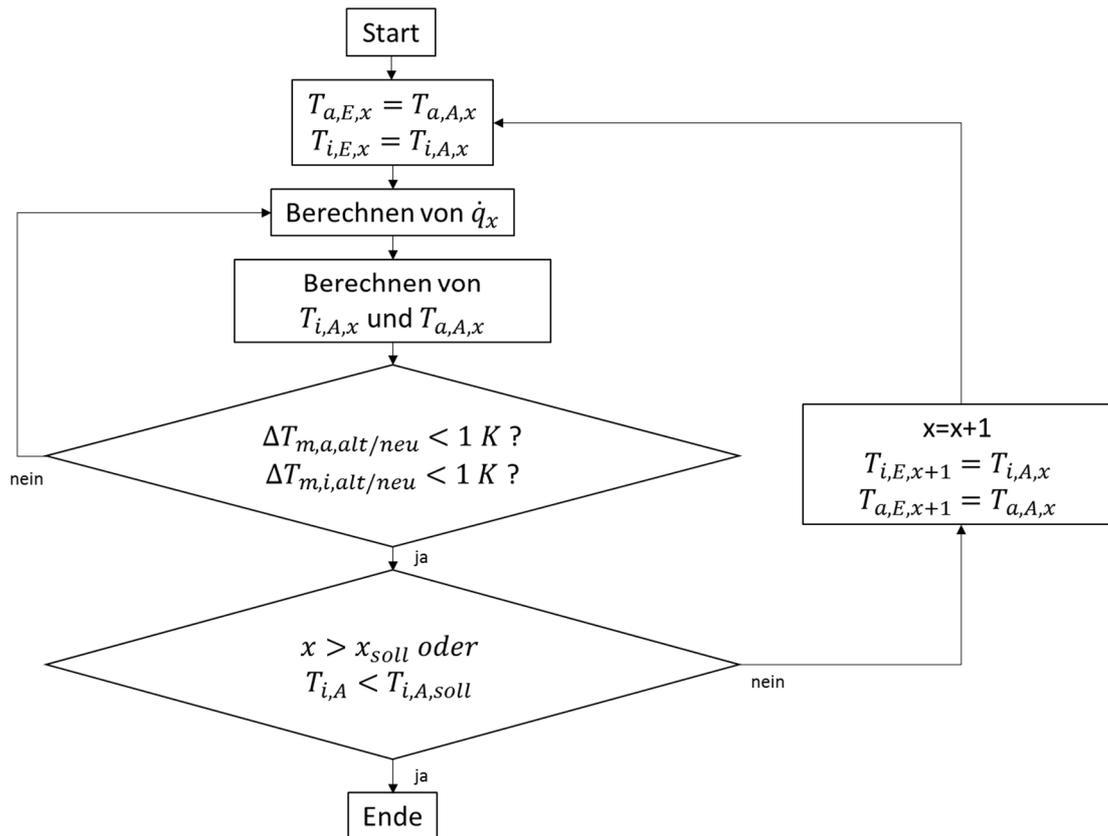


Abbildung 3-6: Iterativer Ansatz zur Berechnung des Überhitzers

Um den Wärmedurchgangskoeffizienten des diskretisierten Teils des Überhitzers zu bestimmen, müssen analog zu der Berechnung des Verdampfers die Wärmeübergangskoeffizienten auf der Innen- und Außenseite der Rohre bestimmt werden. Dabei wird für den inneren Wärmeübergangskoeffizienten das gleiche Vorgehen wie in Kapitel 3.1.2 verwendet. Für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten auf der Außenseite der Rohre (Sekundärseite) orientiert man sich an dem Vorgehen im VDI-Wärmeatlas für Rohrbündel mit Umlenkblechen [23]. Um die folgenden Berechnungen nachvollziehen zu können, sind die Hauptabmessungen des Überhitzers in Abbildung 3-7 dargestellt. Aufgrund der Umlenkung der Strömung über Umlenkbleche kommt es zu einer Strömung, welche teils quer, teils parallel zu den Rohrreihen verläuft (Abbildung 3-8). Aufgrund von unvermeidbaren Spalten zwischen Rohren und Umlenkblechen kommt es zu Leakageströmungen, welche in der Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten berücksichtigt werden müssen.

Im Strömungsgebiet werden zwei Zonen unterschieden, die Querströmungszone, welche sich in dem Bereich befindet, in dem sich die Umlenkbleche überlappen, und die Umlenkzone, welche den Bereich außerhalb der Querströmungszone darstellt (Abbildung 3-8).

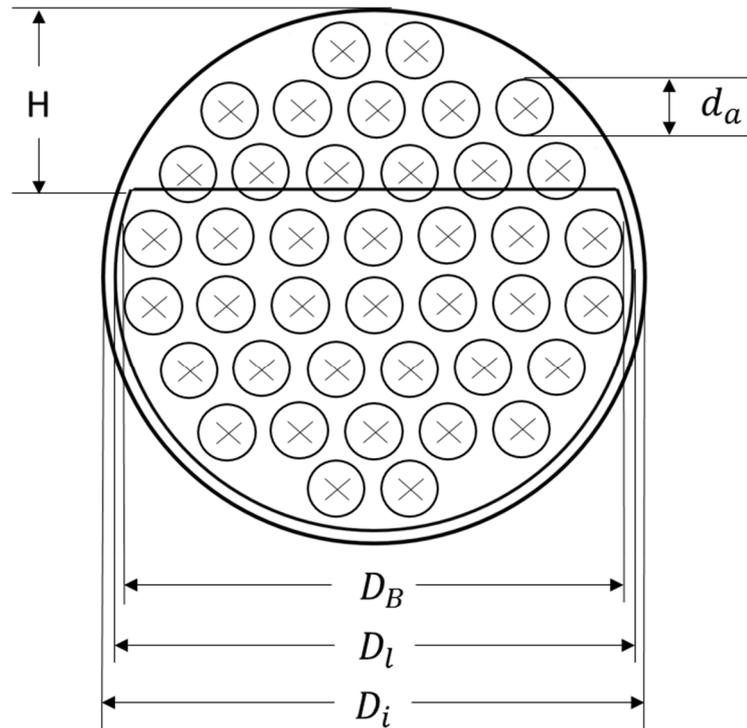


Abbildung 3-7: Bemaßungen des Rohrbündels

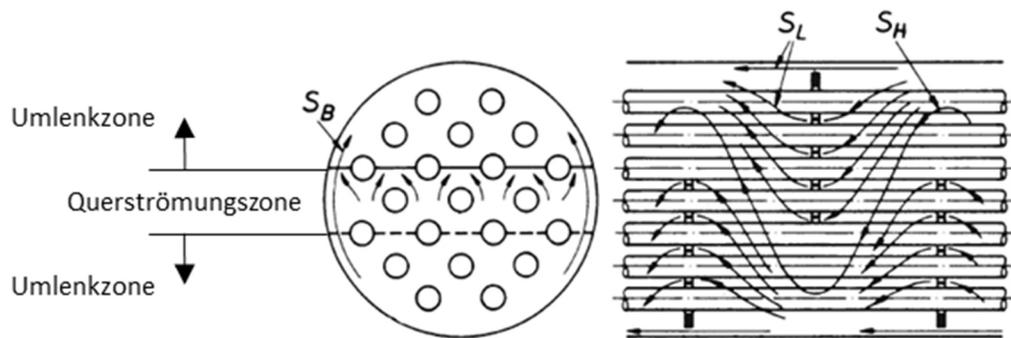


Abbildung 3-8: Schematische Darstellung der Strömungsführung in Außenraum eines Rohrbündelwärmeübertragers mit Umlenkblechen [23]

- S_H Hauptströmung
- S_L Leckströmung
- S_B Bypass-Strömung

Der mittlere Wärmeübergangskoeffizient auf der Außenseite der Rohre ist über folgende Formel definiert:

$$\alpha_{a,umlenk} = \frac{Nu_{a,umlenk} \cdot \lambda}{l} \quad (3.2-1)$$

Hierbei ist die Bezugslänge l die Überströmlänge eines Einzelrohres und entspricht dem halben äußeren Umfang. Die Nusselt-Zahl im Rohrbündelwärmeübertrager mit Umlenkblechen berechnet sich dabei über folgende Formel:

$$Nu_{a,umlenk} = f_W \cdot Nu_{quer} \quad (3.2-2)$$

In diesem Fall ist Nu_{quer} die mittlere Nusselt-Zahl in einem querdurchströmten Rohrbündel und f_W ein Korrekturfaktor für die Berücksichtigung der Leck- und Bypass-Strömungen. Die Nusselt-Zahl Nu_{quer} berechnet sich dabei wie folgt:

$$Nu_{quer} = f_N \cdot K \cdot Nu_{quer,ideal} \quad (3.2-3)$$

Die Anzahl der Rohrreihen wird hierbei über den Korrekturfaktor f_N und die Änderung der Stoffwerte des strömenden Mediums in der thermischen Grenzschicht, direkt an den beheizten/gekühlten Rohren über den Korrekturfaktor K berücksichtigt.

3.2.1 Berechnung der idealen Nusselt-Zahl

Die Nusselt-Zahl $Nu_{quer,ideal}$ wird über folgende Formel berechnet, wobei f_A den Korrekturfaktor für unterschiedliche Rohranordnungen gemäß Abbildung 3-9 darstellt:

$$Nu_{quer,ideal} = f_A \cdot Nu_{basis} \quad (3.2-4)$$

Hierbei ist

$$Nu_{basis} = 0,3 + \sqrt{Nu_{basis,lam}^2 + Nu_{basis,turb}^2} \quad (3.2-5)$$

wobei

$$Nu_{basis,lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re_{\psi,l}} \cdot \sqrt[3]{Pr} \quad (3.2-6)$$

und

$$Nu_{basis,turb} = \frac{0,037 \cdot Re_{\psi,l}^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re_{\psi,l}^{-0,1} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (3.2-7)$$

In diesem Fall sind die Reynolds-Zahl $Re_{\psi,l}$ und die Prandtl-Zahl wie folgt definiert:

$$Re_{\psi,l} = \frac{w \cdot l}{\psi \cdot \nu} \quad (3.2-8)$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (3.2-9)$$

Hierbei ist l wieder die Überströmlänge (halber äußerer Rohrumfang). Die Strömungsgeschwindigkeit berechnet sich über folgende Formel:

$$w = \frac{\dot{V}}{A_f} \quad (3.2-10)$$

mit

$$A_f = D_i \cdot S \quad (3.2-11)$$

In diesem Fall ist S der Abstand zwischen den Umlenkblechen. Es wird angenommen, dass der Abstand zwischen den Umlenkblechen und der Abstand zwischen den Rohrböden und dem ersten bzw. letzten Umlenkblech identisch ist. Der Hohlraumfaktor ψ ist eine Funktion des Querteilungsverhältnisses $a = s_1/d_a$ und des Längsteilungsverhältnisses $b = s_2/d_a$ gemäß der Abbildung 3-9.

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot a} \quad (\text{für } b \geq 1) \quad (3.2-12)$$

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot a \cdot b} \quad (\text{für } b < 1) \quad (3.2-13)$$

Für den Korrekturfaktor f_A gilt für fluchtende Rohranordnung

$$f_A = 1 + \frac{0,7 \cdot \left(\left(\frac{b}{a} \right) - 0,3 \right)}{\psi^{1,5} \cdot \left(\left(\frac{b}{a} \right) + 0,7 \right)^2} \quad (3.2-14)$$

und für die versetzte Rohranordnung

$$f_A = 1 + \frac{2}{3 \cdot b}. \quad (3.2-15)$$

$$a = \frac{s_1}{d_a} \quad b = \frac{s_2}{d_a}$$

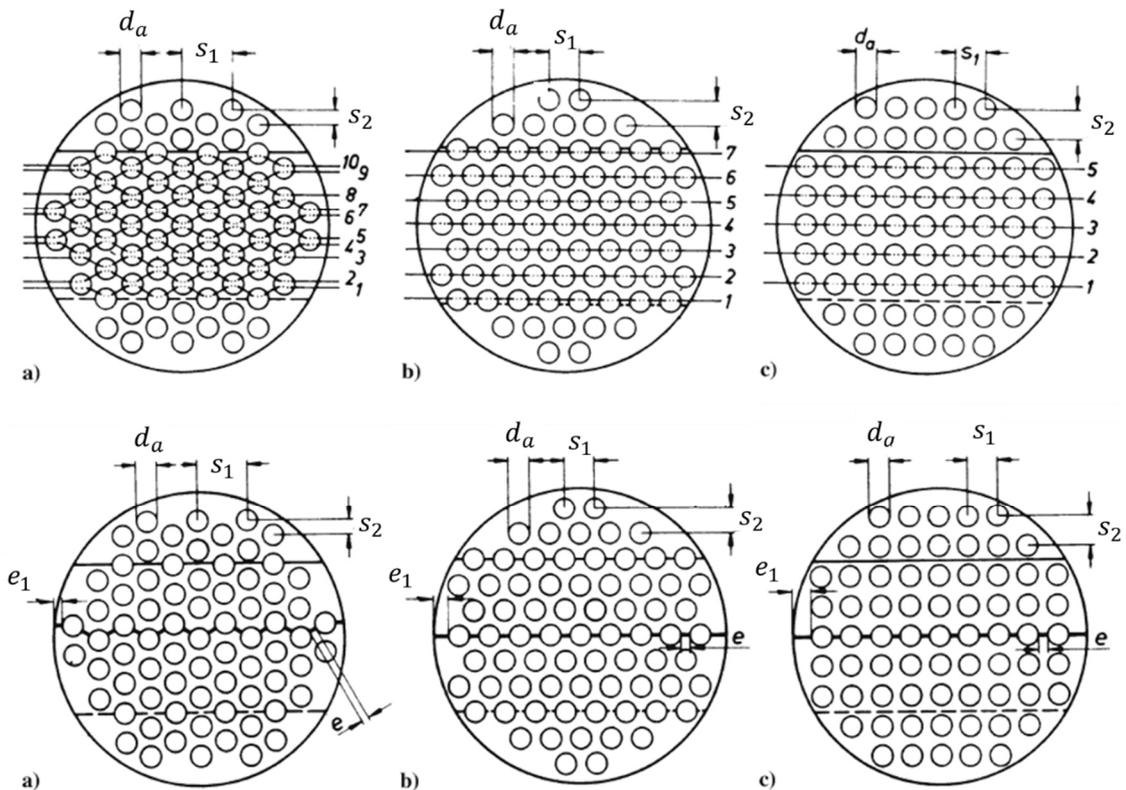


Abbildung 3-9: Ermittlung der Hauptwiderstände n_W in der Querströmung [23]

- a) versetzte Rohranordnung mit dem engsten Querschnitt in der Diagonalen ($b < 0,5\sqrt{2} \cdot a + 1$), $n_W = 10$
- b) versetzte Rohranordnung mit dem engsten Querschnitt senkrecht zur Anströmung ($b \geq 0,5\sqrt{2} \cdot a + 1$), $n_W = 7$
- c) fluchtende Rohranordnung, $n_W = 5$

3.2.2 Berechnung der Korrekturfaktoren

Für Rohrbündelwärmeübertrager mit mehreren hintereinander geschalteten Umlenkblechen wird aufgrund der unterschiedlichen Strömungsstruktur in den einzelnen Abschnitten zwischen den Umlenkblechen $f_N = 1$ eingesetzt.

Für gasförmige Medien wird der Korrekturfaktor K , welcher die Änderung der Stoffwerte in der Grenzschicht unmittelbar auf der Oberfläche der Rohre berücksichtigt, wie folgt berechnet:

$$K = \left(\frac{T_m}{T_w} \right)^{n_p} \quad (3.2-16)$$

Der Wert n_p hängt vom verwendeten Gas ab. Da es aktuell nur wenige Untersuchungen gibt, die sich mit der Bestimmung des Exponenten n_p beschäftigen, und dieser in den bekannten Untersuchungen kleine Werte annimmt, wird dieser zunächst gleich 0 gesetzt, wodurch der Korrekturwert K den Wert 1 annimmt.

Der Korrekturfaktor f_w , welcher die unterschiedlichen Strömungsführungen zwischen einem querdurchströmten Rohrbündel und einem Rohrbündelwärmeübertrager mit Umlenklechen berücksichtigt, wird über weitere drei Korrekturfaktoren wie folgt berechnet. Das Berechnungsverfahren ist anhand von Messwerten validiert, für die gilt $f_w \geq 0,3$.

$$f_w = f_G \cdot f_L \cdot f_B \quad (3.2-17)$$

mit

- f_G Geometriefaktor
- f_L Leckströmungsfaktor
- f_B Bypass-Strömungsfaktor

Der Geometriefaktor wird in diesem Fall wie folgt berechnet:

$$f_G = 1 - \frac{n_F}{n} + 0,524 \cdot \left(\frac{n_F}{n} \right)^{0,32} \quad (3.2-18)$$

Diese Gleichung ist laut VDI-Wärmeatlas für den Fall validiert, bei dem gilt $n_F/n \leq 0,8$ und $0,2 \leq S/D_i \leq 1,0$. Hierbei ist S der Abstand zwischen den Umlenklechen und D_i der Innendurchmesser des Mantelrohrs. In Formel 3.2-18 ist n die Gesamtanzahl der Rohre im Wärmeübertrager. Der Wert n_F ist hier die Anzahl der Rohre in der Umlenkzone gemäß Abbildung 3-8. Rohre, die zur Hälfte in der Umlenkzone und zur Hälfte in der Querströmungszone liegen, werden auch nur zur Hälfte im Wert n_F berücksichtigt.

Der Leckströmungsfaktor f_L berücksichtigt den Einfluss der Leckströmungen an den Spalten zwischen Umlenklech und Wärmeübertrager-Rohren und wird über folgende Gleichung berechnet:

$$f_L = 0,4 \cdot \frac{A_{SRU}}{A_{SG}} + \left(1 - 0,4 \cdot \frac{A_{SRU}}{A_{SG}} \right) \cdot e^{(-1,5 \cdot R_L)} \quad (3.2-19)$$

Das Verfahren ist anhand von Messwerten validiert für die gilt $R_L \leq 0,8$. Das Verhältnis R_L ist dabei wie folgt definiert:

$$R_L = \frac{A_{SG}}{A_E} \quad (3.2-20)$$

A_E ist hierbei die kleinste Querschnittsfläche für die Querströmung, gemessen auf der mittleren Rohrreihe gemäß Abbildung 3-9 und ist wie folgt definiert:

$$A_E = S \cdot L_E \quad (3.2-21)$$

Hierbei ist L_E die Summe der kürzesten Querschnittsstrecken e zwischen den Rohren und den kürzesten Verbindungsstrecken zwischen den beiden äußeren Rohren zum Mantel. L_E berechnet sich gemäß Abbildung 3-9 über $L_E = 2 \cdot e_1 + \sum e$.

A_{SG} stellt die Summe der Spalte am Umlenklech dar und setzt sich aus den Spaltflächen zwischen Umlenklech und Rohren (A_{SRU}) und der Spaltfläche zwischen Umlenklech und Mantel (A_{SMU}) wie folgt zusammen:

$$A_{SG} = A_{SRU} + A_{SMU} \quad (3.2-22)$$

mit

$$A_{SRU} = \left(n - \frac{n_F}{2}\right) \cdot \frac{\pi \cdot (D_B^2 - d_a^2)}{4} \quad (3.2-23)$$

$$A_{SMU} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_i^2 - D_l^2) \cdot \frac{360 - \gamma}{360} \quad (3.2-24)$$

Hierbei stellen D_B den Rohrbündeldurchmesser, d_a den äußeren Rohrdurchmesser, D_i den inneren Manteldurchmesser und D_l den Durchmesser der Umlenkleche dar. γ ist in diesem Fall der Zentriwinkel des Kreisabschnitts in Winkelgrad und berechnet sich wie folgt:

$$\gamma = 2 \cdot \arccos\left(1 - \frac{2 \cdot H}{D_l}\right) \quad (3.2-25)$$

Hierbei werden H und D_l gemäß der Abbildung 3-7 eingesetzt.

Die Bypass-Strömung zwischen den äußeren Rohren und der Mantelwand wird über den Bypass-Strömungsfaktor f_B berücksichtigt, der wie folgt definiert ist:

$$f_B = e^{\left[-\beta \cdot R_B \cdot \left(1 - \sqrt[3]{\frac{2 \cdot n_S}{n_W}}\right)\right]} \quad \text{für } n_S < \frac{n_W}{2} \quad (3.2-26)$$

$$f_B = 1 \quad \text{für } n_S \geq \frac{n_W}{2} \quad (3.2-27)$$

Hierbei ist n_S die Anzahl der Abdichtungsstreifenpaare und n_W die Anzahl der Hauptwiderstände gemäß Abbildung 3-9. Sind keine Abdichtungsstreifen vorhanden, reduziert sich die Gleichung auf:

$$f_B = e^{[-\beta \cdot R_B]} \quad (3.2-28)$$

Das Verfahren ist anhand von Messwerten validiert für die gilt $R_B \leq 0,5$, wobei R_B wie folgt definiert ist:

$$R_B = \frac{A_B}{A_E} \quad (3.2-29)$$

A_E ist über Formel 3.2-21 definiert. A_B ist wie folgt definiert:

$$A_B = S \cdot (D_i - D_B - e) \quad (3.2-30)$$

$$A_B = 0 \quad \text{für } e > (D_i - D_B) \quad (3.2-31)$$

3.3 Druckverlustberechnung von Rohrbündelwärmeübertragern

Im Folgenden werden die verwendeten Berechnungsverfahren sowohl für die Berechnung der Druckverluste auf der Rohrrinnenseite als auch auf der Rohraußenseite vorgestellt.

3.3.1 Druckverlustberechnung auf der Rohrrinnenseite

Über die berechnete Reynolds-Zahl und die festgelegte Rohrrauigkeit kann parallel zu der Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten anhand der Grundlagen von Churchill [25] der Druckverlust innerhalb der durchströmten Rohre im Rohrbündelwärmeübertrager berechnet werden. Der Druckverlust berechnet sich dabei über folgende Formel.

$$\Delta p_{\text{Verlust}} = \sum \xi \cdot \frac{l}{d_h} \cdot \rho \cdot \frac{c^2}{2} \quad (3.3-1)$$

Hierbei ist l die Länge des diskretisierten Rohrstücks und d_h der hydraulische Durchmesser mit $d_h = 4 \cdot A/U$. Der Rohrreibungsbeiwert wird über folgende Formel bestimmt.

$$\xi = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + (A + B)^{-1,5} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (3.3-2)$$

mit

$$A = \left[-2,457 \cdot \ln \left(\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + \frac{\epsilon}{3,7 \cdot d} \right) \right]^{16} \quad (3.3-3)$$

$$B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad (3.3-4)$$

Zusätzlich zu dem Druckverlust im Rohr können die Druckverluste diverser Einbauten wie z.B. Rohrkrümmer, Kanalaufweitungen etc. über fest definierte Druckverlustbeiwerte [26] berechnet werden. Dafür wird folgende Formel verwendet.

$$\Delta p_{\text{Verlust}} = \sum \xi \cdot \rho \cdot \frac{c^2}{2} \quad (3.3-5)$$

Um die Druckverluste auf der Rohrrinnenseite der Rohrbündelwärmeübertrager zu berechnen, werden in dieser Arbeit zusätzlich zu den Druckverlusten in den Rohren die Druckverluste am Rohreintritt und Rohraustritt mit berücksichtigt. Dafür wird für den Eintritt ein Druckverlustbeiwert von 0,5 und für den Austritt ein Druckverlustbeiwert von 1 verwendet.

3.3.2 Druckverlustberechnung auf der Rohraußenseite

Im Überhitzer wird zusätzlich zu dem Druckverlust im Rohr der Druckverlust des Dampfes auf der Außenseite der Rohre berechnet. Dieser wird über folgende Grundgleichung aus dem VDI-Wärmeatlas [23] berechnet.

$$\Delta p = (n_u - 1) \cdot \Delta p_q + 2 \cdot \Delta p_{QE} + n_u \cdot \Delta p_F + \Delta p_S \quad (3.3-6)$$

Hierbei ist Δp_q der Druckverlust zwischen zwei benachbarten Umlenkblechen und Δp_{QE} der Druckverlust im ersten bzw. letzten Teilstück zwischen Rohrboden und Umlenkblech. Der Druckverlust Δp_F ist in diesem Fall der Druckverlust in der Umlenkzone und Δp_s der Druckverlust an dem Eintritts- bzw. Austrittsstutzen.

Der Druckverlust Δp_q berechnet sich wie folgt.

$$\Delta p_q = \Delta p_{Q,0} \cdot f_L \cdot f_B \quad (3.3-7)$$

mit

$$\Delta p_{Q,0} = \zeta \cdot n_W \cdot \frac{\rho \cdot w_e^2}{2} \quad (3.3-8)$$

Hierbei ist n_W die Anzahl der Hauptwiderstände in der Querströmungszone und w_e ist die Strömungsgeschwindigkeit am engsten Querschnitt des Manteldurchmessers, die sich wie folgt berechnet.

$$w_e = \frac{\dot{V}}{A_E} \quad (3.3-9)$$

Der Widerstandsbeiwert berechnet sich dabei wie folgt.

$$\zeta = \zeta_l \cdot f_{z,l} + \zeta_t \cdot f_{z,t} \cdot \left[1 - e^{\left[\frac{Re+1000}{2000} \right]} \right] \quad (3.3-10)$$

mit

$$\zeta_l = \frac{f_{a,l,v}}{Re} \quad (3.3-11)$$

$$f_{a,l,v} = \frac{280 \cdot \pi \cdot [(b^{0,5} - 0,6)^2 + 0,75]}{(4 \cdot a \cdot b - \pi) \cdot a^{1,6}} \quad (3.3-12)$$

$$\zeta_t = \frac{f_{a,t,v}}{Re^{0,25}} \quad (3.3-13)$$

$$f_{a,t,v} = 2,5 + \left(\frac{1,2}{(a - 0,85)^{1,08}} \right) \quad (3.3-14)$$

$$f_{z,l} = \left(\frac{\eta_w}{\eta} \right)^{\frac{0,57}{\left[\left(\frac{4 \cdot a \cdot b}{\pi} \right) \cdot Re \right]^{0,25}}} \quad (3.3-15)$$

$$f_{z,t} = \left(\frac{\eta_w}{\eta} \right)^{0,14} \quad (3.3-16)$$

Der Druckverlust Δp_{QE} berechnet sich wie folgt:

$$\Delta p_{QE} = \Delta p_{QE,0} \cdot f_B \quad (3.3-17)$$

mit

$$\Delta p_{QE,0} = \Delta p_{Q,0} \left(\frac{n_{WE}}{n_W} \right) \quad (3.3-18)$$

Der Druckverlust in der Umlenkzone berechnet sich über folgende Grundgleichung.

$$\Delta p_F = \sqrt{\Delta p_{F,l}^2 + \Delta p_{F,t}^2} \cdot f_z \cdot f_l \quad (3.3-19)$$

mit

$$\Delta p_{F,l} = \left[\frac{56}{\left(\frac{e \cdot w_z \cdot \rho}{\eta}\right)} \cdot n_{WF} + \frac{52}{\left(\frac{d_g \cdot w_z \cdot \rho}{\eta}\right)} \cdot \left(\frac{5}{d_g}\right) + 2 \right] \cdot \frac{\rho \cdot w_z^2}{2} \quad (3.3-20)$$

$$\Delta p_{F,t} = (0,6 \cdot n_{WF} + 2) \cdot \left(\frac{\rho \cdot w_z^2}{2}\right) \quad (3.3-21)$$

mit

$$d_g = \frac{4 \cdot A_F}{U_F} \quad (3.3-22)$$

$$A_F = A_{FG} \cdot A_{FR} \quad (3.3-23)$$

$$A_{FG} = \frac{\pi}{4} \cdot D_i^2 \cdot \left(\frac{\gamma}{360^\circ}\right) - \frac{(D_1 - 2 \cdot H) \cdot D_1}{4} \cdot \sin\left(\frac{\gamma}{2}\right) \quad (3.3-24)$$

$$A_{FR} = \frac{\pi}{4} \cdot d_a^2 \cdot \left(\frac{n_F}{2}\right) \quad (3.3-25)$$

$$U_F = \pi \cdot D_i \cdot \left(\frac{\gamma}{360^\circ}\right) + \pi \cdot d_a \cdot \left(\frac{u_F}{2}\right) \quad (3.3-26)$$

$$w_z = (w_e \cdot w_p)^{0,5} \quad (3.3-27)$$

$$w_p = \frac{\dot{V}}{A_F} \quad (3.3-28)$$

Der Druckverlust durch den Einlass- und Auslassstutzen berechnet sich über folgende Grundgleichung.

$$\Delta p_s = \zeta_s \cdot \frac{\rho \cdot w_s^2}{2} \quad (3.3-29)$$

mit

$$\zeta_{s,Ein} = 3,308 \cdot \left(\frac{d_s^2}{D_i^2 - n \cdot d_a^2}\right)^{1,14} \cdot \left(\frac{d_s}{D_i}\right) \cdot \left(\frac{D_B}{d_s}\right)^{2,4} \quad (3.3-30)$$

$$\zeta_{s,Aus} = 2,482 \cdot \left(\frac{d_s^2}{D_i^2 - n \cdot d_a^2}\right)^{1,14} \cdot \left(\frac{d_s}{D_i}\right) \cdot \left(\frac{D_B}{d_s}\right)^{2,4} \quad (3.3-31)$$

3.4 Kondensator

Als Kondensatortyp wurde eine Hybrid-Plattenwärmeübertrager ausgewählt. Hybrid-Plattenwärmeübertrager bieten aufgrund speziell profilierter Wärmeübertragerbleche die Möglichkeit, eine Art Kreuzgegenstrom in einem Plattenwärmeübertrager zu realisieren. Dabei bilden die Wärmeübertragerbleche auf der einen Seite gerade Rohrreihen, welche quer zur Strömungsrichtung umströmt werden. Abbildung 3-10 zeigt den schematischen Aufbau eines Hybrid-Plattenwärmeübertragers, der folgende Vorteile aufweist:

- hohe Wärmeübertragungskoeffizienten
- kompakte Bauweise
- geringe Druckverluste
- einfache Wartung und Instandhaltung

Dabei sind Hybrid-Plattenwärmeübertrager sehr gut für den Einsatz als Kondensator geeignet, da aufgrund der geraden Strömungsführung ein guter Kondensatabfluss gewährleistet ist.

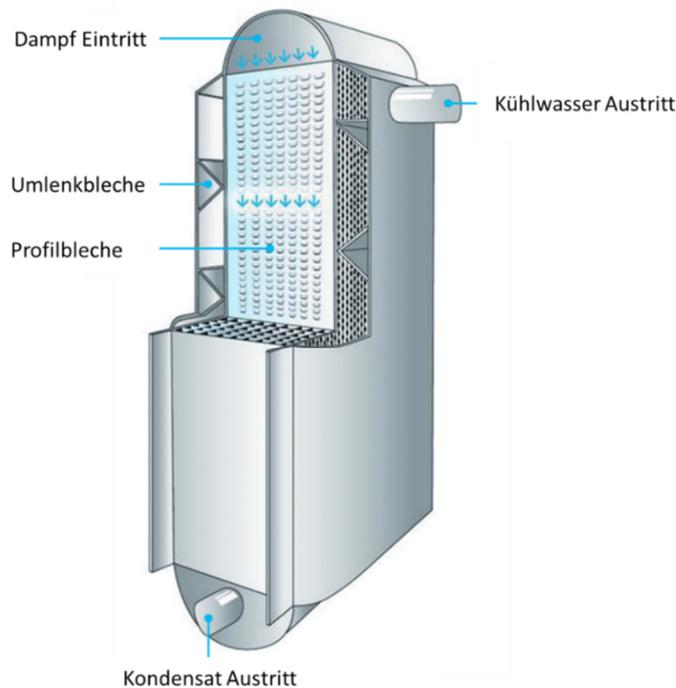


Abbildung 3-10: Schematischer Aufbau eines Hybrid-Plattenwärmeübertragers für den Kondensatorbetrieb [27]

Hybrid-Wärmeübertrager lassen sich aufgrund der komplexen Fluidströmung und der meist unbekanntem Profilierung der Wärmeübertragerbleche nur schwer auf rein theoretischem Wege berechnen. Daher wurde die Auslegung anhand der gegebenen Randbedingungen von der Zulieferungsfirma übernommen und der kA -Wert des Wärmeübertragers wurde dem Datenblatt entnommen.

Damit sind in Kapitel 3.1 bis 3.4 die Berechnungsverfahren definiert, die der Auslegung der Wärmeübertrager und der Berechnung der Kennlinien zugrunde liegen. Die Ergebnisse der Auslegungsrechnungen und der Kennlinienberechnung sind in Kapitel 4 dargestellt.

3.5 Turbine

Da der Verdampferdruck, wie in Kapitel 2.2 bereits beschrieben wurde, über die Kühlmitteltemperatur des Motors auf maximal 1,2 bar begrenzt ist, muss die Turbine bei einer Kondensationstemperatur von ca. 55 °C, was einem Kondensationsdruck von ca. 0,16 bar entspricht, ein relativ kleines Druckverhältnis bis maximal 7,5 bei einem möglichst hohen Wirkungsgrad realisieren können. Aus Kostengründen wird daher eine einstufige Turbine favorisiert. Für die Auswahl eines geeigneten Turbinentyps kann das Cordier-Diagramm in Abbildung 3-11 verwendet werden. Im Cordier-Diagramm können die idealen dimensionslosen Kennzahlen, die Laufzahl σ und die Durchmesserzahl δ für unterschiedliche

Typen von Kraft- und Arbeitsmaschinen abgelesen werden. Anhand der dimensionslosen Kennzahlen, welche über die Gleichungen 3.5-1 und 3.5-2 definiert sind, kann abgeschätzt werden, welcher Turbinentyp bei einer geforderten spezifischen Stutzenarbeit und einem definierten Volumenstrom am besten geeignet ist.

$$\sigma = n \cdot \frac{\sqrt{\dot{V}}}{(2 \cdot Y)^{\frac{3}{4}}} \cdot 2 \cdot \sqrt{\pi} \quad (3.5-1)$$

$$\delta = D \cdot \left(\frac{2 \cdot Y}{\dot{V}^2} \right)^{\frac{1}{4}} \cdot \frac{\sqrt{\pi}}{2} \quad (3.5-2)$$

Anhand dieser Gleichungen ist zu erkennen, dass die Laufzahl für kleine Volumenströme und hohe Stutzenarbeit kleine Werte annimmt und die Durchmesserzahl unter gleichen Voraussetzungen große Werte. Dies zeigt, dass im kleinen Leistungsbereich radiale Strömungsmaschinen bevorzugt verwendet werden sollten. Da das hier zu untersuchende Anlagenkonzept für kleine bis mittlere Leistungen ausgelegt werden soll, wird im Folgenden die Anwendung einer Turbine mit zentripetaler Zuströmung und axialer Abströmung untersucht. Dieses Turbinenkonzept wird in der Literatur auch als Radial-Inflow-Turbine bezeichnet und kommt, wie im Folgenden noch gezeigt wird, bereits erfolgreich in Abgasturboladern und ORC-Anlagen bei ähnlichen Volumenströmen und Druckverhältnissen bei gemessenen Wirkungsgraden von > 80 % zum Einsatz.

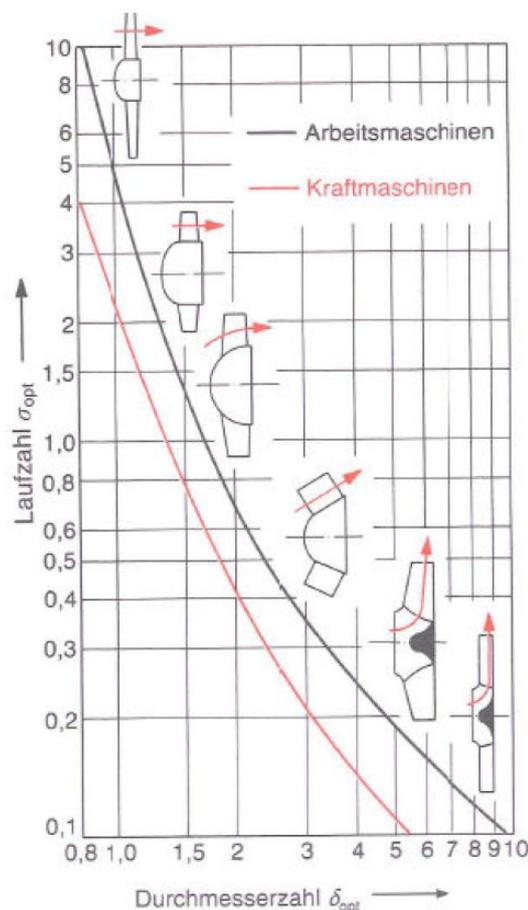


Abbildung 3-11: Cordier-Diagramm für Kraft- und Arbeitsmaschinen [28]

Wie in Kapitel 3.5.1 gezeigt wird, können mit einfachen, eindimensionalen Berechnungsverfahren mit geringem Rechenaufwand bereits gute Ergebnisse bei der Auslegung und Leistungsberechnung von Radial-Inflow-Turbinen erreicht werden. Ziele der Turbinenauslegung in dieser Arbeit sind die Dimensionierung der Hauptkomponenten der Turbine und die Berechnung der maximal möglichen Druckdifferenz in einer Stufe. Die Leistungsberechnung der Turbine, welche ein eindimensionales Verlustmodell beinhaltet, wird in die thermodynamische Simulation eingebunden und soll dazu dienen, das Teillastverhalten des Kreislaufs besser abbilden zu können als über die vordefinierten massenstrombasierten Kennlinien.

3.5.1 Stand der Wissenschaft und Technik

Die Vorauslegung von Radial-Inflow-Turbinen basiert im Wesentlichen auf der eindimensionalen Stromfadentheorie. Diese basiert auf der Berechnung einer Strömung anhand eines repräsentativen Stromfadens, bei dem sich die Zustandsgrößen des Fluides nicht über den Querschnitt des Stromfadens, sondern nur in Strömungsrichtung ändern. Anhand der eindimensionalen Stromfadentheorie und empirischen Gleichungen können die idealen Strömungsdreiecke und die Geometrie der Turbine berechnet werden. Die empirischen Formeln dazu wurden bereits in den 1960er Jahren entwickelt, wie zahlreiche Veröffentlichungen belegen [29–33], bilden aber immer noch die Grundlage für aktuelle Arbeiten zur Verbesserung der Auslegungsverfahren von Radial-Inflow-Turbinen, wie die folgenden Arbeiten zur Optimierung der Auslegungsverfahren zeigen.

Da Radial-Inflow-Turbinen im kleinen Leistungsbereich in den meisten Anwendungsfällen sehr hohe Umfangsgeschwindigkeiten des Rotors aufweisen, sind die Optimierungsmöglichkeiten im Vergleich zu Axialturbinen begrenzt. Radial-Inflow-Turbinen sind aufgrund der hohen Umfangsgeschwindigkeit hohen Fliehkräften ausgesetzt, wodurch nur radiale Schaufelelemente im Rotor zur Anwendung kommen können, um die Biegebeanspruchung der Schaufeln so gering wie möglich zu halten [34]. Ebenfalls sind die Schaufeln nicht profiliert, wodurch die Möglichkeiten der Optimierung ebenfalls begrenzt werden.

Aufbauend auf den Grundlagen der eindimensionalen Auslegung und den so berechneten Strömungsdreiecken wurden verschiedene empirische Verlustmodelle für die Berechnung der Verluste in Radial-Inflow-Turbinen erstellt [33,35–37]. Mit zunehmender Rechnerleistung konnten die Verlustmodelle anhand von numerischen Strömungssimulationen (CFD) validiert und angepasst werden. Suhrmann et al. [38] veröffentlichten 2010 die Ergebnisse der Validierung von bereits bekannten Verlustmodellen für Radial-Inflow-Turbinen und entwickelten ein verbessertes Verlustmodell zur Prognose der einzelnen Verluste. Die Validierung erfolgt über CFD, welche wiederum anhand von veröffentlichten Messwerten aus der Literatur validiert wird. Anhand des validierten CFD-Modells wird der Einfluss der Verluste aufgrund folgender Einflussfaktoren untersucht:

- Fehlanströmung am Rotor Eintritt,
- Spaltströmung zwischen Rotor und Stator,
- Reibung,
- Sekundärströmungen,
- kinetischer Strömungsenergie am Turbinenausstritt.

Das Ergebnis ist ein Verlustmodell, welches sich aus den Verlustkorrelationen diverser Arbeiten zusammensetzt. Suhrmann et al. zeigen, dass unterschiedliche empirische Modelle zu stark unterschiedlichen Ergebnissen kommen, jedoch nach Validierung der empirischen Verlustmodelle ein hinreichend genaues eindimensionales Verlustmodell erstellt werden kann.

Anhand der Literatur zur einfachen eindimensionalen Turbinenauslegung wurden zahlreiche Optimierungsverfahren entwickelt, um die Turbinenauslegung auf definierte Zielgrößen hin zu optimieren, wie z.B. Gewicht, Wirkungsgrad, Baugröße etc.. Ventura et al. [39] veröffentlichten 2012 ein Vorgehen zur Auslegung von Radial-Inflow-Turbinen. Dafür wird ein Versuchsraum aus den dimensionslosen Kennzahlen „flow coefficient“ ϕ und „head coefficient“ ψ definiert, über welchen das optimale Turbinendesign definiert wird. Ventura et al. kombinieren dabei die Grundlagen der Turbinenauslegung nach Baines et al. [40] mit einem eindimensionalen empirischen Verlustmodell. Die Ergebnisse der Turbinenauslegung werden mit experimentellen Daten aus der Literatur verglichen. Hierfür werden zum einen die Geometriedaten einer Referenzturbinen aus der Literatur verwendet. Die Ergebnisse zeigen, dass das verwendete Verlustmodell gute Ergebnisse liefert und eine Abweichung von zwei Prozentpunkten zu den experimentellen Daten der Referenzturbinen aufweist. Bei einem Wirkungsgrad der Referenzturbinen von 86 % kann das verwendete eindimensionale Verlustmodell als hinreichend genau bezeichnet werden. Der Vergleich unterschiedlicher Verlustmodelle, angewandt auf eine andere Referenzturbinen, zeigt, dass alle eindimensionalen Verlustmodelle zu ähnlichen Ergebnissen kommen und sich in einem Bereich von ca. \pm zwei Prozentpunkten unterscheiden. Die Ergebnisse von Suhrmann [38] und Ventura [39] zeigen damit, dass anhand der eindimensionalen Stromfadentheorie und der empirischen Auslegungsverfahren und Verlustmodelle hoch effiziente Radial-Inflow-Turbinen mit Wirkungsgraden > 85 % ausgelegt und Leistungsprognosen von Bestandsturbinen mit hoher Genauigkeit erstellt werden können. Die Auslegung und Leistungsprognose von Radial-Inflow-Turbinen anhand der eindimensionalen Stromfadentheorie lässt jedoch keine Optimierung in Bezug auf die dreidimensionale Turbinengeometrie zu.

Die Verwendung von CFD und Festigkeitsberechnungen mittels FEM ermöglicht ein größeres Feld der Optimierungsmöglichkeiten. Ein Beispiel für die optimierte Auslegung mittels eindimensionaler Stromfadentheorie in Kombination mit CFD und Festigkeitsberechnungen mittels FEM liefert Deng [41][42] in seiner zweiteiligen Veröffentlichung

von 2018. Der Ansatz besteht zum einen aus einem automatisierten Ansatz zur Vorauslegung anhand der eindimensionalen Stromfadentheorie und zum anderen aus einem multikriteriellen, dreidimensionalen Ansatz über CFD zur Optimierung des Turbinenwirkungsgrads, des Turbinengewichts und der mechanischen Belastung. Deng kommt zu dem Ergebnis, dass die eindimensionale Vorauslegung bereits zu sehr guten Ergebnissen in Bezug auf den Turbinenwirkungsgrad führt und diese damit eine entscheidende Rolle bei der Turbinenauslegung spielt. Über den dreidimensionalen Ansatz können das Gewicht der Turbine und die mechanische Belastung jedoch zusätzlich signifikant reduziert werden.

Wie die oben aufgeführten Quellen belegen, wurden bereits zahlreiche Untersuchungen zur Optimierung der Auslegungsverfahren von Radial-Inflow-Turbinen veröffentlicht. Wie die Validierung anhand von Bestandsanlagen zeigt, liefern eindimensionale Berechnungsverfahren bereits sehr gute Prognosen in Bezug auf den Turbinenwirkungsgrad und das ideale aerodynamische Design der Turbine. Da in dieser Arbeit der Fokus auf der Realisierbarkeit und Wirtschaftlichkeit des Gesamtkonzepts liegt, wird hier nicht weiter auf die Detailauslegung mittels CFD und FEM eingegangen. Daher wird im Folgenden das verwendete eindimensionale Berechnungsverfahren beschrieben, welches die Grundlage für weitere Arbeiten zur Auslegung und Kreislaufsimulation bildet. Im Folgenden wird zwischen der Turbinenauslegung und der Leistungsberechnung einer Bestandsturbine in Voll- und Teillastfall unterschieden. Die Turbinenauslegung enthält eine Abschätzung des maximal möglichen Druckverhältnisses und Wirkungsgrades. Die Berechnung der Bestandsturbine findet in der thermodynamischen Simulation Anwendung, um den Wirkungsgrad und das Druckverhältnis der Turbine in Teillastzuständen zu bestimmen.

3.5.2 Aufbau, Nomenklatur und Bemaßung

Die Radialturbine ist vergleichbar mit der Francisturbine und wird hauptsächlich mit kompressiblen Medien betrieben. Grundsätzlich kann zwischen folgenden Bauformen unterschieden werden.

1. Spiralgehäuse + Rotor + Diffusor
2. Spiralgehäuse + Stator + Rotor + Diffusor

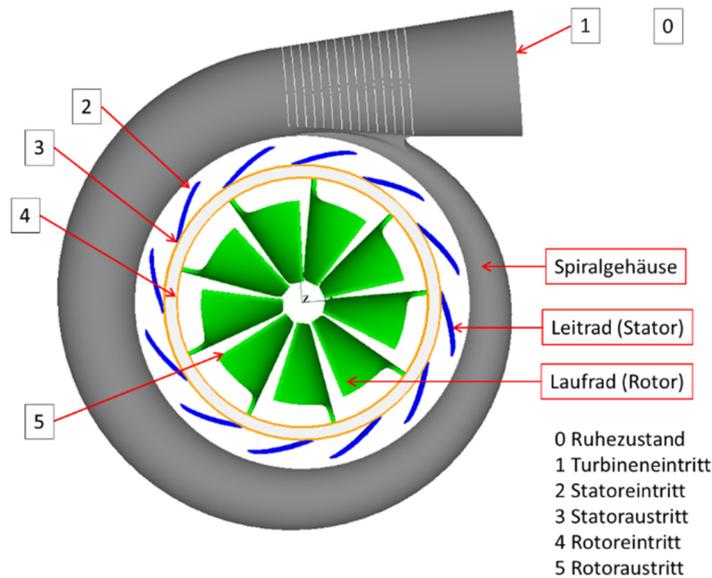


Abbildung 3-12: Aufbau und Nomenklatur der verwendeten Radial-Inflow-Turbine

Das Arbeitsmedium strömt mit dem Zustand 1 in das Spiralgehäuse. Es verlässt das Spiralgehäuse mit dem Zustand 2 und strömt dem Stator radial zu. Im Stator wird das Arbeitsmedium beschleunigt und expandiert auf den Zustand 3. Durch die Querschnittsänderung zwischen Statoraustritt und Rotoreintritt expandiert es auf den Zustand 4. Das Arbeitsmedium strömt dem Rotor radial mit dem Zustand 4 zu. Im Rotor wird das Fluid von radialer in axiale Richtung umgelenkt und verlässt den Rotor mit dem Zustand 5.

Um die Theorie zur eindimensionalen Berechnung der Turbine nachzuvollziehen, muss die Nomenklatur für die Bemaßung festgelegt werden. In Abbildung 3-13 und Abbildung 3-14 sind hierfür alle erforderlichen Maße dargestellt.

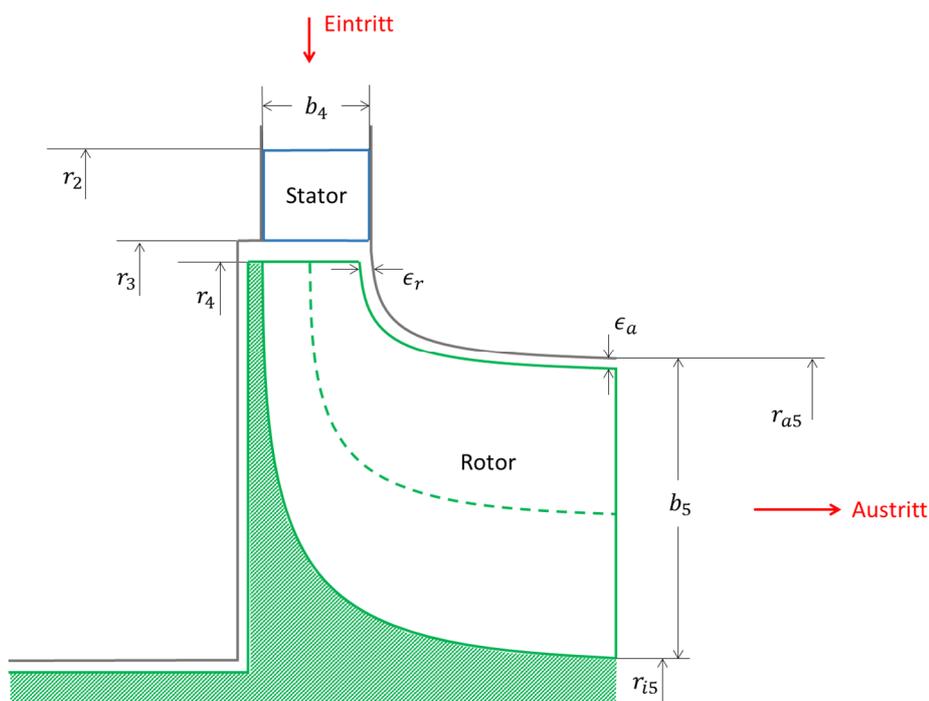


Abbildung 3-13: Nomenklatur der Turbinen-Bemaßung

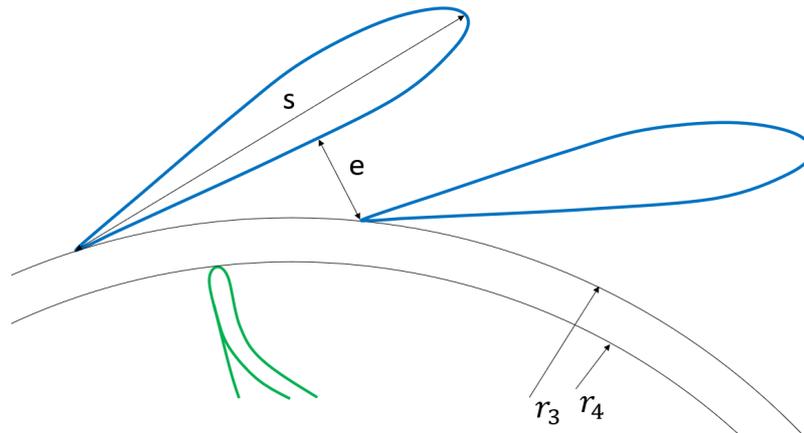


Abbildung 3-14: Nomenklatur der Stator-Bemessung

3.5.3 Eindimensionale Theorie der Turbinenstufe

Um die Leistung, den Druckverlust und die Geschwindigkeiten am Ein- und Austritt der einzelnen Komponenten der Turbine abschätzen zu können, werden Strömungsdreiecke verwendet. Die Strömungsdreiecke für den Rotoreintritt und -austritt bei schaufelkongruenter An- und Abströmung und drallfreiem Austritt sind in Abbildung 3-15 dargestellt.

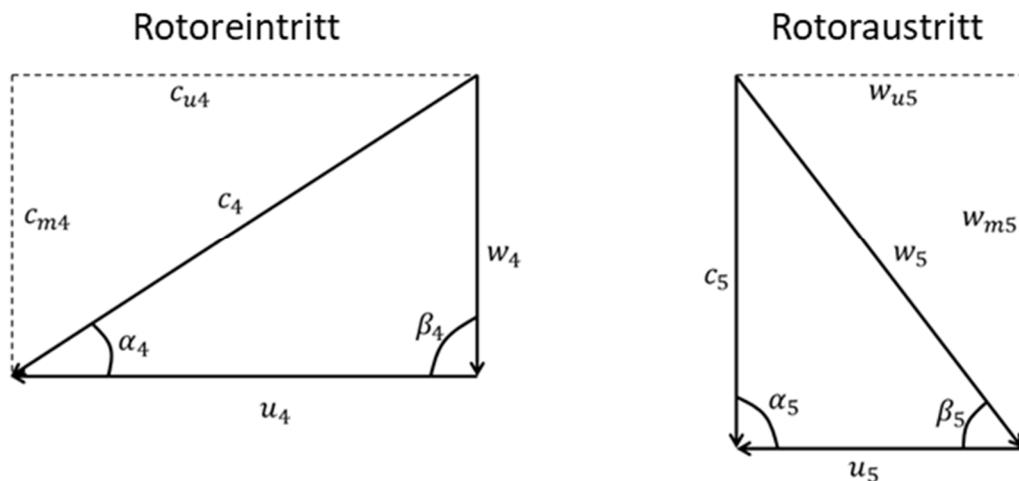


Abbildung 3-15: Strömungsdreiecke am Rotoreintritt- und -austritt

Ist die Anströmung des Rotors nicht schaufelkongruent, wird von einer Anströmung unter negativer oder positiver Inzidenz gesprochen. In Abbildung 3-16 ist das Geschwindigkeitsdreieck für eine Anströmung unter negativer Inzidenz dargestellt. Das schwarze Geschwindigkeitsdreieck ist dabei das Geschwindigkeitsdreieck unter der Annahme von schaufelkongruenter Anströmung.

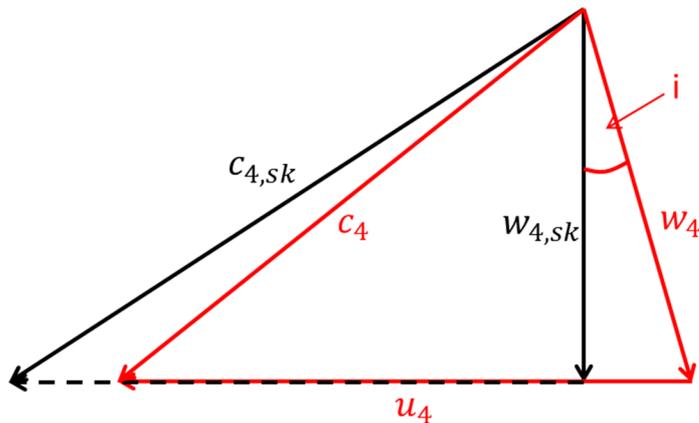


Abbildung 3-16: Geschwindigkeitsdreieck am Rotoreintritt bei negativer Inzidenz (schwarz = schaufelkongruente Anströmung)

Anhand der Geschwindigkeitsdreiecke und der Strömungsmaschinenhauptgleichung kann die spezifische Stutzenarbeit der Strömungsmaschine berechnet werden. Die Formel zur Berechnung der spezifischen Stutzenarbeit ist wie folgt definiert:

$$Y = u_4 \cdot c_{u4} - u_5 \cdot c_{u5} \quad (3.5-3)$$

Wird von drallfreier Abströmung ausgegangen, lässt sich die Formel wie folgt vereinfachen:

$$Y = u_4 \cdot c_{u4} \quad (3.5-4)$$

Anhand der spezifischen Stutzenarbeit und des Massenstroms kann die Leistung der Turbine wie folgt berechnet werden:

$$P = Y \cdot \dot{m} \quad (3.5-5)$$

Um nun die Zustandsgrößen an den einzelnen Punkten der Turbine bestimmen zu können, muss die Energieumsetzung innerhalb des Stufenelements ermittelt werden. Wird der Turbinenprozess als isentrop betrachtet, sieht die Zustandsänderung des Fluides in der Radialturbine bei Darstellung im h-s-Diagramm wie folgt aus.

Vom Zustand 0 zum Zustand 4 findet eine Änderung der Enthalpie ausschließlich aufgrund der Beschleunigung des Fluides im Absolutsystem statt. Die Berechnung der Enthalpieänderung vom Zustand 4 zum Zustand 5 basiert auf der Eulerschen Strömungsmaschinenhauptgleichung für Kraftmaschinen. Im Rotor findet eine Enthalpieänderung aufgrund der Änderung der Umfangsgeschwindigkeit des Rotors am Ein- und Austritt und einer Beschleunigung der Strömung im Relativsystem statt.

Werden die Verluste, welche bei der Energieumwandlung in der Turbine auftreten, berücksichtigt, sieht der Verlauf der Zustandsänderung des Fluides im h-s-Diagramm wie folgt aus (Abbildung 3-18).

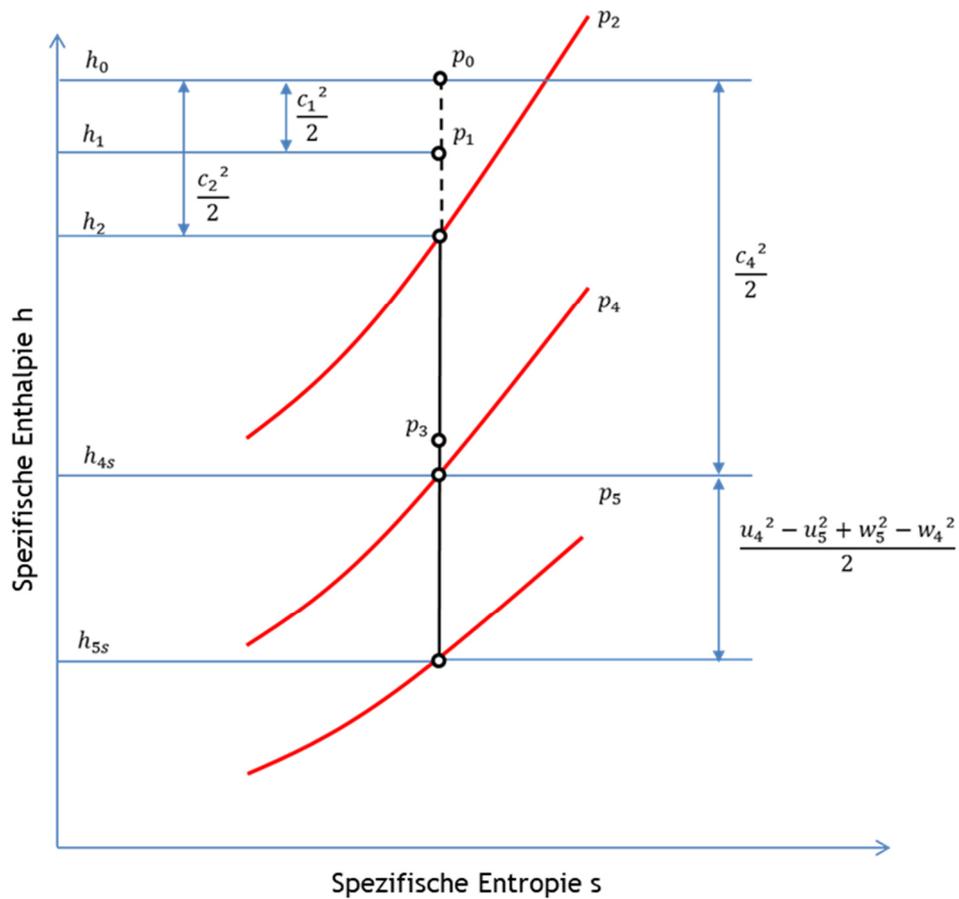


Abbildung 3-17: h-s-Diagramm der isentropen Zustandsänderung in der Turbinenstufe (Radialturbine)

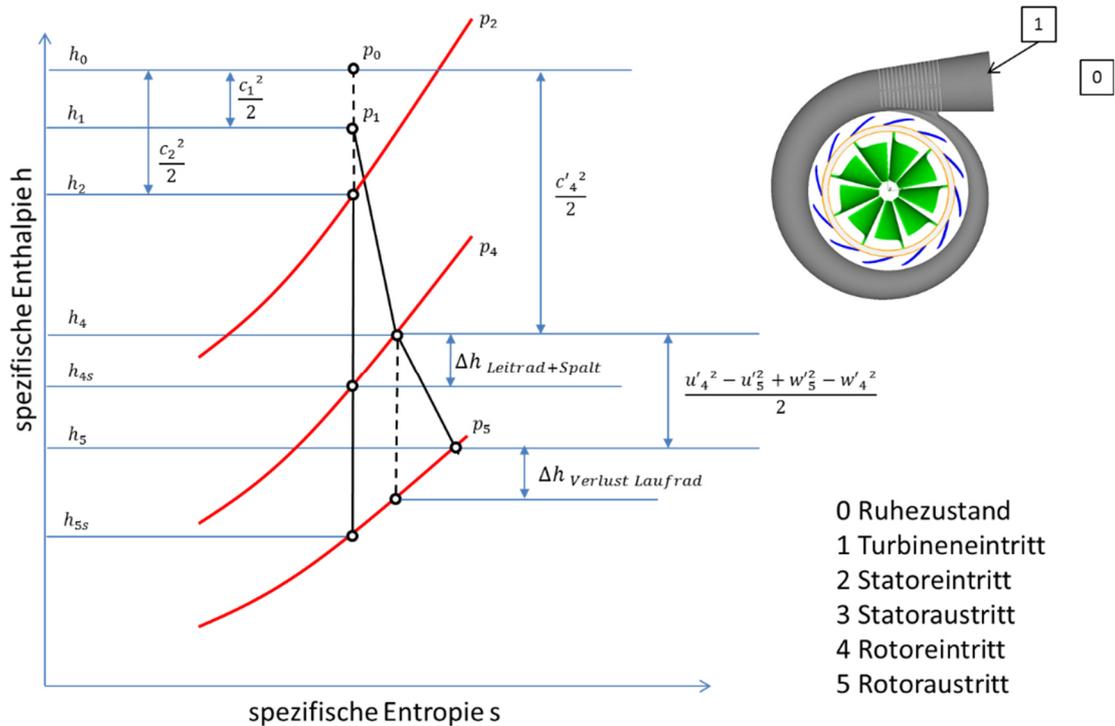


Abbildung 3-18: h-s-Diagramm der Zustandsänderung in der Turbinenstufe unter Berücksichtigung der Verluste (Radialturbine)

Anhand von Abbildung 3-18 lassen sich der sogenannte total-to-static- und der total-to-total-Wirkungsgrad definieren. Da ein Großteil der Literatur zur Turbinenauslegung in englischer Sprache verfasst ist, werden im Folgenden die englischen Bezeichnungen für die Wirkungsgrade beibehalten. Die Wirkungsgrade sind wie folgt definiert:

$$\eta_{ts} = \frac{h_0 - h_{05}}{h_0 - h_{5s}} \quad (3.5-6)$$

$$\eta_{tt} = \frac{h_0 - h_{05}}{h_0 - h_{05s}} \quad (3.5-7)$$

Der Zustand h_{05} kennzeichnet hierbei den thermodynamischen Totalzustand am Punkt 5 und der Zustand h_{05s} den thermodynamischen Totalzustand am Punkt 5s. Für die Turbinenberechnung wird in der Literatur in den meisten Fällen der total-to-static-Wirkungsgrad verwendet, da dieser das Verhältnis der real umgesetzten Energie in der Turbine zu der maximal möglichen Energieumsetzung in der Turbine darstellt. Der total-to-static-Wirkungsgrad berücksichtigt damit die kinetische Energie des Fluids am Austritt des Turbinenrotors, welche nicht in mechanische Energie umgewandelt werden kann. Daher wird für die folgenden Berechnungen ebenfalls der total-to-static-Wirkungsgrad verwendet.

3.5.4 Aufteilung der Verluste

Die Verluste im Rotor und Stator setzen sich aus unterschiedlichen Verlusten zusammen. In Abbildung 3-19 ist eine Übersicht der Verluste in einer Radialturbine mit frei endenden Rotorschaukeln dargestellt.

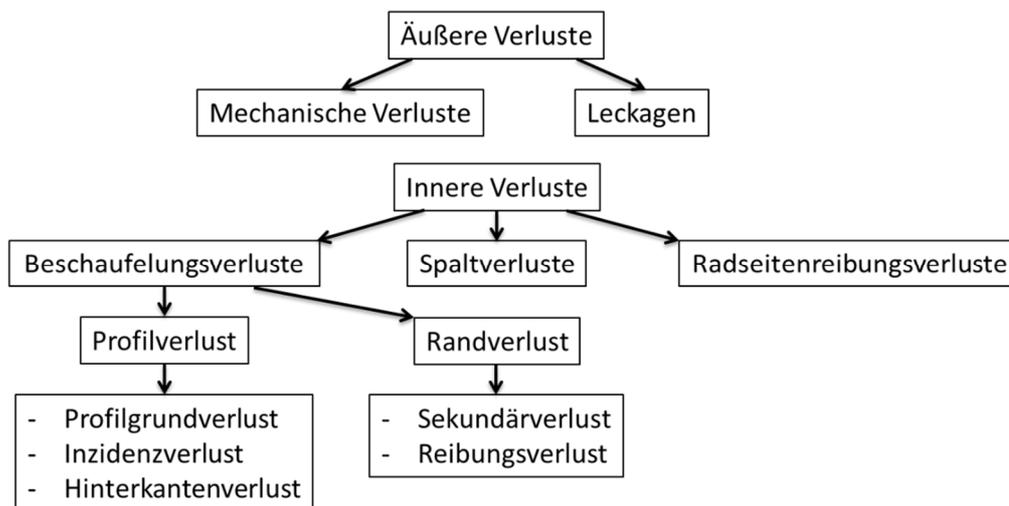


Abbildung 3-19: Übersicht der Verluste einer Radial-Inflow Turbine mit frei endenden Rotor-Schaufeln

Die äußeren Verluste setzen sich aus mechanischen Verlusten und Leckagen am Turbinengehäuse zusammen. Die mechanischen Verluste werden in der folgenden Turbinenauslegung vernachlässigt, da sie keinen nennenswerten Einfluss auf die Strömung in der

Turbine haben. Diese müssen jedoch bei der Leistungsberechnung der Turbine berücksichtigt werden.

Die Leckagen dagegen können einen entscheidenden Einfluss auf die Strömung in der Turbine haben und müssen bei der Auslegungsrechnung berücksichtigt werden. Besonders bei Gleitlagern kann es zu einer Leckage des Arbeitsfluides zwischen Rotor und Stator über die Lager kommen. Deshalb wird im Folgenden zwischen dem Massenstrom \dot{m}_1 im Stator und dem Massenstrom \dot{m}_4 im Rotor unterschieden.

Die inneren Verluste haben einen entscheidenden Einfluss auf die Strömung und die Dichteänderung des Arbeitsmediums mit Ausnahme des Radseitenreibungsverlustes, welcher einen Reibungsverlust analog zu den mechanischen Verlusten darstellt. Im Spiralgehäuse und Stator werden nur die Beschauelungsverluste berücksichtigt. Im Rotor dagegen kommen zusätzlich zu den Beschauelungsverlusten die Spaltverluste und Randverluste hinzu. Im Folgenden sind die physikalischen Grundlagen, welche den einzelnen Verlusten zu Grunde liegen, kurz erläutert.

Der Profilgrundverlust beinhaltet den Ansatz, dass es innerhalb der Kanal-/Rohrströmung zu Reibungsverlusten kommt. Diese werden im Wesentlichen von der Oberflächenbeschaffenheit des durchströmten Kanals/Rohres und der Reynolds-Zahl beeinflusst. Traupel [43] verwendet in seiner Verlustkorrelation für Axialturbinen für den Profilverlust einen Grundwert, welcher von der Umlenkung im Rotor abhängt und multipliziert diesen mit Korrekturwerten für den Einfluss der Reynoldszahl, Rohrrauigkeit, Machzahl und Hinterkante. Werden die Erkenntnisse von Traupel auf die hier zur Anwendung kommende Unterschallturbine angewendet, kann folgende Vereinfachungen getroffen werden. Da die Machzahl in der hier verwendeten Turbine in jedem Fall < 1 sein wird, kann der Einfluss der Machzahl nach Traupel [43] vernachlässigt werden. Aufgrund der angepassten Schaufelwinkel über den Austrittsquerschnitt kann der Fächerverlust ebenfalls vernachlässigt werden. Somit muss lediglich der Einfluss der Reynolds-Zahl, Rohrrauigkeit und Hinterkantendicke berücksichtigt werden.

Der Inzidenzverlust wird in der Verlustkorrelation von Traupel nicht berücksichtigt, bildet aber gerade im Teillastbereich von Radialturbinen einen entscheidenden Faktor, da die Radialturbine aufgrund der unprofilieren Schaufeln bei Fehlanströmung stärker zur Strömungsablösung neigt als beispielsweise Axialturbinen. Dabei ist darauf zu achten, dass der ideale Anströmwinkel nicht mit dem Schaufelwinkel übereinstimmt, sondern über empirische Formeln bestimmt wird und meist zwischen -20° bis 0° liegt.

Der Randleistungsverlust entsteht analog zum Profilgrundverlust durch Reibung an Nabe und Gehäusewand. An der Nabe strömt das Fluid mit der Relativgeschwindigkeit w mit der Richtung der Relativbahn aus dem Mittelschnitt. An der Gehäusewand bewegt sich das Fluid mit Absolutgeschwindigkeit c auf einer durch den Schaufeleinfluss undefinierbaren Bahn. In dem hier verwendeten Verlustmodell wird daher vereinfacht von einem abgedeckten Schaufelkranz ausgegangen.

Der Hinterkantenverlust wird durch die plötzliche Querschnittsänderung des Strömungskanals hervorgerufen, wodurch es zu einer Strömungsablösung kommt, was zu einem Druckverlust führt.

Der Sekundärverlust kommt durch Strömungen im Laufrad zustande, welche von der Hauptströmungsrichtung abweichen. Diese entstehen im Wesentlichen durch die Druckgradienten zwischen Druck- und Saugseite der Schaufeln, welche wiederum aus der Umlenkung der Strömung im Laufrad resultieren.

Der Spaltverlust resultiert aus der Überströmung der frei endenden Laufradschaufeln. Dieser Spaltmassenstrom trägt nur im begrenzten Maß zu der Energieumsetzung im Laufrad bei und muss daher berücksichtigt werden.

Der Radseitenreibungsverlust resultiert aus dem Reibungsverlust des Fluides zwischen Rotor-Rückseite und Turbinengehäuse. Er zählt zu den inneren Verlusten, hat aber nur einen sehr geringen Einfluss auf den Fluidzustand im Rotor. Dadurch wird er in der Auslegungsrechnung nicht weiter betrachtet und wird im Folgenden wie die äußeren Verluste behandelt.

3.5.5 Vorgehen bei der Turbinenauslegung

Da die Turbinenauslegung größtenteils auf empirischen Gleichungen beruht und der Wirkungsgrad nicht zu Beginn berechnet werden kann, wird auf ein iteratives Verfahren zurückgegriffen, welches in Abbildung 3-20 dargestellt ist. Es orientiert sich an dem vorgestellten Verfahren von Deng [41], wird aber an die hier geforderten Gegebenheiten angepasst.

Bei dem Auslegungsverfahren werden in einem ersten Schritt die Grenzwerte für die maximale Drehzahl und die maximale Schaufelgeschwindigkeit am Punkt 4 (siehe Abbildung 3-18) festgelegt. Da aufgrund der hohen Drehzahl die Fliehkräfte mit Abstand die höchste mechanische Belastung darstellen, wird hier auf Erfahrungswerte aus der Literatur zurückgegriffen. Wie aus der Veröffentlichung von Heshmat [44] hervor geht, wurden bereits Umfangsgeschwindigkeiten von bis zu 550 m/s bei einer Fluidtemperatur von über 800 °C im Rotor realisiert und im Dauertest untersucht. Da die mechanische Energie der Turbine über einen Generator und Frequenzumwandler in elektrische Energie mit einer Frequenz von 50 Hz gewandelt werden soll, wird die Drehzahl auf maximal 180.000 U/min begrenzt, da oberhalb dieses Wertes keine marktgängigen Frequenzwandler verfügbar sind, um eine kosteneffiziente Frequenzwandlung zu gewährleisten.

Anhand dieser Grenzwerte wird nun die Kenngröße „specific speed“ ausgewählt und über die Gleichung nach Aungier [34] eine erste Wirkungsgradabschätzung vorgenommen. Anhand der bis dahin definierten Werte wird eine eindimensionale Auslegung im Kapitel 3.5.6 und eine detaillierte Wirkungsgradberechnung mit dem ausgewählten Verlustmodell im Kapitel 3.5.7 vorgenommen. Ist das Konvergenzkriterium für den Wirkungs-

grad erfüllt, kann eine Festigkeitsberechnung über FEM durchgeführt werden, um zu bestätigen, dass das Laufrad den mechanischen Belastungen standhält. Das Vorgehen hierzu wurde bereits in der Bachelor-Thesis von Rami [45] vorgestellt.

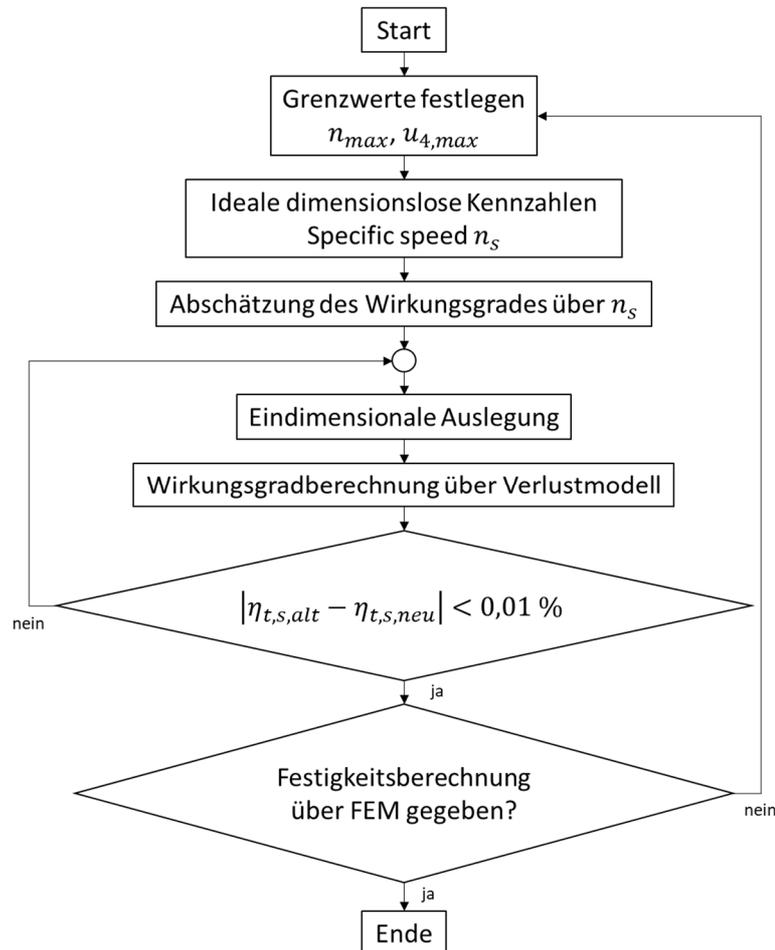


Abbildung 3-20: Übergeordnetes Auslegungsverfahren (Radial-Inflow-Turbine)

3.5.6 Eindimensionale Auslegung

Da die eindimensionale Auslegung der Turbine größtenteils auf empirischen Formeln beruht, gibt es aufgrund von unterschiedlichen Erfahrungswerten von unterschiedlichen Autoren diverse Varianten der Turbinenauslegung. Die folgende Berechnung der idealen Strömungsdreiecke und der Hauptabmessungen der Radialturbine stützt sich auf das Vorgehen gemäß Aungier [34].

Ausgangspunkt für die Auslegung der Radialturbine ist die Kennzahl „Schnellaufzahl“ (engl. specific speed), welche nach Balje [29] wie folgt definiert ist:

$$n_s = \frac{\omega \cdot \sqrt{\dot{V}_{t5}}}{(\Delta h_{id})^{0,75}} \quad (3.5-8)$$

Das gewünschte spezifische Enthalpiegefälle der Turbine Δh_{id} kann entweder über die gewünschte Leistung oder über das gewünschte Druckverhältnis der Turbine definiert werden. Der Austrittsvolumenstrom \dot{V}_{t5} kann mit folgender Formel berechnet werden:

$$\dot{V}_{t5} = \frac{\dot{m}}{\rho_{t5}} \quad (3.5-9)$$

Für die Berechnung der Dichte ρ_{t5} wird von einer isentropen Entspannung ausgegangen. Anhand der Wasserdampf-tafel wird über die Enthalpie h_{t5} , welche über die Differenz von h_0 und Δh_{id} gegeben ist, und die spezifische Totalentropie s am Punkt 0 die Dichte ρ_{t5} berechnet.

Laut Literatur liegt der maximale Wirkungsgrad einer Radial-Inflow-Turbine bei einer spezifischen Geschwindigkeit von 0,55. Standardmäßig werden Turbinen so ausgelegt, dass die Schnelldrehzahl im Bereich zwischen 0,45 – 0,75 liegt, da in diesem Bereich Wirkungsgrade von über 80 % erzielt werden können. Dabei ist die Winkelgeschwindigkeit jedoch nicht frei wählbar, sondern wird durch Parameter wie z.B. maximale Machzahl, maximale Drehzahl, fertigungstechnische Grenzen etc. begrenzt.

Wenn ein Wert für n_s festgelegt ist, kann anhand der Formel 3.5-8 die Winkelgeschwindigkeit bestimmt werden. Zusätzlich können der total-to-static-Wirkungsgrad und das Geschwindigkeitsverhältnis v_s über folgende Formeln berechnet werden (vgl. [8]):

$$v_s = 0,737 \cdot n_s^{0,2} \quad (3.5-10)$$

$$\eta_s = 0,87 - 1,07 \cdot (n_s - 0,55)^2 - 0,5 \cdot (n_s - 0,55)^3 \quad (3.5-11)$$

Mit den bis hierhin festgelegten Parametern und Kennzahlen kann nun mit der Auslegung des Rotors begonnen werden. Zu diesem Zweck wird zunächst über die sogenannte spouting velocity C_{0s} und das Geschwindigkeitsverhältnis v_s die Umfangsgeschwindigkeit des Rotors U_4 wie folgt berechnet (vgl. [8]):

$$C_{0s} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{id}} \quad (3.5-12)$$

$$U_4 = v_s \cdot C_{0s} \quad (3.5-13)$$

Da die Umfangsgeschwindigkeit nun definiert ist und die Winkelgeschwindigkeit ebenfalls feststeht, kann nun der Radius r_4 über folgende Formel berechnet werden (vgl. [8]):

$$r_4 = \frac{U_4}{\omega} \quad (3.5-14)$$

Mit v_s und η_s kann nun c_{u4} wie folgt bestimmt werden (vgl. [8]):

$$c_{u4} = \frac{u_4 \cdot \eta_s}{(2 \cdot v_s^2)} \quad (3.5-15)$$

Damit das Anströmdreieck konstruiert werden kann, muss der Anströmwinkel α_4 berechnet werden. Der ideale Anströmwinkel kann über folgende empirische Formel abgeschätzt werden:

$$\alpha_4 = 10,8 + 14,2 \cdot n_s^2 \quad (3.5-16)$$

Über den Winkel α_4 wird nun c_{m4} wie folgt berechnet:

$$c_{m4} = \tan(\alpha_4) \cdot c_{u4} \quad (3.5-17)$$

Damit ist das ideale Strömungsdreieck am Rotoreintritt konstruiert. Die Aufgabe besteht nun darin, die Kanalhöhe b_4 so zu wählen, dass am Rotoreintritt die ideale Anströmung realisiert wird. Dafür wird davon ausgegangen, dass es keine Beeinträchtigung der Strömung durch die Statorschaufeln gibt. Das heißt, dass eine mögliche Einschnürung der zu durchströmenden Fläche aufgrund von Strömungsablösung an der Hinterkante der Statorschaufeln nicht berücksichtigt wird. Die zu durchströmende Fläche berechnet sich demnach wie folgt:

$$A_4 = 2 \cdot \pi \cdot r_4 \cdot b_4 \quad (3.5-18)$$

Da der Radius r_4 festgelegt ist, muss die Kanalhöhe b_4 so gewählt werden, dass die ideale Strömungsgeschwindigkeit c_4 bei dem idealen Anströmwinkel α_4 unter den zuvor festgelegten Randbedingungen erzielt wird. Über die Geschwindigkeit c_{m4} kann so über folgende Formel die Kanalhöhe b berechnet werden:

$$b = \frac{\dot{m}_4}{c_{m4} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_4 \cdot \rho_4} \quad (3.5-19)$$

Um die Dichte am Punkt 4 zu berechnen, wird die spezifische Enthalpie unter isentroper Entspannung im Stator über die Formel 3.5-20 ermittelt und der statische Druck am Punkt 4 über die berechnete spezifische Enthalpie $h_{4,s}$ und die gegebene Entropie bestimmt. Anhand des Drucks $p_{4,s}$ und der spezifischen Enthalpie h_4 unter Berücksichtigung der Verluste (Formel 3.5-21) kann die Dichte des Dampfes bestimmt werden:

$$h_{4,s} = h_0 - \frac{c_4^2}{2} \quad (3.5-20)$$

$$h_4 = h_0 - \frac{c_4^2}{2} \cdot \eta_{\text{Stator}} \quad (3.5-21)$$

Um den Austrittswinkel der Schaufeln zu berechnen, müssen zunächst der Nabendurchmesser und der äußere Durchmesser des Laufrads am Punkt 5 definiert werden. Dies geschieht über folgende Gleichungen:

$$r_{s5} = 0,7 \cdot r_4 \quad (3.5-22)$$

$$r_{h5} = 0,185 \cdot r_4 \quad (3.5-23)$$

Der mittlere Durchmesser ist über folgende Formel definiert:

$$r_{m5} = \frac{r_{s5} + r_{h5}}{2} \quad (3.5-24)$$

Anhand folgender empirische Gleichung wird die Zielgröße für c_{m5} bestimmt:

$$c_{m5} = 1,1 \cdot c_{m4} \quad (3.5-25)$$

Die Schaufeldicke des Rotors wird über folgende empirische Gleichungen kalkuliert:

$$t_{b4} = 0,04 \cdot r_4 \quad (3.5-26)$$

$$t_{b5} = 0,02 \cdot r_4 \quad (3.5-27)$$

Anhand der sich aus den Formel 3.5-22 bis 3.5-27 ergebenden Werte kann der Abström-
winkel α_5 bestimmt werden. Um drallfreie Abströmung zu gewährleisten, muss der Win-
kel so gewählt werden, dass $w_{u5} = u_5$ gilt. Für die Berechnung wird hierbei auf ein ite-
ratives Verfahren zurückgegriffen, welches in Abbildung 3-21 dargestellt ist.

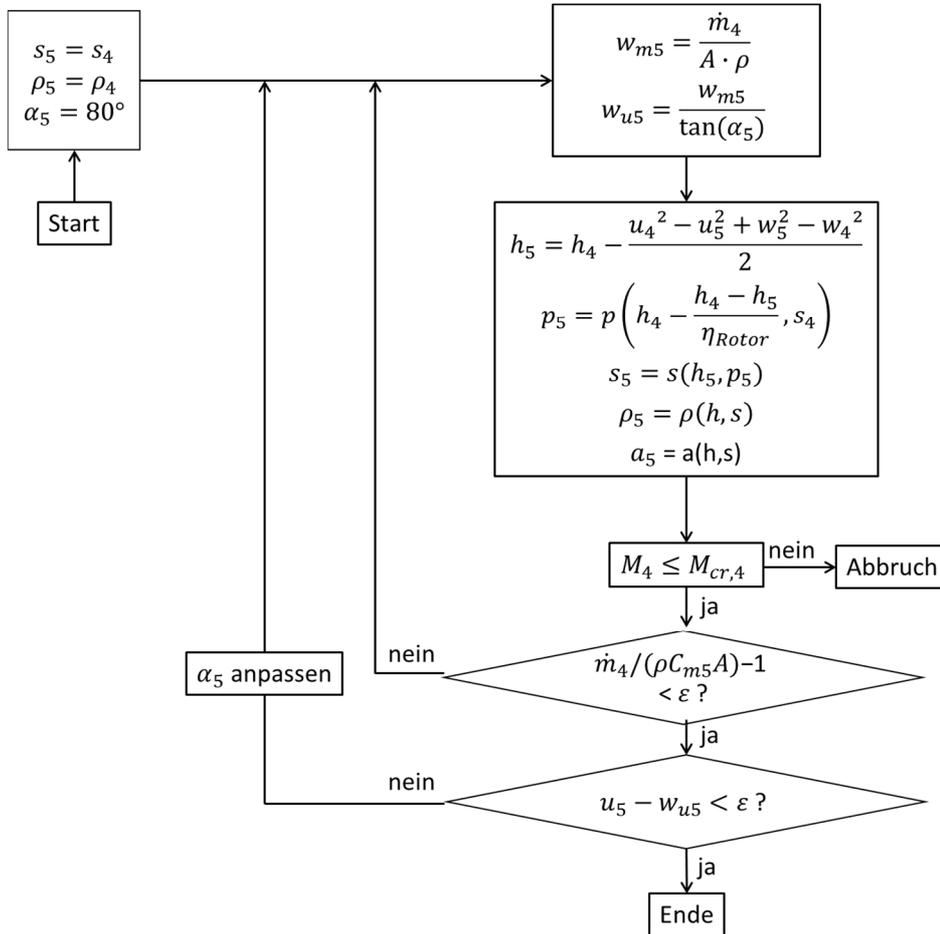


Abbildung 3-21: Iteratives Verfahren zur Berechnung des Schaufel-Anstellwinkels α_5

Hierbei werden zunächst die Startparameter s_5 , ρ_5 und α_5 abgeschätzt. Daraufhin kann über die gegebenen Formeln das Geschwindigkeitsdreieck am Austritt des Rotors unter Berücksichtigung der Rotorverluste berechnet werden. Im Anschluss daran wird die Umfangsgeschwindigkeit u_5 mit der Rotationsgeschwindigkeit der Strömung w_{u5} verglichen und der Schaufelwinkel soweit angepasst, dass drallfreie Abströmung gegeben ist.

Das Auslegungsverfahren berücksichtigt die Verluste im Stator und Rotor, welche über die Formel 3.5-11 abgeschätzt werden. Da sich die Verluste in Stator und Rotor jedoch stark voneinander unterscheiden, wird im Folgenden das verwendete eindimensionale Verlustmodell vorgestellt, welches der Arbeit zugrunde liegt. Über das eindimensionale Verlustmodell lassen sich der Stator- und Rotorwirkungsgrad separat anhand der Strömungsdreiecke berechnen und in das Auslegungsverfahren gemäß Abbildung 3-20 integrieren.

3.5.7 Eindimensionales Verlustmodell

Aus der Literatur sind zahlreiche eindimensionale Verlustmodelle bekannt, welche sich alle auf empirische Gleichungen stützen. Daher weichen die Ergebnisse der einzelnen Verfahren bei demselben Anwendungsfall voneinander ab. Wie aus Kapitel 3.5.1 hervor geht, liefern die meisten Modelle jedoch hinreichend genaue Prognosen in Bezug auf den Wirkungsgrad, wie die Veröffentlichungen von Deng [41] [42] und Rodgers [35] belegen. Bei Betrachtung der Verlustkorrelationen für den Turbinenrotor ist nicht eindeutig ersichtlich, welche Verluste in den einzelnen Verlusttermen enthalten sind. Daher wird im Folgenden für den Rotor ein Verlustmodell gemäß der Aufteilung in Abbildung 3-19 vorgestellt.

3.5.7.1 Verlustkorrelation Stator

Bei der Berechnung der Statorverluste wird auf die Veröffentlichung von Rodgers [35] zurückgegriffen. Nach Rodgers lässt sich der Statorverlust über die folgende Gleichung berechnen:

$$\Delta h_{Stator} = \frac{c_4}{2} \cdot \frac{0,05}{Re^{0,2}} \cdot \left[\frac{3 \cdot \tan(\alpha_4)}{\frac{s}{c_4}} + \frac{s \cdot \cos \alpha_4}{b} \right] \quad (3.5-28)$$

Die Reynoldszahl wird in diesem Fall über folgende Formel berechnet:

$$Re = \frac{c_4 \cdot b_4}{\nu_4} \quad (3.5-29)$$

Die Verluste im Spalt zwischen Stator und Rotor können vernachlässigt werden, solange das Verhältnis von Spalt zu Durchmesser kleiner 1,05 ist, was bei den meisten Radialturbinen gegeben ist.

Weitere Verluste im Stator können vernachlässigt werden, solange die Machzahl unter 1,2 bleibt und das Verhältnis von Hinterkante zu Sehnenlänge kleiner als 0,02 ist.

3.5.7.2 Verlustkorrelation Rotor

Wie aus Abbildung 3-19 hervor geht, setzt sich der Rotorverlust aus vielen Einzelverlusten zusammen. Der static-to-static-Wirkungsgrad, welcher in der Turbinenauslegung verwendet wird, ist demnach wie folgt definiert:

$$\eta_{ss} = \frac{\Delta h_{ideal} - \Delta h_{reib} - \Delta h_{inc} - \Delta h_{hkv} - \Delta h_{sek} - \Delta h_{spalt}}{\Delta h_{ideal}} \quad (3.5-30)$$

Der Reibungsverlust setzt sich, wie in Kapitel 3.5.4 beschrieben, aus dem Profilgrundverlust und dem Randraibungsverlust zusammen. Da die Beschreibung des Randverlustes anhand von Gleichungen sehr komplex ist, wird im Folgenden angenommen, dass ein Rotor mit abgedeckten Rotorscheaufeln verwendet wird. Dadurch kann die Strömung durch den Rotor als Strömungskanal mit variablem Strömungsquerschnitt angenommen werden. Um die Reibungsverluste zu berechnen, kann die Berechnungsmethode zum

Rohrwiderstand verwendet werden. Dabei wird der Strömungskanal als gerader, rechteckiger Strömungskanal mit veränderlichem Querschnitt betrachtet. Der Reibungsverlust kann so über folgende Formel berechnet werden:

$$\Delta h_{reib} = \left[C_f \cdot \frac{L_H}{D_{H,mittel}} + K_R \right] \cdot \frac{w_{4,5,mittel}^2}{2} \quad (3.5-31)$$

mit

$$C_f = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (3.5-32)$$

$$Re = \frac{2 \cdot L_H \cdot w_{4,5,Mittel}}{v_4 + v_5} \quad (3.5-33)$$

$$w_{4,5,mittel} = \frac{w_4^2 + w_5^2}{4} \quad (3.5-34)$$

$$D_{H,mittel} = \frac{D_{H,4} + D_{H,5}}{2} \quad (3.5-35)$$

$$D_H = \frac{4 \cdot A}{U} \quad (3.5-36)$$

$$D_{H,4} = \frac{2 \cdot (t_4 - t_{b,4}) \cdot b_4}{(t_4 - t_{b,4}) + b_4} \quad (3.5-37)$$

$$D_{H,5} = \frac{2 \cdot (\sin(\alpha_5) \cdot t_5 - 0,5 \cdot t_{b,5}) \cdot b_5}{(\sin(\alpha_5) \cdot t_5 - 0,5 \cdot t_{b,5}) + b_5} \quad (3.5-38)$$

Die hydraulische Länge L_H lässt sich laut Glassman [46] über folgende Formel abschätzen:

$$L_H = \frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \left[\left(r_4 - r_{5,a} + \frac{b_4}{2} \right)^2 + (r_4 - r_{5,i})^2 \right]} \quad (3.5-39)$$

Der Krümmungsfaktor K_R ist nach Rodgers [35] wie folgt definiert:

$$K_R = \frac{2 \cdot (b_4 + b_5)}{(D_4 - D_5)} \quad (3.5-40)$$

Der Inzidenzverlust wird anhand der Veröffentlichung von Wasserbauer [36] über folgende Gleichung berechnet:

$$\Delta h_{inc} = \frac{1}{2} \cdot w_4^2 \sin^2(\beta_4 - \beta_{4,opt}) \quad (3.5-41)$$

Der optimale Anströmwinkel ist hier der Anströmwinkel, welcher aus der Auslegungsberechnung hervorgeht.

Der Hinterkantenverlust wird in der Arbeit von Rodgers nicht berücksichtigt, bildet aber aufgrund der hohen Schaufeldicke bei Radial-Inflow-Turbinen einen nicht zu vernachlässigenden Verlustterm. Daher wird der Hinterkantenverlust anhand der Korrelation von Bammert [37] über folgende Gleichung berechnet:

$$\Delta h_{hkv} = \left[\epsilon \cdot \frac{t_{b,5}}{t_5 \sin(\alpha_5)} + \left(\frac{t_{b,5}}{t_5 - \frac{t_{b,5}}{\sin(\alpha_5)}} \right)^2 \right] \cdot \frac{w_5^2}{2} \quad (3.5-42)$$

Der Wert ϵ stellt hierbei eine Konstante dar, die laut Bammert bei $\approx 0,2$ liegt.

Der Spaltverlust wird anhand der Verlustkorrelation für Laufräder mit frei endenden Schaufeln berechnet. Deng [41] hat auf Basis der Arbeit von Dambach [47] folgende Gleichung zur Berechnung des Spaltverlustes angegeben:

$$\Delta h_{spalt} = \frac{u_4^3 \cdot N_{Rotor}}{8 \cdot \pi} \cdot (K_a \epsilon_a C_a + K_r \epsilon_r C_r + K_{a,r} \sqrt{\epsilon_a \epsilon_r C_a C_r}) \quad (3.5-43)$$

In den meisten Fällen können für $K_a = 0,4$, $K_r = 0,75$, $K_{a,r} = -0,3$ eingesetzt werden. Hierbei stellt ϵ_a die Breite des axialen Spaltes an Punkt 4 und ϵ_r die Breite des radialen Spaltes an Punkt 5 zwischen Rotorschaukel und Turbinengehäuse dar. Die Werte von C_a und C_r werden über folgende Gleichungen bestimmt:

$$C_a = \frac{1 - \left(\frac{r_{5,a}}{r_4} \right)}{c_{m,4} \cdot b_4} \quad (3.5-44)$$

$$C_r = \left(\frac{r_{5,a}}{r_4} \right) \cdot \frac{N_{Rotor} - b_4}{c_{m5} \cdot r_5 \cdot b_5} \quad (3.5-45)$$

Beim Diffusor-Verlust wird hier davon ausgegangen, dass die kinetische Energie des ausströmenden Fluides aus der Turbine als Verlustenergie gewertet wird. Demnach berechnet sich der Diffusor-Verlust wie folgt:

$$\Delta h_{dif} = \frac{c_5^2}{2} \quad (3.5-46)$$

Der Sekundärverlust ist laut Whitfield [33] wie folgt definiert:

$$\Delta h_{sek} = 0,5 \cdot \left(\frac{\frac{b_4}{r_4} + \frac{b_5}{r_4}}{1 - \frac{r_5}{r_4}} \right) \cdot \left(\frac{w_4^2 + w_5^2}{2} \right) \quad (3.5-47)$$

Der Radseitenreibungsverlust lässt sich anhand des Modells einer rotierenden Scheibe in einem feststehenden Gehäuse beschreiben. Da bei der Radialturbine nur die Rückseite des Rotors zum Radreibungsverlust beiträgt, lässt sich die Verlustleistung wie folgt berechnen:

$$P_{Rad} = \frac{C_m \cdot \rho_4 \cdot n^3 \cdot r_4^5}{4} \quad (3.5-48)$$

Daily [48] veröffentlichte in seiner Arbeit ein Modell zur Bestimmung der Reibleistung über den Momentenbeiwert C_m in Abhängigkeit von der relativen Spaltweite $\left(\frac{\epsilon}{r_4} \right)$ und der Reynolds-Zahl $\left(\frac{u_4 \cdot r_4 \cdot \rho_4}{\mu} \right)$. Dabei unterscheidet Daily zwischen vier Strömungszuständen, welche wiederum über die relative Spaltweite und Reynolds-Zahl definiert sind. Die Strömungszustände können demnach wie in Abbildung 3-22 dargestellt aufgeteilt werden.

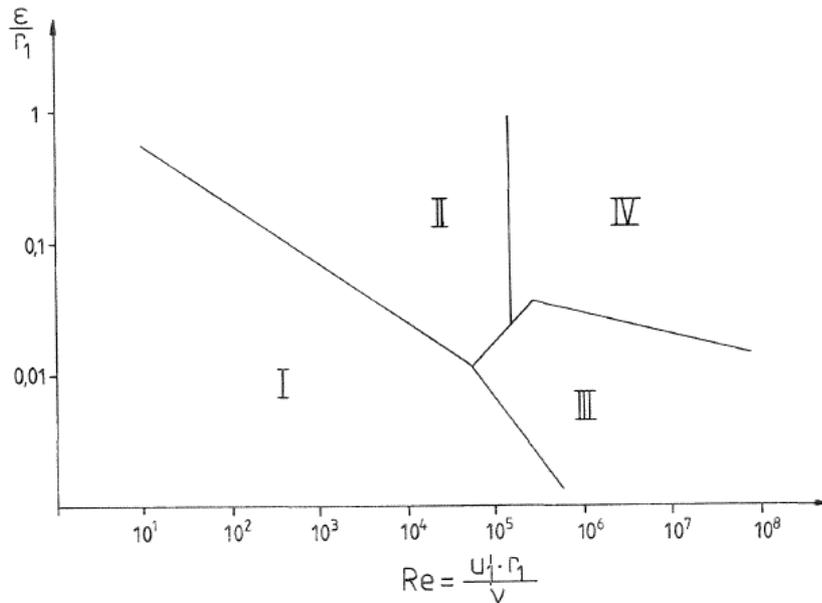


Abbildung 3-22: Gültigkeitsbereich der Strömungszustände in Abhängigkeit von der Reynoldszahl und der relativen Spaltweite [49]

Die Berechnung der Momentenbeiwerte in Abhängigkeit von den Strömungszuständen ist laut Daily wie folgt definiert:

Strömungszustand I

$$C_m = \frac{2 \cdot \pi}{\frac{\epsilon}{r_4} \cdot Re} \quad (3.5-49)$$

Strömungszustand II

$$C_m = \frac{3,7 \cdot \left(\frac{\epsilon}{r_4}\right)^{0,1}}{Re^{0,5}} \quad (3.5-50)$$

Strömungszustand III

$$C_m = \frac{0,08}{\left(\frac{\epsilon}{r_4}\right)^{\frac{1}{6}} \cdot Re^{\frac{1}{4}}} \quad (3.5-51)$$

Strömungszustand IV

$$C_m = \frac{0,102 \cdot \left(\frac{\epsilon}{r_4}\right)^{0,1}}{Re^{0,2}} \quad (3.5-52)$$

3.5.8 Leistungsberechnung der Prüfstandsturbine

Anhand der Grundlagen zur Energieumsetzung in der Radial-Inflow-Turbine aus Kapitel 3.5.3 und des eindimensionalen Verlustmodells aus Kapitel 3.5.7 kann bei gegebenen Dampfparametern am Eintritt der Turbine ihre Leistung und der Fluidzustand am Austritt der Turbine berechnet werden. Dies ist wichtig für die spätere Implementierung der Turbine in das thermodynamische stationäre Simulationsmodell.

Für die Berechnung der Zustandsänderung in der Turbine wird diese in Stator, Spalt (zwischen Rotor und Stator) und Rotor aufgeteilt. Abbildung 3-23 zeigt das Berechnungsverfahren für die Zustandsänderung des Fluides im Stator.

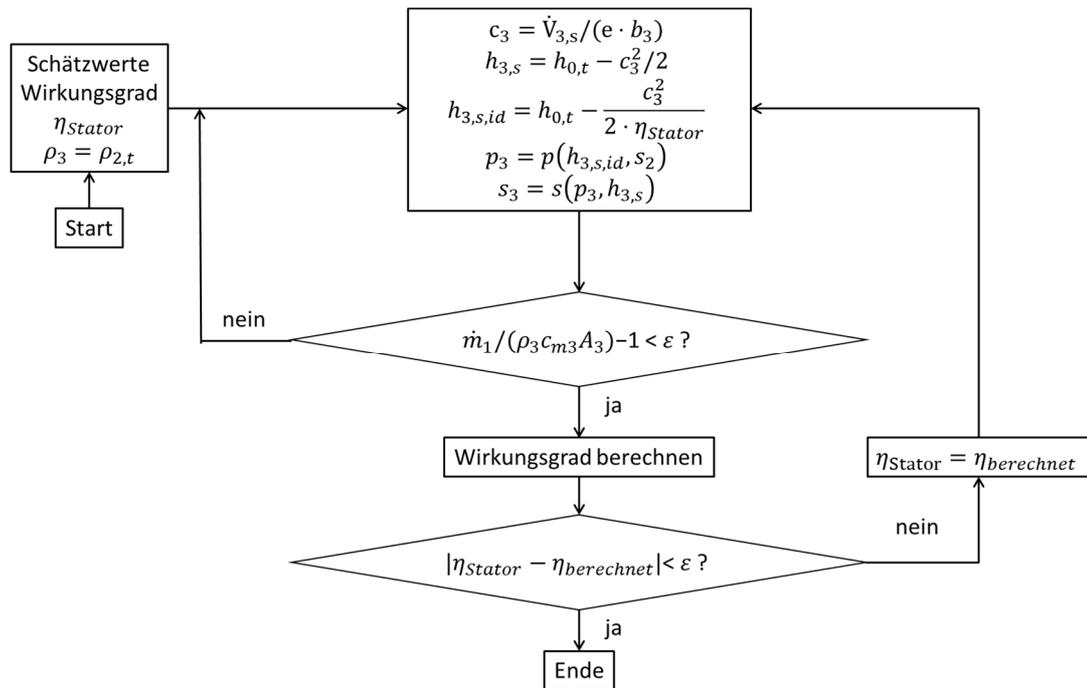


Abbildung 3-23: Berechnung der Zustandsänderung im Stator

Um die Zustandsänderung des Fluides im Stator zu berechnen, wird zunächst der Wirkungsgrad des Rotors abgeschätzt und die Dichte des Fluides gleich der Dichte des Fluides im Totalzustand gesetzt. Über den Volumenstrom und den kleinsten Strömungsquerschnitt am Austritt des Stators kann so die Strömungsgeschwindigkeit c_3 bestimmt und die Enthalpie am Punkt 3 berechnet werden. Der Druck und die Entropie werden über den Wirkungsgrad des Stators bestimmt. Anschließend wird die Dichte neu berechnet und die Massenbilanz gebildet. Ist das Konvergenzkriterium erfüllt, kann über die Verlustkorrelation aus Kapitel 3.5.7.1 der Wirkungsgrad neu berechnet und die Differenz des verwendeten Wirkungsgrad zum neu berechneten gebildet werden. Liegt diese unterhalb des Konvergenzkriteriums, ist der Fluidzustand hinreichend genau bestimmt.

Die radiale Durchströmung des Spaltes zwischen Stator und Rotor bewirkt eine Beschleunigung der Strömung. Diese resultiert aus einer Erhöhung der Rotationsgeschwindigkeit aufgrund des Drehimpulserhaltungssatzes und der Erhöhung der Meridiangeschwindigkeit aufgrund des verringerten Strömungsquerschnitts. Der Reibungsverlust im Spalt wird vernachlässigt, da dieser im Vergleich zum Stator und Rotor vernachlässigbar klein ausfällt. Das Berechnungsverfahren für die Zustandsänderung des Fluides im Spalt ist in Abbildung 3-24 dargestellt. Für die iterative Berechnung wird die Dichte am Punkt 4 gleich der Dichte am Punkt 3 gesetzt. Über den Drehimpulserhaltungssatz und die Kontinuitäts-

gleichung werden die Strömungsgeschwindigkeit und die Enthalpie am Punkt 4 berechnet. Die Dichte des Fluids wird neu berechnet und analog zur Berechnung des Stators wird die Massenbilanz als Konvergenzkriterium verwendet.

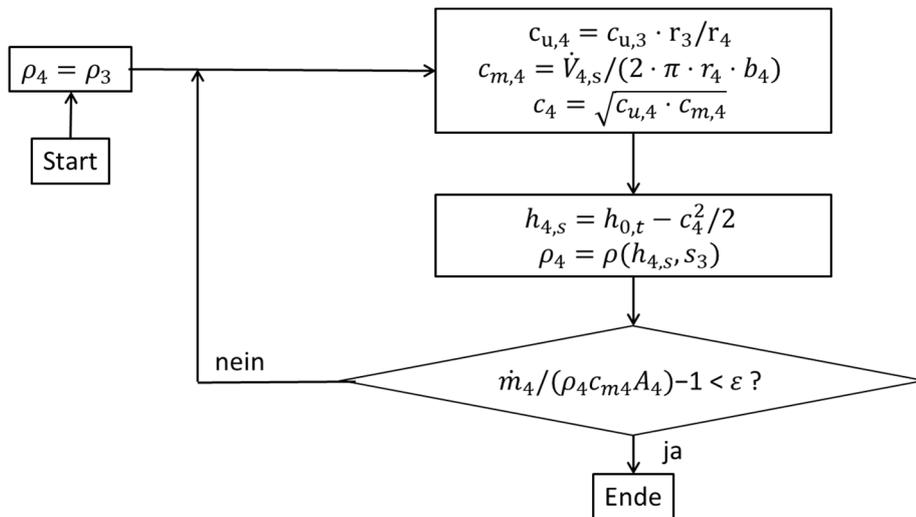


Abbildung 3-24: Berechnung der Zustandsänderung im Spalt zwischen Stator und Rotor

Das Berechnungsverfahren für die Zustandsänderung des Fluides im Rotor ist in Abbildung 3-25 dargestellt. Für die Berechnung der Zustandsänderung des Fluides im Rotor wird zunächst die Dichte am Punkt 5 gleich der Dichte am Punkt 4 gesetzt und der Wirkungsgrad des Rotors abgeschätzt. Daraufhin kann über die Kontinuitätsgleichung die relative Strömungsgeschwindigkeit am Punkt 5 bestimmt werden. Über die berechnete Strömungsgeschwindigkeit kann die spezifische Enthalpie am Punkt 5 bestimmt werden. Der Druck wird anhand der Differenz der spezifischen Enthalpien und dem Wirkungsgrad des Rotors bestimmt und die Dichte neu berechnet. Das Konvergenzkriterium bildet die angegebene Massenbilanz. Wenn das Konvergenzkriterium erfüllt ist, wird der Wirkungsgrad anhand der Verlustkorrelation aus Kapitel 3.5.7.1 berechnet. Wenn die Abweichung zum verwendeten Wirkungsgrad kleiner ist als das ausgewählte Konvergenzkriterium, dann ist der Fluidzustand an Punkt 5 hinreichend genau berechnet.

In Kapitel 3 sind damit alle Berechnungsvorschriften für die Wärmeübertragerberechnung, die Turbinenauslegung und die Leistungsberechnung der Prüfstandsturbine bei unterschiedlichen Lastzuständen dargestellt. Im folgenden Kapitel werden anhand dieser Berechnungsverfahren die Auslegung des Prüfstands beschrieben und die Simulationsmodelle dargestellt.

Berechnungsgrundlagen für die SRC-Komponenten

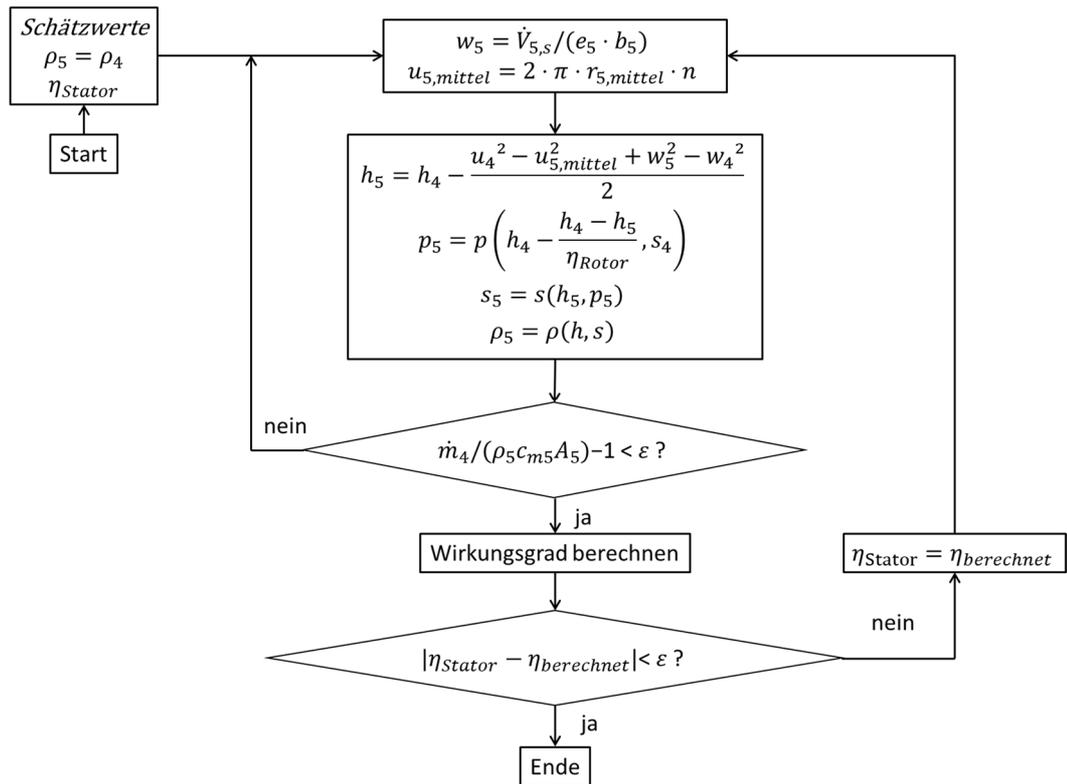


Abbildung 3-25: Berechnung der Zustandsänderung in Rotor

4 Auslegung und Simulationsmodell des Prüfstands

Bei der Entwicklung des Prüfstands müssen nun die technischen Randbedingungen im Labor und die finanziellen Ressourcen berücksichtigt werden. Es ist das Ziel einen funktionsfähigen Prüfstand zu entwickeln, an dem die Berechnungsmethoden der Wärmeübertrager und der Turbine validiert werden können und die Realisierbarkeit des Anlagenkonzepts nachgewiesen werden kann. Im Folgenden werden das Vorgehen bei der Prüfstandsauslegung und die Ergebnisse der Komponentenauslegung vorgestellt.

4.1 Randbedingungen

Grundlage für die Auslegung des Prüfstands sind die baulichen Gegebenheiten und die technische Ausstattung im Labor. Daher werden im Folgenden die begrenzenden Faktoren für die Prüfstandsauslegung vorgestellt und auf dieser Grundlage ein geeigneter BHKW-Motor ausgewählt, welcher die Randbedingungen für die Prüfstandsauslegung vorgibt. Anhand des ausgewählten Motors kann ein stationäres Simulationsmodell des Prüfstands erstellt werden, über welches die Randbedingungen für die Komponentenauslegungen definiert werden.

Der Prüfstand soll im Labor für Thermodynamik und Kraftwerkstechnik an der Hochschule Düsseldorf betrieben werden. Im Labor steht für den Prüfstand ein Fundament mit der Fläche von 2,5 m mal 3,5 m zur Verfügung. Aufgrund der Lage des Labors im vierten Stock und der direkten Angrenzung an Büroräume ist ein Motorenbetrieb in diesem Labor nicht möglich, weshalb die Motorabwärme emuliert werden soll. Dies hat zusätzlich den Vorteil, dass die Temperaturen und Leistungen angepasst werden können und die Kosten in Vergleich zu der Anschaffung eines Verbrennungsmotors sinken.

Für die Kühlung des Kondensators steht ein Plattenwärmeübertrager der Firma Sondex (Typ SL140-BR30-20) zur Verfügung, der mit dem Kältenetz der Hochschule Düsseldorf verbunden ist. Folgende Leistungsdaten wurden vom Bauträger angegeben.

Tabelle 4-1: Leistungsdaten des Wärmeübertragers (Kühlnetz) zur Rückkühlung im Labor

Leistung [kW]	Sekundärseite Vor-/Rücklauf [°C]	Primärseite Vor-/Rücklauf [°C]	Logarithmische Temperaturdifferenz
50	10/16	23/20	8,41
100	10/22	40/24,15	16,82

Wird vereinfacht ein konstanter k_A -Wert für den Wärmeübertrager angenommen, hängt die übertragene Leistung im Wärmeübertrager nur von der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz ab, wie in folgender Formel ersichtlich wird:

$$Q = k \cdot A \cdot T_m \quad (4.1-1)$$

Anhand der geforderten Kondensatorleistung lässt sich die benötigte mittlere logarithmische Temperaturdifferenz bestimmen. Die Vorlauftemperatur des Kühlnetzes beträgt konstant 10 °C. Der Massestrom ist ebenfalls konstant. So kann bei gegebener Vor- und Rücklauftemperatur der Primärseite und gegebener Vorlauftemperatur der Sekundärseite über Formel 4.1-2 die benötigte Rücklauftemperatur der Sekundärseite berechnet werden, welche zur Übertragung der geforderten Leistung benötigt wird.

$$T_m = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} \tag{4.1-2}$$

Bei der Auslegung ist darauf zu achten, dass die Kondensatorleistung über den Wärmeübertrager des Kühlnetzes abgeführt werden kann. Es ist nun das Ziel, den Prüfstand so zu dimensionieren, dass ein Betrieb im Labor möglich ist und die Leistung ausreicht, um einen effizienten Turbinenbetrieb zu gewährleisten.

4.2 Auswahl der Motor-Leistungsklasse

Um einen Prüfstand zu entwickeln, muss zunächst ein Motor ausgewählt werden, welcher als Basis für die Auslegung des Prüfstands dient. Wie in Kapitel 2.2.1 dargestellt ist, gibt es unterschiedliche Motorenkonzepte, welche unterschiedliche Randbedingungen für den Betrieb eines Nachschaltprozesses zur Abwärmeverstromung aufweisen. Da die maximal zulässige Kühlmitteltemperatur am Motorvorlauf einen entscheidenden Einfluss auf den Verdampfungsdruck des Dampfkreislaufs hat, muss zwischen heißgekühlten (Kühlmittelvorlauf > 100 °C) und BHKW-Motoren mit Standardkühlung unterschieden werden. Bei heißgekühlten BHKW-Motoren sind Kühlmittelvorlauftemperaturen von bis zu 110 °C möglich. Tabelle 4-2 gibt einen Überblick über einige Motoren mit Heißkühlung.

Tabelle 4-2: Übersicht einiger Motoren mit Heißkühlung

Anbieter	El. Leistung [kW]	Anmerkung
Caterpillar G3516 A	1.070	Motor mit Heißkühlung
GE-Jenbacher	250 — 9.500	Heißkühlung als Option
GE-Waukesha	250 — 3.350	Motoren mit Heißkühlung
MTU-Onsite-Energy	120 — 2.145	Heißkühlung als Option

Im kleinen Leistungsbereich unter 100 kW elektrischer Leistung sind keine BHKWe bekannt, die mit Heißkühlung betrieben werden können. Das hängt hauptsächlich mit sicherheitstechnischen Aspekten und der wiederkehrenden Prüfung der druckführenden Teile zusammen, wodurch sich der Mehraufwand einer Heißkühlung in den meisten Fällen nicht rentiert. BHKW-Motoren mit Heißkühlung finden hauptsächlich in der Industrie Anwendung, wo die hohe Kühlmitteltemperatur beispielsweise zur Erzeugung von Prozessdampf verwendet wird.

Aus den oben genannten Gründen wird die Auslegung des Prüfstandes anhand eines BHKW-Motors mit Standardkühlung vorgenommen. Grundlage für die Auslegung bildet der Motor E0834 E302 der Firma MAN, welcher für den Betrieb von BHKWen entwickelt wurde und z.B. in dem BHKW „g-box 50“ der Firma 2G zum Einsatz kommt.

Die Leistungsdaten des Motors sind im Anhang A zu finden. Laut Datenblatt liefert der Motor unter Vollast eine Abwärme von insgesamt 90 kW, welche für den Betrieb des Dampfkreislaufs zur Verfügung steht. Eine Rückkühlung über das Kühlnetz im Labor ist damit realisierbar, da die Vorlauftemperatur für die Rückkühlung des Kondensator-Kühlwassers mindestens 40 °C betragen wird (vgl. Tabelle 4-1).

Aus dem Datenblatt des Motors ergeben sich folgende Betriebsparameter unter Vollast, welche als Grundlage für die Auslegung des Dampfkreislaufs dienen.

Tabelle 4-3: Leistungsdaten MAN Motor E0834 E302 für Prüfstandsauslegung

Kühlwasser Vorlauftemperatur	88 °C
Kühlwasser Rücklauftemperatur	94 °C
Abgastemperatur	650 °C
Leistung Abgas	39 kW
Leistung Kühlmittel	51 kW

Wie in Kapitel 2.2 beschrieben wurde, wird im Niederdruck-SRC eine Verdampfungstemperatur von ca. 90 °C angestrebt, um eine vergleichbare Wirkungsgradsteigerung zu ORC und Hochdruck-SRC zu erzielen. Da dies mit den gegebenen Kühlwassertemperaturen des MAN-Motors nicht realisierbar ist, wird an dieser Stelle angenommen, dass der Motor auch mit Heißkühlung betrieben werden kann. Der Verdampfer wird demnach so ausgelegt, dass die Abwärme des Kühlmittels bei einer Rücklauftemperatur des Motors von maximal 120 °C übertragen werden kann.

Da die Motorabwärme emuliert werden soll, muss also eine geeignete Möglichkeit gefunden werden, Wasser mit einer Temperatur von bis zu 120 °C und einem regelbaren Massenstrom zur Verfügung zu stellen. Ebenfalls muss ein Abgasmassenstrom mit einer regelbaren Temperatur von bis zu 700 °C und einer Leistung bis zu 40 kW bereitgestellt werden.

4.3 Grundkonzept des Prüfstands

Auf Grundlage der baulichen Randbedingungen im Labor und des exemplarisch ausgewählten BHKW-Motors wurde das in Abbildung 4-1 dargestellte vereinfachte Fließbild des Prüfstands entwickelt. Die Kühlmittelwärme des Verbrennungsmotors wird über ein Wasser-Temperiergerät mit einer Leistung von maximal 48 kW emuliert. Die Temperatur und der Volumenstrom sind regelbar, um die geforderte Kühlmittelleistung einstellen zu können. Der Abgasvolumenstrom des Verbrennungsmotors wird über einen Gasbrenner

erzeugt, welcher stufenlos regelbar ist. Um die gewünschte Abgastemperatur einzustellen, wird in der Brennkammer Frischluft zugemischt, die den Abgasstrom abkühlt. Die Regelung der Frischluftzufuhr wird über ein drehzahlreguliertes Abgasgebläse realisiert. Je höher die Drehzahl des Abgasgebläses ist, umso mehr Frischluft wird in der Brennkammer beigemischt.

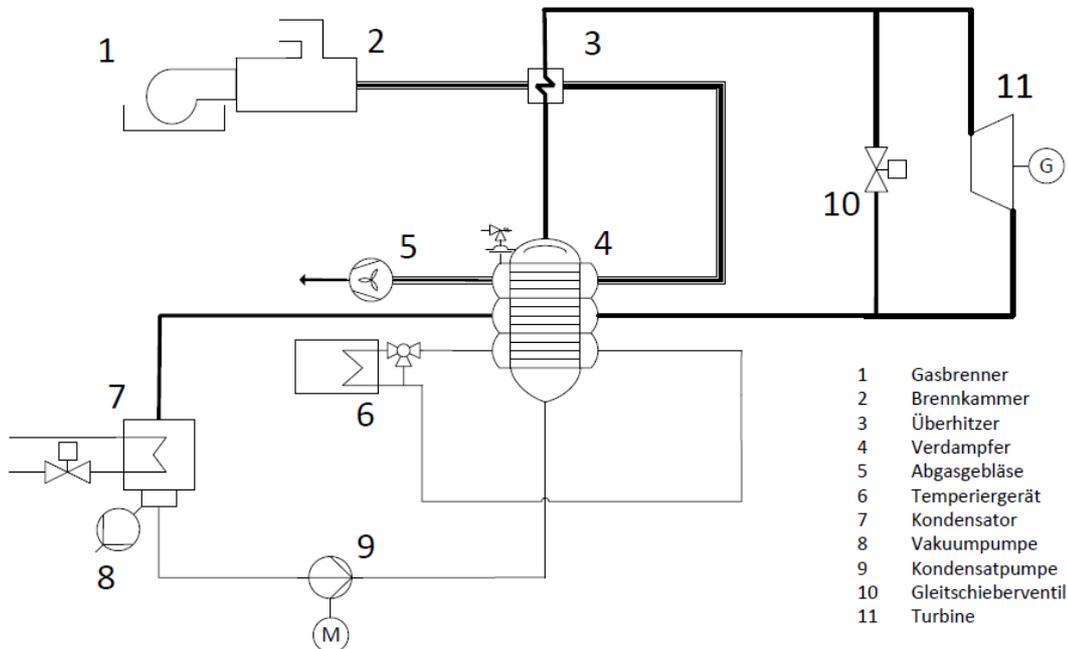


Abbildung 4-1: Vereinfachtes Fließbild des Prüfstands

Ein ausführliches RI-Fließbild des Prüfstands ist in Anhang B zu finden. Die Regelung des Niederdruck-SRC selbst wird über die Stellung des Gleitschieberventils (Pos. 10 in Abbildung 4-1) bzw. die Last an der Turbine (Pos. 11 in Abbildung 4-1) und über den Volumenstrom des Kühlwassers im Kondensator geregelt. Der Volumenstrom des Kühlwassers dient dabei der Regelung des Kondensationsdrucks. Die Stellung des Gleitschieberventils bzw. die Last an der Turbine wird zur Regelung des Verdampferdrucks verwendet.

Da der komplette Kreislauf im Unterdruck betrieben wird, kommt es während des Betriebs zu Lufteinbruch. Um die Luft auch während des Betriebs aus dem System zu entfernen, wurde an den Kondensator eine Vakuumpumpe angeschlossen. Da sich die Luft am kältesten Punkt im Kondensator sammelt, wurde die Luftabsaugung am Kondensatoraustritt eingebaut. Ein zusätzlicher Wärmeübertrager ist zwischen Kondensator und Vakuumpumpe installiert, um einen möglichst großen Teil des Wassers bei Absaugung zu kondensieren.

Da die Turbine eine feste Statorgeometrie aufweist, kann die Druckdifferenz der Turbine im laufenden Betrieb nicht variiert werden. Daher kann ein Festdruckbetrieb des Verdampfers nur mit einer vorgeschalteten Drossel vor der Turbine realisiert werden. Da dies jedoch einen erhöhten Kostenaufwand bedeutet und aus rein theoretischer Sicht keine

Vorteile bietet, wird die Anlage im Gleitdruckbetrieb gefahren. Das bedeutet, dass der Kondensationsdruck auch im Teillastbetrieb konstant gehalten wird, so dass in allen Betriebspunkten eine Brauchwassererwärmung auf mindestens 50 °C möglich ist. Um die geforderte Generatorspannung konstant zu halten, muss die Turbinendrehzahl konstant gehalten werden. Nach den Berechnungsvorschriften aus Kapitel 3.5 muss dafür der Druck am Eintritt in die Turbine gesenkt werden, um auf die geforderte Strömungsgeschwindigkeit zu kommen.

Mit einer variablen Statorgeometrie könnte der Kreislauf in einem begrenzten Leistungsbereich auch in Festdruckbetrieb betrieben werden und der Kreislaufwirkungsgrad im Teillastbetrieb gesteigert werden. Variable Stator-Geometrien sind im Turboladerbau bereits Stand der Technik, gehen aber mit einer erhöhten Komplexität in der Turbinenkonstruktion und den Investitionskosten einher, wodurch in diesem Prüfstand darauf verzichtet wurde.

4.4 Vorgehen bei der Prüfstandsauslegung

Bei der Prüfstandsauslegung wurde wie folgt vorgegangen. In einem ersten Schritt wurde anhand von definierten Zielwerten (obere Grädigkeiten der Wärmeübertrager, Turbinenwirkungsgrad etc.) ein erstes Simulationsmodell erstellt, welches die Randbedingungen für die Wärmeübertragerauslegung liefert. Da die Auslegungsrechnungen eventuell große Abweichungen zum realen Betrieb aufweisen, wird der Prüfstand zunächst ohne Turbine betrieben, um den Vollast-Betriebspunkt für die Turbinenauslegung zu definieren. Das Druckgefälle der Turbine wird in diesem Fall durch ein Gleitschieberventil eingestellt (vgl. Abbildung 4-1). Um eine belastbare Datenbasis für die Validierung der Wärmeübertrager-Berechnungsmethoden zu erhalten, werden die Messwerte anhand der VDI 2048 auf Plausibilität geprüft. Auf dieser Datenbasis können die Wärmeübertrager-Berechnungsmethoden validiert und Kennlinien berechnet werden, welche in die thermodynamische Simulation implementiert werden. Ebenfalls lassen sich mit den Messergebnissen Wärmeübergangskoeffizienten für die Wärmeverluste des Prüfstands berechnen, welche in die thermodynamische Simulation eingefügt werden.

Mit dem angepassten Simulationsmodell kann nun über einen iterativen Prozess die Turbine ausgelegt werden. Dafür wird zunächst der isentrope Wirkungsgrad der Turbine abgeschätzt und die Randbedingungen für die Turbinenauslegung über die Simulation bestimmt. Anschließend wird das Turbinenmodell in der Simulation an die Auslegungsrechnungen angepasst. Nach Auslegung des Turbine kann diese gebaut und in den Prüfstand integriert werden.

Im Folgenden werden die verwendete Simulationsmodelle und das Modell zur Plausibilitätsprüfung anhand der VDI 2048 genauer erläutert.

4.5 Simulationsmodell für die Wärmeübertragerauslegung

Für die Auslegung der Wärmeübertrager wurde das idealisierte Simulationsmodell aus Kapitel 2.2.2 zugrunde gelegt und die in Tabelle 4-4 aufgelisteten Zielgrößen wurden definiert.

Tabelle 4-4: Definierte Zielgrößen für die Prüfstandauslegung

isentropen Turbinenwirkungsgrad	0,87
obere Grädigkeit Verdampfer	10 °C
obere Grädigkeit Kondensator	10 °C
Überhitzungstemperatur	450 °C
Druckverhältnis Turbine	3
Druck Verdampfer	0,65 bar
Druck Kondensator	0,19 bar
max. Abgas Druckverlust Überhitzer	20 mbar
max. Abgas Druckverlust Verdampfer	20 mbar
max. Dampf Druckverlust Überhitzer	20 mbar
max. Dampf Druckverlust Rekuperator	20 mbar

Die oberen Grädigkeiten basieren auf iterativen Erfahrungswerten aus der Auslegungsrechnung nach Goebel [24]. Der isentrope Turbinenwirkungsgrad wurde anhand der Erfahrungswerte aus Kapitel 3.5 definiert. Die Kennlinien im BHKW-Modul wurden so angepasst, dass die Abgastemperaturen, die übertragene Leistung an das Kühlwasser und die Wärmeverluste des Motors unter Volllast und Teillast mit den Angaben aus dem Datenblatt des Erdgas-Motors E0834 E302 der Firma MAN übereinstimmen. Die verwendeten Kennlinien sind in Anhang F abgebildet. Der Druckverlust im Abgasstrang wurde auf insgesamt maximal 40 mbar festgelegt, was dem maximal zulässigen Abgasgegendruck gemäß dem Datenblatt des Motors in Anhang A entspricht.

Es ist anzumerken, dass bei der Auslegungsrechnung für den Überhitzer eine Überhitzungstemperatur von 450 °C im Gegenstrombetrieb zugrunde gelegt wurde, da für den Turbinenbau ein Laufrad aus dem Werkstoff Inconel 649 geplant war. Im Projektverlauf stellte sich heraus, dass ein Laufrad aus dem Werkstoff Inconel 649 nicht zu den geplanten Kosten gefertigt werden kann. Aus diesem Grund wurde als Rotormaterial Titan (Ti-6Al-4V) verwendet, wodurch die Maximaltemperatur des überhitzten Dampfes auf 350 °C herabgesetzt werden musste, da die Zugfestigkeit von Titan bei Temperaturen ab 400 °C stark abnimmt und die Festigkeit des Rotors oberhalb von ca. 350 °C nicht mehr gegeben ist. Da der Überhitzer zu dem Zeitpunkt schon geliefert war, wurde dieser im Gleichstrombetrieb in die Anlage integriert, wodurch die Überhitzungstemperatur bei konstantem kA-Wert auf ca. 350 °C reduziert werden kann. Die Auslegungsrechnungen

und damit die Ergebnisse in dem Kapitel 4.6 basieren demnach noch auf der Grundlage, dass der Überhitzer im Gegenstrombetrieb eingesetzt wird.

4.6 Auslegungsergebnisse der Prüfstandskomponenten

Basierend auf den Ergebnissen aus den Kapiteln 4.1 bis 4.5 ergeben sich die in Tabelle 4-5 dargestellten Randbedingungen und Zielgrößen für die Auslegung des Verdampfers und des Überhitzers. Die Zielgrößen für die Auslegung sind rot markiert.

Tabelle 4-5: Auslegungsparameter für die Überhitzer- und Verdampferauslegung (rot: Zielgrößen für die Auslegung)

Überhitzer	
Abgasmassenstrom	0,0494 kg·s ⁻¹
Abgastemperatur Eintritt	650 °C
Abgasdruck Eintritt	1,0 bar
Dampfmassenstrom	0,0274 kg·s ⁻¹
Dampftemperatur Eintritt	88 °C
Dampfdruck Eintritt	0,65 bar
Dampftemperatur am Austritt (Gegenstrombetrieb)	450 °C
Verdampfer Abgasseite	
Verdampferdruck	0,65 bar
Abgastemperatur Eintritt	322 °C
Abgasdruck Eintritt	1,0 bar
Abgastemperatur Austritt	98 °C
Verdampfer Dampfseite (Rekuperator)	
Verdampferdruck	0,65 bar
Dampftemperatur Eintritt	314 °C
Dampfdruck Eintritt	0,21 bar
Dampftemperatur Austritt	98 °C
Verdampfer Kühlmittelseite	
Verdampferdruck	0,65 bar
Wassertemperatur Eintritt	120 °C
Massenstrom Kühlmittel	2,78 kg·s ⁻¹
Wasserdruck Eintritt	3,5 bar
Übertragene Leistung	51 kW
Wassertemperatur Austritt	115 °C

Tabelle 4-6: Auslegungsergebnisse des Überhitzers und des Verdampfer im Voll-
lastfall (rot: Zielgrößen für die Auslegung)

Überhitzer	
Länge Rohrbündel	1,8 m
$d_{a,Mantelrohr}$	0,256 m
$d_{a,Wärmeübertragerrohr}$	0,014 m
$d_{i,Wärmeübertragerrohr}$	0,011 m
Anzahl Wärmeübertragerrohre	143
Dampf Temperatur am Austritt (Gegenstrom)	466 °C
Dampf Temperatur am Eintritt (Gleichstrom)	370 °C
Druckverlust Abgasseite	8,5 mbar
Druckverlust Dampfseite	9,5 mbar
Verdampfer Abgasseite	
Länge Rohrbündel	1,8 m
$d_{a,Mantelrohr}$	0,356 m
$d_{a,Wärmeübertragerrohr}$	0,014 m
$d_{i,Wärmeübertragerrohr}$	0,011 m
Anzahl Wärmeübertragerrohre	39
Austrittstemperatur Abgas	98,7 °C
Druckverlust Abgasseite	8,5 mbar
Verdampfer Dampfseite	
Länge Rohrbündel	1,8 m
$d_{a,Mantelrohr}$	0,356 m
$d_{a,Wärmeübertragerrohr}$	0,014 m
$d_{i,Wärmeübertragerrohr}$	0,011 m
Anzahl Wärmeübertragerrohre	78
Austrittstemperatur Dampfseite	110,2 °C
Druckverlust Dampfseite	2,7 mbar
Verdampfer Kühlmittelseite	
Länge Rohrbündel	1,8 m
$d_{a,Mantelrohr}$	0,356 m
$d_{a,Wärmeübertragerrohr}$	0,014 m
$d_{i,Wärmeübertragerrohr}$	0,011 m
Anzahl Wärmeübertragerrohre	14
Austrittstemperatur Kühlmittelseite	113,6 °C
Übertrage Wärmeleistung	75,7 kW

Für die Baugröße des Verdampfers und des Überhitzers wurde eine Rohrbündellänge von 1,8 m festgelegt, so dass beide Wärmeübertrager eine maximale Baulänge inklusive Anschlussstutzen von 2,5 m nicht überschreiten. Die Durchmesser der Wärmeübertragerrohre wurde von der Zulieferungsfirma vorgegeben. Alle Maße der Wärmeübertrager sind im Anhang D hinterlegt.

In Tabelle 4-6 sind die Ergebnisse der Wärmeübertragerauslegung zusammengefasst. Die Zielgrößen, welche in Tabelle 4-5 definiert sind, wurden im Vollastfall anhand der in Tabelle 4-5 definierten Randbedingungen berechnet und rot markiert. Wie zu erkennen ist, liegen die berechneten Druckverluste alle unterhalb der in Kapitel 4.5 definierten Druckverluste. Die geforderte obere Grädigkeit im Rekuperator wurde hochgesetzt, da für ein Erreichen der oberen Grädigkeit von 10 K die Anzahl der Wärmeübertragerrohre unverhältnismäßig groß geworden wäre. Für alle weiteren Rohrbündel konnten die geforderten oberen Grädigkeiten eingehalten werden.

Basierend auf den ersten Messungen mit dem Prüfstand (ohne Turbine) konnten das Simulationsmodell angepasst und die Randbedingungen für die Turbinenauslegung bestimmt werden. Wie in Kapitel 5 noch näher erläutert wird, konnte die geforderte Abgasleistung zur Emulation des MAN-Motors nicht erreicht werden, weshalb eine Anpassung der Dampfparameter notwendig war. Dafür wurde der MAN-Motor (E0834 E302) in der Simulation wie folgt auf $38 \text{ kW}_{\text{mechanisch}}$ skaliert.

In der Simulation wurde davon ausgegangen, dass die Wirkungsgrade des Motors bei Vollast und in Teillastzuständen konstant bleiben. Aus diesem Grund wurden die Kennlinien des MAN-Motors mit $54 \text{ kW}_{\text{mechanisch}}$ verwendet (siehe Anhang F). Für die Skalierung wurde der Vollastpunkt von $54 \text{ kW}_{\text{mechanisch}}$ auf $38 \text{ kW}_{\text{mechanisch}}$ herabgesetzt. Die Auslegungsparameter, die anhand der Simulation für die Turbine ermittelt wurden, sind in Tabelle 4-7 zusammengefasst.

Tabelle 4-7: Auslegungsparameter für die Turbine im Vollastfall

Dampfmassenstrom	$0,019 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$
Dampftemperatur am Eintritt	$350 \text{ }^\circ\text{C}$
Dampfdruck am Eintritt	$0,62 \text{ bar}$
Dampfdruck am Austritt	$0,2 \text{ bar}$

Ausgehend von den Bemaßungen und den Berechnungsmethoden aus Kapitel 3.5 wurde die Turbine so ausgelegt, dass der geforderte Dampfdruck am Austritt der Turbine bei gegebenen Dampfparametern am Eintritt der Turbine erreicht wird. Die Ergebnisse der Turbinenauslegung sind in Tabelle 4-8 zusammengefasst.

Diese Ergebnisse wurden dem Turbinenhersteller (EP Turbines) übermittelt, welcher die Konstruktion der Turbine übernahm. Die Lagerungstechnik und die Auswahl des Schmier- und Kühlsystems wurden vom Turbinenhersteller entwickelt. Die Wahl fiel auf

einen direktgetriebenen Generator, welcher mit dem Kondensat des Niederdruck-SRC gekühlt wird. Die Schmierung der verwendeten Gleitlager erfolgt ebenfalls über das Kondensat des Niederdruck-SRC.

Tabelle 4-8: Ergebnisse der Turbinenauslegung im Vollastfall

r_2	56,00 mm
r_3	41,27 mm
r_4	37,50 mm
r_{i5}	12,00 mm
r_{a5}	25,25 mm
ϵ_a	0,40 mm
ϵ_r	0,40 mm
b_4	4,70 mm
N_{Stator}	15
N_{Rotor}	11
Drehzahl	120.000 min^{-1}
η_{ts}	86 %
Dampfdruck Austritt	0,197 bar

Die Turbine mit direkt betriebenem Generator ist in Abbildung 4-2 dargestellt.

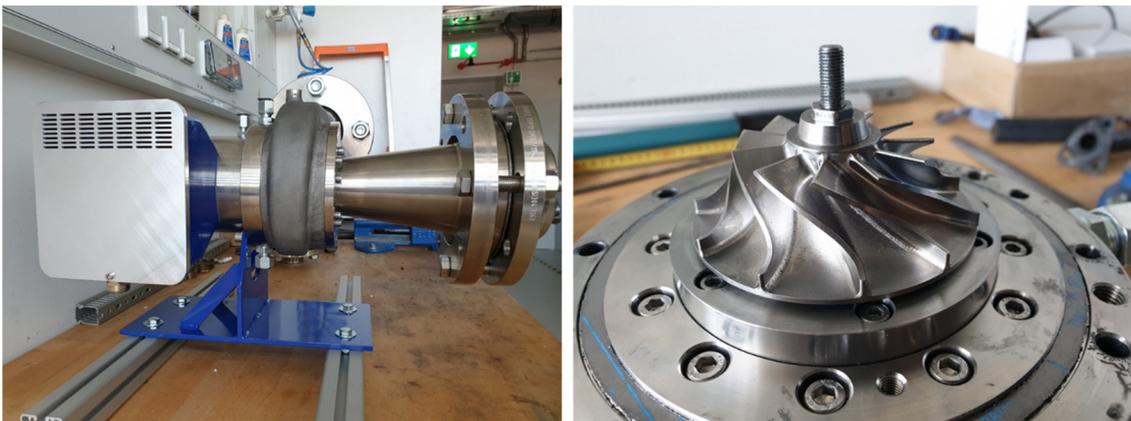
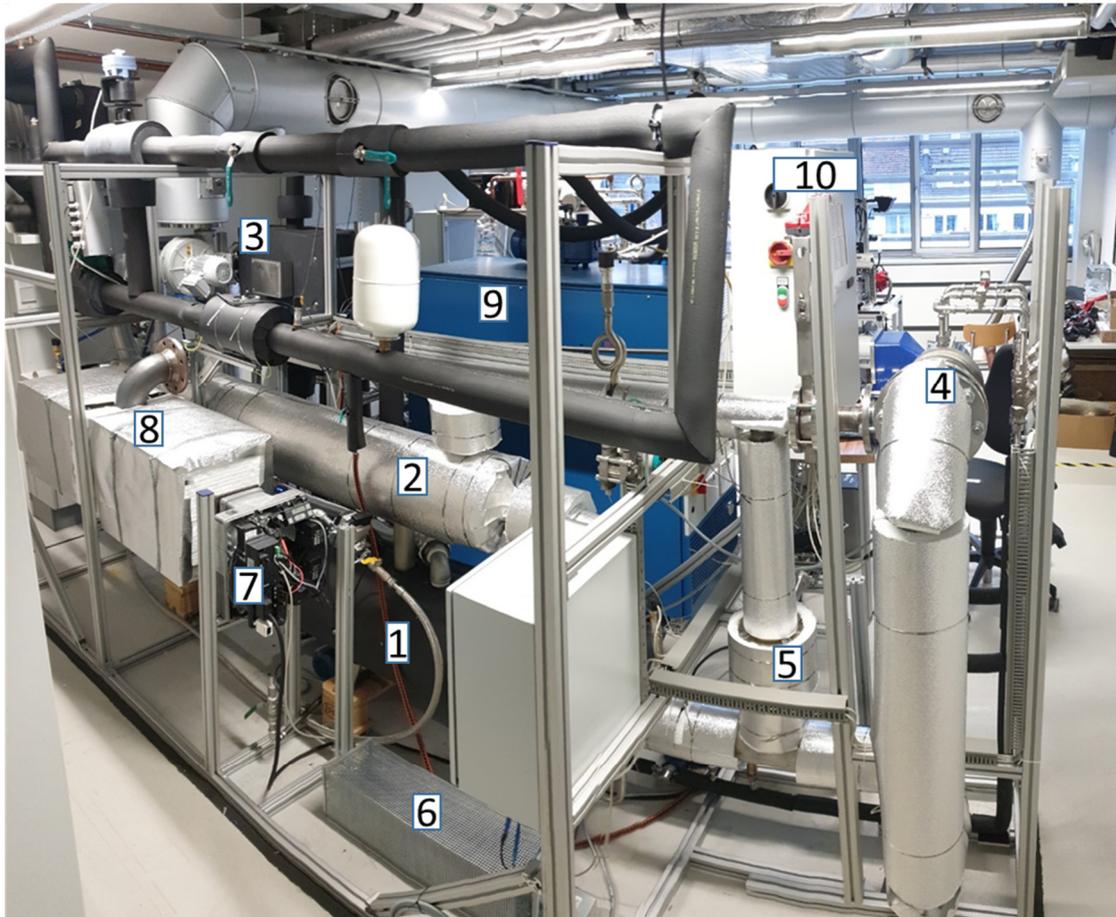


Abbildung 4-2: Verbaute Turbine mit direkt betriebenem Generator (links) und verbautes Turbinenlaufrad (rechts)

Anhand der ausgelegten Komponenten und des RI-Fließbilds in Anhang C wurde der Prüfstand in Abbildung 4-3 an der Hochschule Düsseldorf im Labor für Kraftwerkstechnik und Thermodynamik aufgebaut.



- | | | | |
|---|-----------------------|----|-----------------|
| 1 | Verdampfer | 6 | Bremswiderstand |
| 2 | Überhitzer | 7 | Gasbrenner |
| 3 | Kondensator | 8 | Brennkammer |
| 4 | Turbine mit Generator | 9 | Temperiergerät |
| 5 | Bypassventil | 10 | Schaltschrank |

Abbildung 4-3: Niederdruck-SRC-Prüfstand an der Hochschule Düsseldorf

4.7 Messdatenerfassung und Prüfstandsregelung

Die Messdatenaufnahme und Prüfstandsregelung wird über die Software Simulink und die im Messrechner verbauten Messkarten realisiert. Simulink ist eine Software der Firma „The MathWorks“ und benötigt die Software Matlab zur Ausführung.

Die Signale der Messeinrichtungen werden über Signalwandler als 0 – 10 V Signale der Messkarte übergeben. Die Umrechnung der Messsignale in die Messwerte und die Berechnung der Regelsignale werden mit Matlab Simulink realisiert. Die Regelsignale werden wiederum über die Analogausgänge (0 – 10 V) von der Messkarte aus an die Stellglieder im Prüfstand übertragen. Eine Skizze der Messwertaufnahme und -ausgabe der Regelsignale ist in Abbildung 4-4 dargestellt.

Auslegung und Simulationsmodell des Prüfstands

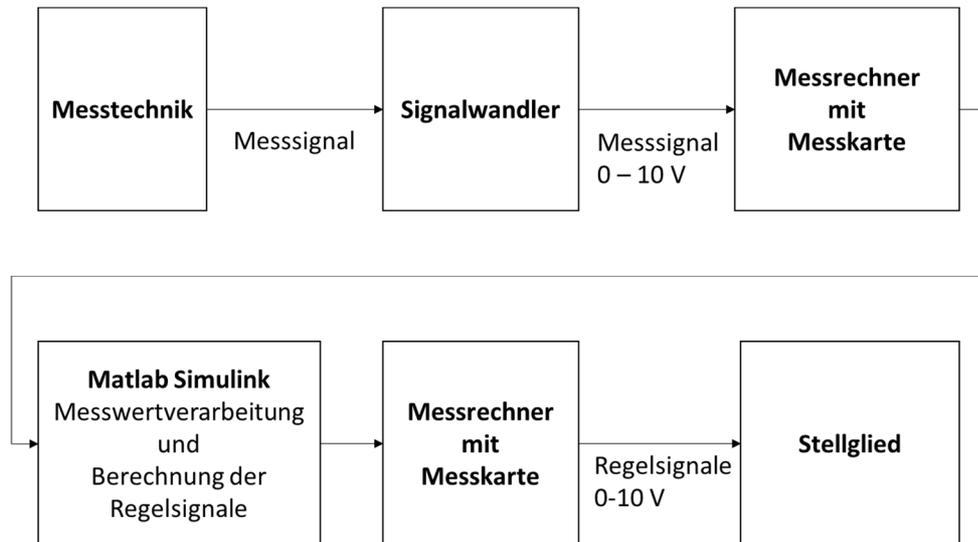


Abbildung 4-4: Messwertaufnahme und Regelung des Prüfstands

Der Niederdruck-Wasser-/Dampfkreislauf stellt keine hohen Ansprüche an die Dynamik der Regelung, da der Prüfstand aufgrund der großen Wärmeübertrager eine hohe thermische Masse aufweist und aus diesem Grund sehr träge ist. Daher kann die Regelung des Kreislaufs über einfache P- und PI-Regler gemäß Abbildung 4-5 realisiert werden.

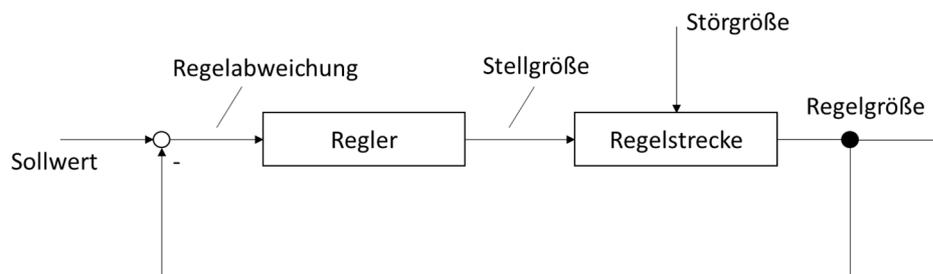


Abbildung 4-5: Darstellung eines einfachen Regelkreises

Im Folgenden werden die Regelungskonzepte der beiden Versuchsaufbauten (mit Druckreduzierventil und mit Turbine) genauer erläutert. Das grundlegende Regelungskonzept der beiden Versuchsaufbauten wurde bereits in Kapitel 4.3 erläutert und ist anhand der RI-Fließbilder in Anhang B und Anhang C dargestellt. Folgende Regelkreise sind in beiden Versuchsaufbauten identisch:

- Emulation Kühlmittelwärme des Motors
 - o Regelung der Vorlauftemperatur
 - o Regelung der Heizleistung im Verdampfer
- Emulation Abgaswärme des Motors
 - o Regelung des Abgasmassenstroms
 - o Regelung der Abgastemperatur am Eintritt in den Überhitzer
- Regelung des Kondensatordrucks
- Regelung der Kondensatpumpe

Im Folgenden werden die einzelnen Regelungen genauer erläutert.

Die Temperatur des Kühlmittelvorlaufs zum Verdampfer wird am Temperiergerät manuell eingestellt. Die Regelung erfolgt automatisch im Temperiergerät.

Die zugeführte Kühlmittelwärme zum Verdampfer wird über den Massenstrom des Kühlmittels geregelt. Die Regelung des Massenstroms erfolgt über das Drei-Wege-Ventil. Als Regler kommt ein PI-Regler mit folgenden Einstellungen zum Einsatz:

- P-Anteil = 0,033
- I-Anteil = 0,005

Die Regelung des Abgasmassenstroms erfolgt über die Drehzahl des Abgasgebläses. Dazu wird die Drehzahl über ein Kennfeld ermittelt und über einen I-Regler wird der Modellfehler ausgeregelt (Abbildung 4-6). Der I-Anteil wurde in diesem Fall auf den Wert 10 gesetzt, welcher iterativ ermittelt wurde.

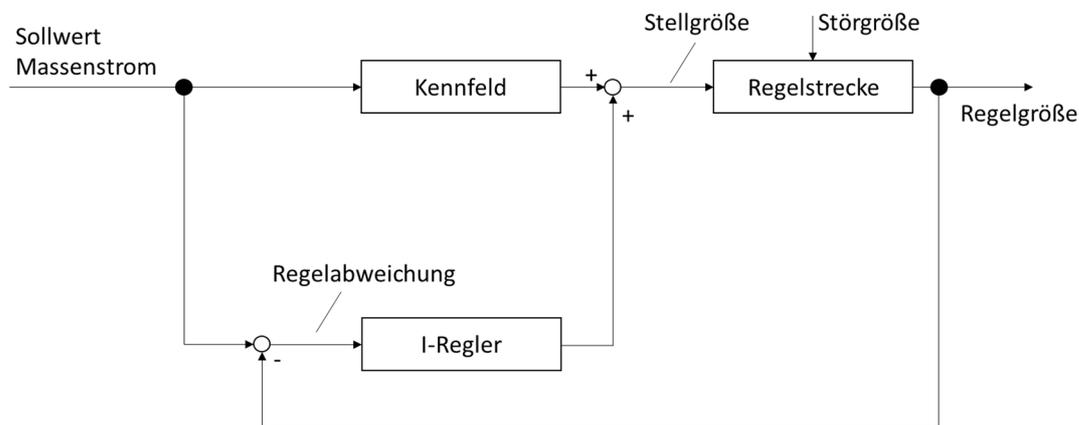


Abbildung 4-6: Regelkreis für die Regelung des Abgasmassenstroms

Die Regelung der Abgastemperatur am Eintritt in den Überhitzer erfolgt analog zu der Regelung des Abgasmassenstroms in Abbildung 4-6. Sie erfolgt über die Brennerleistung, welche stufenlos über einen 0 - 10 V Analogeingang am Gasbrenner geregelt werden kann. Das verwendete Kennfeld ist in Anhang K hinterlegt. Der I-Anteil wurde in diesem Fall auf einen Wert von 0,0003 gesetzt, welcher iterativ ermittelt wurde.

Die Regelung des Kondensatordrucks erfolgt über den Kühlwassermassenstrom im Kondensator. Hierfür kommt ein PI-Regler zum Einsatz mit den folgenden Einstellungen:

- P-Anteil = $12 \cdot 10^{-5}$
- I-Anteil = $4 \cdot 10^{-6}$

Die Regelung der Kondensatpumpe erfolgt über den Füllstand des Kondensatbehälters. Dies erfolgt über einen P-Regler mit einem P-Anteil von 100.

Im Versuchsaufbau mit Drossel statt Turbine (RI-Fließbild in Anhang B) wird der Verdampferdruck über das Gleitschieberventil geregelt. Hierfür kommt ein PI-Regler mit folgenden Einstellungen zum Einsatz:

- P-Anteil = $28,6 \cdot 10^{-5}$
- I-Anteil = $10,0 \cdot 10^{-5}$

Im Versuchsaufbau mit Turbine (RI-Fließbild in Anhang C) ergibt sich der Verdampferdruck anhand des Druckgefälles in der Turbine. Dieses ist wiederum abhängig vom Kondensationsdruck, dem Dampfzustand am Eintritt in die Turbine und dem Dampfmassenstrom. Die Drehzahl der Turbine wird über einen Bremschopper geregelt, der die Generatorspannung auf 650 V einregelt. Die Lastabnahme erfolgt über einen Lastwiderstand. In Abbildung 4-7 ist der Aufbau der Turbine mit angeschlossener Lastabnahme abgebildet.

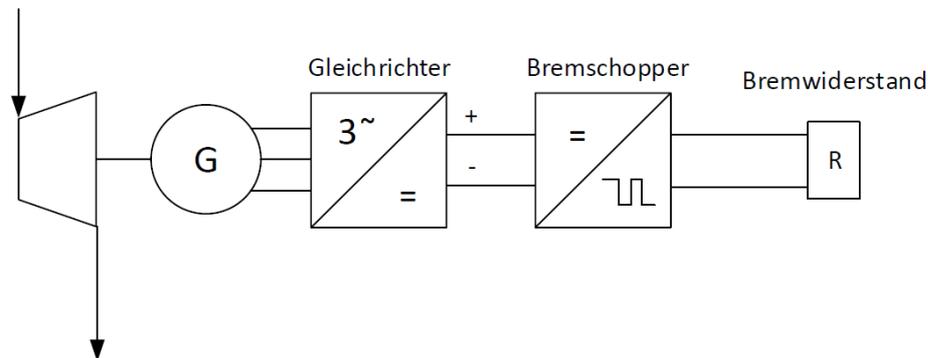


Abbildung 4-7: Regelung der elektrischen Last an dem Generator der Turbine

4.8 Plausibilitätsprüfung und Messdatenabgleich

Um eine belastbare Datenbasis für die Validierung der Berechnungsmodelle zu erhalten, müssen die verwendeten Messwerte aus den Laborversuchen auf Plausibilität geprüft werden. Dafür kommt in dieser Arbeit die Software SR::Validate zum Einsatz, welche Epsilon® Professional als Rechenkern verwendet. In der Industrie wird SR::Validate für die Vermeidung von Messunsicherheiten von Abnahmemessungen und zur Beurteilung von Messwertgenauigkeiten verwendet. SR::Validate arbeitet dabei nach den Vorgaben der Richtlinie VDI 2048 [50], welche ein statistisches Verfahren zur Bestimmung des wahrscheinlichsten Anlagenzustandes und zur Bestimmung der Zuverlässigkeit von Messwerten beschreibt.

Der VDI 2048 liegt dabei die Annahme zu Grunde, dass der wahre Messwert jeder Messgröße durch eine Summe zufälliger und meist unabhängiger Einflüsse und durch eine Summe unbekannter systematischer Messabweichungen überlagert wird. Diese Abweichungen stellen eine Zufallsvariable dar, so dass die Messwerte jedes Messpunktes eine Zufallsvariable mit einer Gauß-Verteilung darstellen. Ziel der VDI 2048 ist es, anhand der Messunsicherheiten (Konfidenzintervalle) der einzelnen Messstellen, der thermodynamischen Bilanzgleichungen der Komponenten und geeigneten Nebenbedingungen eine Beurteilung der Genauigkeit einer Messreihe vornehmen zu können. Da die genauen

Messunsicherheiten der einzelnen Messstellen unbekannt sind, müssen geeignete Annahmen getroffen werden. Die Nebenbedingungen basieren ebenfalls auf Annahmen, welche z.B. Wärmeübergangskoeffizienten, Druckverluste oder Wärmeverluste sein können. Anhand der thermodynamischen Bilanzgleichungen und der Nebenbedingungen wird so ein Gleichungssystem für die zu untersuchende Anlage erstellt.

Um eine Ausgleichsrechnung gemäß VDI 2048 durchführen zu können, ist es zwingend erforderlich, nicht nur die Messwerte zur Lösung des Gleichungssystems zu erfassen, sondern darüber hinaus weitere Messwerte aufzunehmen, so dass ein überbestimmtes Gleichungssystem mit n Freiheitsgraden (Redundanzen des Ausgleichsproblems) erstellt werden kann.

Die Messwerte werden die definierten Bilanzgleichungen und Nebenbedingungen nicht exakt erfüllen, sondern zu Widersprüchen führen. Anhand der Rechenvorschriften in der VDI 2048 kann eine Ausgleichsrechnung durchgeführt werden, welche auf der Gauss'schen Methode der Minimierung der Summe der kleinsten Fehlerquadrate beruht. So können die Messwerte anhand der Konfidenzintervalle so angepasst werden, dass widerspruchsfreie Schätzwerte für den wahren Anlagenzustand berechnet werden, bei gleichzeitig minimaler Fehlerquadratsumme der Anpassungen. Anhand der VDI 2048 wird eine maximale zulässige Fehlerquadratsumme anhand der vorhandenen Freiheitsgrade des Gleichungssystems definiert. Unterhalb dieser maximal zulässigen Fehlerquadratsumme können die Messwerte als plausibel ohne signifikante Messfehler angesehen und als Datenbasis für die Validierung verwendet werden. Ebenfalls sollte die Fehlerquadratsumme nicht unterhalb des 5 %-Quantils liegen, da in diesem Fall die Gefahr besteht, dass die angenommenen Konfidenzintervalle zum Teil größer sein können als die realen Konfidenzintervalle. Demnach sollte die bezogene Fehlerquadratsumme $\frac{\xi_0}{r}$ folgende Bedingung erfüllen:

$$F_{r,\infty,5\%} \leq \frac{\xi_0}{r} \leq F_{r,\infty,95\%} \quad (4.8-1)$$

In Tabelle 4-9 sind die zugehörigen Fehlerquadratsummen des 5 %-Quantils und des 95 %-Quantils aufgeführt. Für eine einheitliche Auswertung der Messergebnisse kann das $\chi^2_{Testverhältnis}$ wie folgt berechnet werden:

$$\chi^2_{Testverhältnis} = \frac{F_{Messung}}{F_{r,\infty,95\%}} \quad (4.8-2)$$

Demzufolge können die Messwerte als hinreichend genau bezeichnet werden, wenn gilt:

$$\chi^2_{Testverhältnis} < 1 \quad (4.8-3)$$

Tabelle 4-9: Quantile für die Fehlerquadratsumme [50]

Freiheitsgrad (Anzahl der Redundanzen)	5%-Quantile		95%-Quantile	
	$\chi^2_{r,5\%}$	$F_{r,\infty,5\%}$	$\chi^2_{r,95\%}$	$F_{r,\infty,95\%}$
2	0,1	0,05	5,99	3,00
3	0,35	0,12	7,81	2,60
4	0,71	0,18	9,49	2,37
8	2,73	0,34	15,51	1,94
16	7,96	0,50	26,30	1,64
32	20,07	0,63	46,19	1,44
64	46,59	0,73	83,68	1,31
128	102,87	0,80	155,40	1,21

Ausgehend von den Grundlagen der VDI 2048 wurden mit Hilfe der Software SR::Validate zwei Modelle zur Plausibilitätsprüfung der Messergebnisse erstellt, das erste für die Validierung der Messergebnisse der Versuchsanlage ohne Turbine und das zweite für die Validierung der Messergebnisse der Versuchsanlage mit Turbine. Im Folgenden werden die beiden Modelle mit allen verwendeten Messstellen, Konfidenzintervallen und Nebenbedingungen genauer erläutert.

Anhand der eingebauten Messstellen im Prüfstand (ohne Turbine) wurde das in Abbildung 4-8 abgebildete SR:Validate-Schaltbild erstellt, welches auf dem Schaltbild in Abbildung 2-4 basiert. Mit den vorhandenen Messstellen wurde ein überbestimmtes Gleichungssystem mit sieben Freiheitsgraden erstellt. Die verwendeten Messstellen und die definierten Nebenbedingungen sind in Tabelle 4-10 zusammengefasst. Als Nebenbedingungen wurden die Druckverlustberechnungen im Überhitzer (Primär- und Sekundärseite) und im Verdampfer (Sekundärseite) verwendet. Ebenfalls wird der Wärmeverlust in Kondensator als konstant angenommen, aufgrund des konstanten Kondensationsdrucks und der damit konstanten Kondensationstemperatur.

Da die Versuchsanlage aufgrund der hohen Betriebstemperaturen hohe Wärmeverluste aufweist, müssen diese ebenfalls über die Energiebilanzen der Wärmeübertrager berechnet oder als Nebenbedingungen definiert werden, um einen widerspruchsfreien Messdatenabgleich zu gewährleisten. Die Wärmeverluste der Anlage werden für den Messdatenabgleich wie folgt aufgeteilt:

- Wärmeverlust Brennkammer
- Wärmeverlust Verdampfer
- Wärmeverlust Überhitzer
- Wärmeverlust Drossel
- Wärmeverlust Kondensator

Für den Messdatenabgleich werden die Wärmeverluste in Drossel, Brennkammer und Überhitzer anhand der thermodynamischen Bilanzgleichungen berechnet, weil die Wärmeverluste im Überhitzer und in der Brennkammer aufgrund der hohen Temperaturdifferenz im Vergleich zur übertragenen Wärmeleistung hoch sind und ein Fehler bei der theoretischen Berechnung einen hohen Einfluss auf den Austrittszustand des Dampfes hat. Der Wärmeverlust über die Drossel hat ebenfalls einen starken Einfluss auf die Dampftemperatur, wodurch bereits geringe Modellfehler in der Wärmeverlustberechnung zu einem unzureichenden Ergebnis in der Messdatenanpassung führen. In Gegensatz dazu sind die Wärmeverluste in Verdampfer und Kondensator aufgrund der geringen Betriebstemperatur und guten Isolation im Vergleich zur übertragenen Leistung relativ gering, weshalb diese als Nebenbedingungen für den Datenabgleich genutzt werden können.

Anhand der vorhandenen Messstellen und definierten Nebenbedingungen für Differenzdruck und Wärmeverlust ergibt sich so ein Gleichungssystem mit sieben Freiheitsgraden, welches für den Messdatenabgleich gemäß VDI 2048 geeignet ist. Eine Auflistung aller Messstellen mit den verwendeten Konfidenzintervallen und Nebenbedingungen im SR::Validate Modell ist in Anhang G dargestellt.

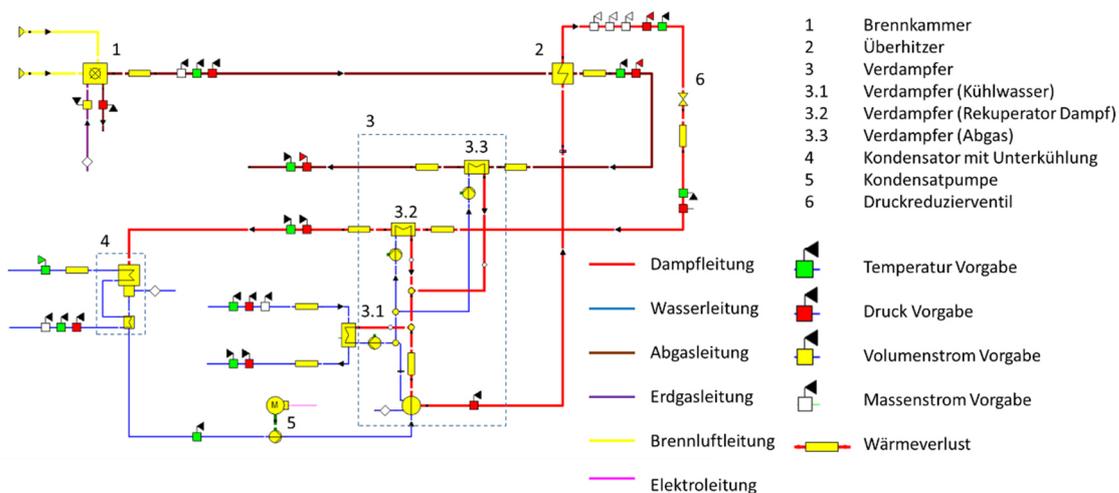


Abbildung 4-8: Epsilon-Schaltbild für Plausibilitätsprüfung gemäß VDI 2048 (ohne Turbine)

Tabelle 4-10: Vorgabewerte für Plausibilitätsprüfung gemäß VDI 2048 (Versuchsstand ohne Turbine)

Vorgabewerte für bestimmtes Gleichungssystem	Nebenbedingungen	Zusätzliche Messwerte für Messdatenanpassung gemäß VDI 2048 (Freiheitsgrade)
10 Temperaturen	2 Wärmeverluste	1 Temperaturmessung
6 Drücke	4 Druckverluste	3 Druckmessungen
3 Massenströme	1 Wirkungsgrad	3 Massenstrommessungen

Um die Messergebnisse mit eingebauter Turbine auf Plausibilität zu prüfen, muss die Drossel im Epsilon-Schaltbild (Abbildung 4-8) durch das Turbinenmodell, gekoppelt mit dem Generatormodell, ersetzt werden (siehe Abbildung 4-9). Die Plausibilitätsprüfung der Messwerte gestaltet sich dabei aufwändiger als bei der Drossel, da die Verluste der Turbine vielfältig sind. In der hier vorliegenden Arbeit werden folgende Verluste in der Turbinen-/Generatoreinheit berücksichtigt:

- aerodynamische Strömungsverluste in der Turbine (isentropen Wirkungsgrad)
- Radseitenreibungsverlust der Turbine
- Wärmeverlust des Turbinengehäuses
- Generatorverlust
- Dampfleckage über die Lager
- Reibungsverlust der Lager

Der aerodynamische Strömungsverlust und der Radseitenreibungsverlust werden wie in Kapitel 3.5.7 beschrieben berechnet. Der aerodynamische Strömungsverlust wird über den isentropen Wirkungsgrad der Turbine berücksichtigt und der Radseitenreibungsverlust über den mechanischen Verlust der Wellenleistung.

Die Berechnung des Wärmeverlustes des Turbinengehäuses erfolgt anhand der thermodynamischen Bilanzgleichung.

Die Generatorverluste werden über das Datenblatt des Turbogenerators (Anhang N) anhand der gemessenen Drehzahl mit Formel 4.8-4 berechnet.

$$P_{\text{Generatorverlust}} = 8,25 \cdot 10^{-8} \cdot n^2 - 0,014795 \cdot n + 757,25 \quad (4.8-4)$$

Die Dampfleckage über die Lager wird über eine Aufteilung des Dampfmassenstroms vor der Turbine abgebildet (siehe Abbildung 4-9). An diesem Punkt (Bauteil 7) ist ein Verzweigungsverhältnis definiert. Die Dampfleckage über die Lager wird über das Schmiermittel (Kondensat) zurück in den Kondensator geleitet und dort kondensiert (vgl. Anhang C).

Der Reibungsverlust der Lager wird über die mechanischen Verluste der Turbinenwelle abgebildet.

Demnach ergeben sich die in Tabelle 4-11 dargestellten Vorgabewerte und Annahmen für die Plausibilitätsprüfung der Messwerte. Eine Auflistung aller Messstellen mit den verwendeten Konfidenzintervallen und Nebenbedingungen im SR::Validate-Modell ist in Anhang H dargestellt. Anhand dieser Vorgaben ergibt sich ein überbestimmtes Gleichungssystem mit sieben Freiheitsgraden (Redundanzen).

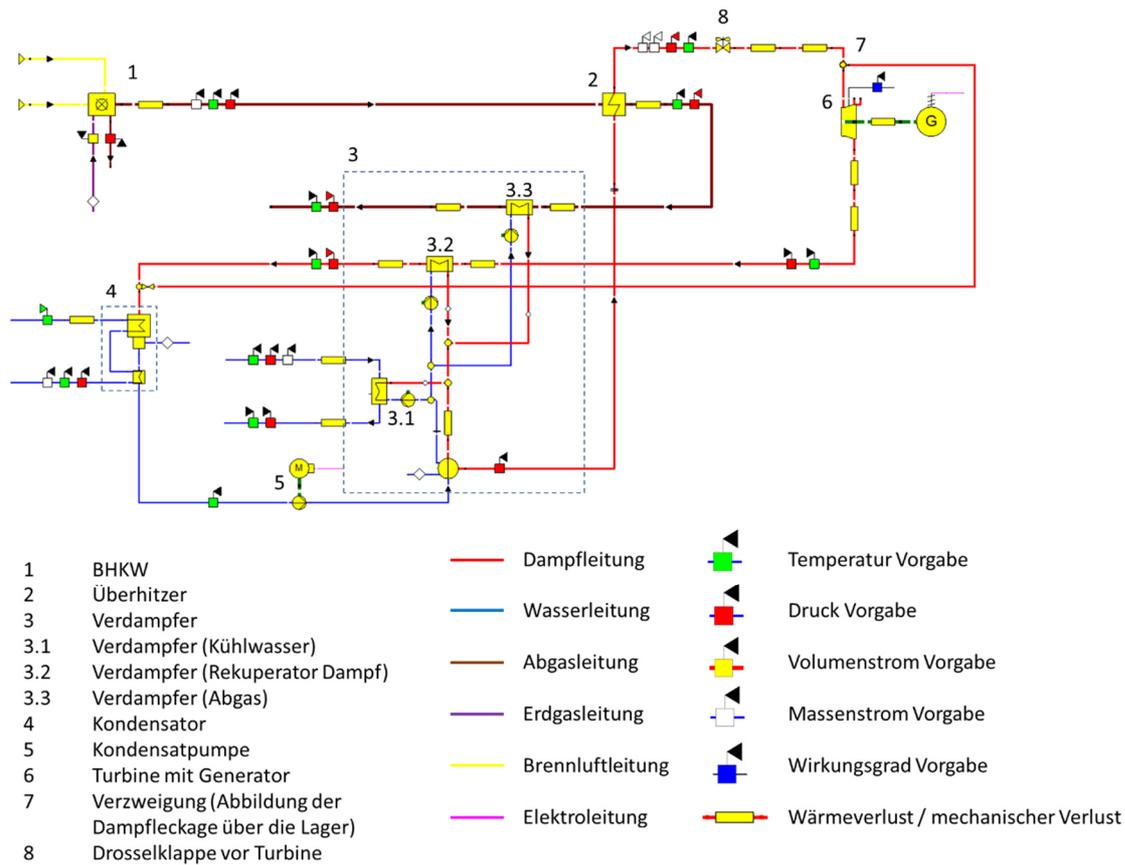


Abbildung 4-9: Epsilon-Schaltbild für Plausibilitätsprüfung gemäß VDI 2048 (mit Turbine)

Tabelle 4-11: Vorgabewerte für Simulation und Plausibilitätsprüfung gemäß VDI 2048

Vorgabewerte für bestimmtes Gleichungssystem	Nebenbedingungen	Zusätzliche Messwerte für Messdatenanpassung gemäß VDI 2048 (Freiheitsgrade)
10 Temperaturen	2 Wirkungsgrade	1 Temperaturmessung
7 Drücke	2 Wärmeverluste	4 Druckmessungen
3 Massenströme	4 Druckverluste	2 Massenströmmessungen
	1 mechanischer Verlust	

4.9 Simulationsmodelle für die Leistungsprognose

Basierend auf dem Kennfeld des Motors und den Berechnungsmethoden der Wärmeübertrager und der Turbine kann der Niederdruck-SRC in Vollast- und Teillastbetrieb simuliert werden. Ziel der Simulation ist es, unter Vorgabe des Kondensationsdrucks und der

Wärmequelle, in diesem Fall des MAN-Motors E0834 E302, die elektrische und thermische Leistung des Niederdruck-SRC zu berechnen. Das verwendete Schaltbild zur Simulation des Niederdruck-SRC ist in Abbildung 4-10 dargestellt.

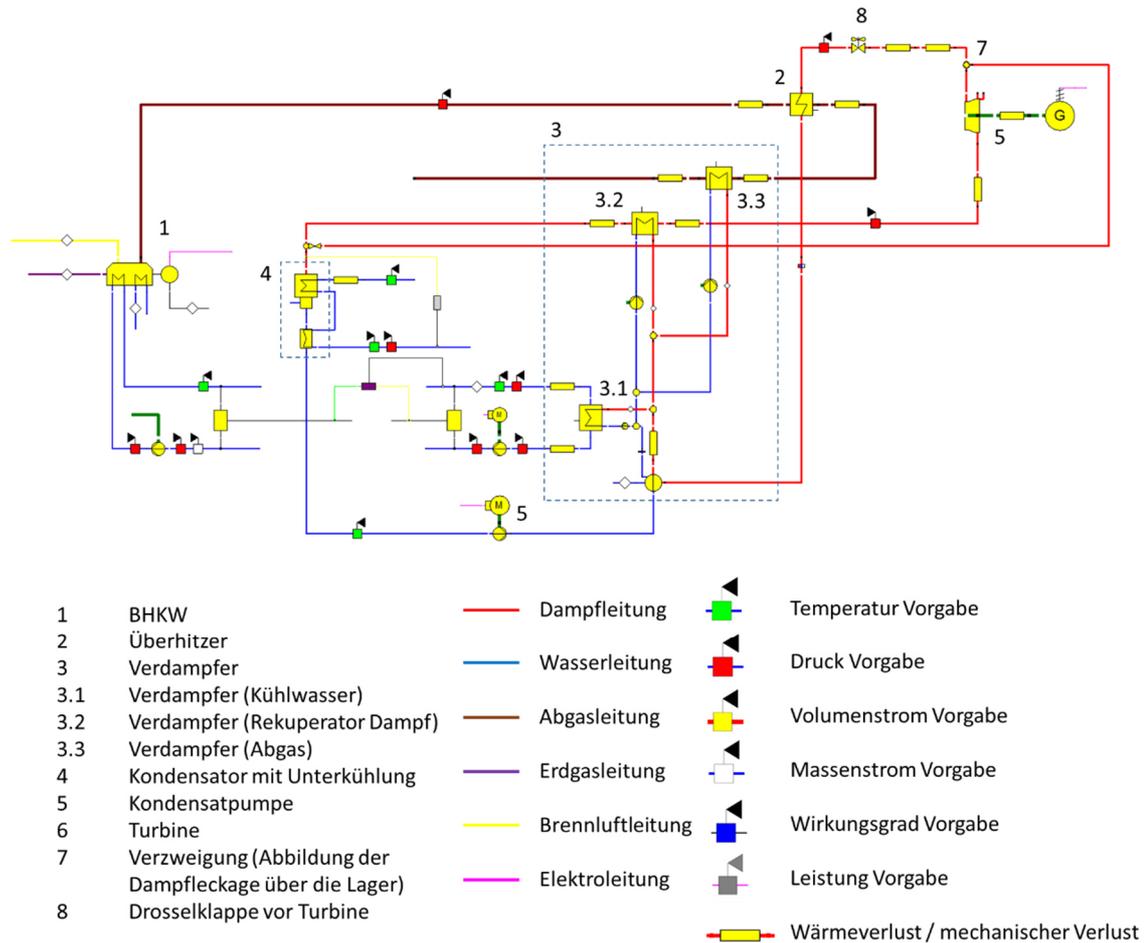


Abbildung 4-10: Simulationsmodell zur Leistungsprognose des SRC in Kombination mit einem BHKW

Der Verbrennungsmotor wird über das BHKW-Modul simuliert. In Anhang A sind die Kenndaten des MAN-Motors hinterlegt. Die Kenndaten sind in 50 Hz und 60 Hz-Betrieb unterteilt. Im Simulationsmodell wurden die Kenndaten im 60 Hz Betrieb zugrunde gelegt. Das BHKW-Modul legt damit zum einen die abzuführende Wärme über das Kühlwasser und zum anderen Temperatur und Massenstrom des Abgases fest. Epsilon®Professional arbeitet bei der BHKW-Berechnung mit einem vorgegebenen Luftverhältnis (beim MAN-Motor $\lambda = 1$) und drei Kennlinien, welche die zugeführte Leistung des Brennstoffs, die abgeführte Leistung über das Kühlwasser und den Wärmeverlust des Motors definieren (Anhang F). Über eine Verbrennungsrechnung in Epsilon®Professional ergeben sich so der Abgasmassenstrom und die Abgastemperatur.

Die Berechnung der k_A -Werte der Wärmeübertrager wird über massenstrombasierte Kennlinien realisiert, welche anhand der theoretischen Berechnungsmethoden aus Kapitel 3 erstellt wurden. Die berechneten Kennlinien mit dem zugrunde gelegten Nennlastfall

sind in Anhang I abgebildet. Im Verdampfer wurde die Annahme getroffen, dass der Wärmeübergangskoeffizient auf der Sekundärseite auch im Teillastbereich konstant bleibt. Daher wurden drei Kennlinien für die Primärseite der drei Rohrbündel im Verdampfer erstellt. Für den Überhitzer wurde eine Kennlinie für die Sekundärseite und eine für die Primärseite erstellt.

Bei der Berechnung des Kondensators wurde in allen Lastfällen von einem konstanten k_A -Wert von $3,3 \text{ kW}\cdot\text{K}^{-1}$ ausgegangen, weil eine theoretische Berechnung des Kondensators aus folgenden Gründen nicht möglich ist. Einerseits macht der Hersteller keine Angaben zu der Profilierung der Wärmeübertragerplatten, wodurch eine theoretische Berechnung auf einer hohen Anzahl von Annahmen beruhen würde. Andererseits ist der Wärmeübergangskoeffizient stark von der Konzentration der Inertgase (Luft einbruch durch Betrieb im Unterdruck) abhängig, welche sich im laufenden Betrieb ändert, da die Inertgase in regelmäßigen Abständen am Kondensator abgezogen werden.

Die Druckverluste in den Wärmeübertragern werden im Vollastfall anhand der in Kapitel 3 beschriebenen Rechenverfahren berechnet und im Simulationsmodell hinterlegt. Im Teillastbereich werden die Druckverluste unter Epsilon®Professional über folgende Formel berechnet:

$$\Delta p = \Delta p_N \cdot \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_N} \right)^2 \quad (4.9-1)$$

Hierbei steht der Index N für den Vollastfall (Nennlastfall).

Aufgrund der hohen Betriebstemperaturen des Niederdruck-SRC müssen die Wärmeverluste der einzelnen Bauteile berücksichtigt werden. Folgende Wärmeverluste werden im Simulationsmodell berücksichtigt:

- Verdampfer
- Überhitzer
- Turbine
- Kondensator

Da der Kondensator bei konstantem Druck betrieben wird, wird die Annahme getroffen, dass die Kondensatortemperatur und damit der Wärmeverlust im Kondensator konstant ist. Anhand folgender Formeln kann der Wärmeverlust des Kondensators berechnet werden. Dafür wird davon ausgegangen, dass die Wandtemperatur der Rohrleitung aufgrund der Isolierung nahezu die Temperatur des Wärmeübertragermediums hat.

$$\dot{Q}_{\text{Verlust}} = k \cdot A \cdot \Delta T \quad (4.9-2)$$

mit

$$k = \frac{1}{\frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a}} \quad (4.9-3)$$

Hierbei ist s die Dicke der Isolierung, λ die Wärmeleitfähigkeit der Isolierung und ΔT die Temperaturdifferenz zwischen Kondensationstemperatur und Außentemperatur. Bei einem geschätzten Wärmeübergangskoeffizienten an der Außenwand der Isolierung von $10 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ergibt sich so ein Wärmeverlust von ca. 55 W am Kondensator. Diese Annahme kann für den Verdampfer und den Überhitzer nicht getroffen werden. Unter Epsilon®Professional können die Wärmeverluste von Rohrleitungen unter Angabe der Isolierdicke und des Isoliermaterial berechnet werden. Für die Berechnung der Wärmeverluste in Verdampfer und Überhitzer wurden daher die Maße der Rohrleitungen zu den Wärmeübertragern und aus den Wärmeübertragern vermessen und der Wärmeübertrager selbst ebenfalls als Rohrleitung im Simulationsmodell hinterlegt. Der Wärmeverlust über die Turbine wird ebenfalls anhand der Rohrleitungslängen bestimmt. Alle notwendigen Daten zur Berechnung der Wärmeverluste unter Epsilon®Professional sind im Anhang J hinterlegt.

Da die Turbine eine feste Statorgeometrie aufweist, wird der Niederdruck-SRC im Gleitdruckbetrieb betrieben. Der Verdampfungsdruck ist demnach von der Turbinengeometrie und dem Kondensatordruck abhängig. Unter Epsilon®Professional wird das Teillastverhalten einer Dampfturbine wie folgt berechnet. Das Druckgefälle der Turbine wird über das Stodola-Kegelgesetz gemäß Formel 4.9-4 bestimmt und der isentrope Wirkungsgrad über eine massenstrombasierte Kennlinie.

$$\frac{\dot{m}_1}{\sqrt{\frac{p_1}{v_1}}} = \text{const.} \quad (4.9-4)$$

In diesem Fall ist \dot{m}_1 der Dampfmassenstrom, p_1 der Dampfdruck und v_1 das spezifische Volumen des Dampfes am Eintritt in die Turbine. Der Kondensationsdruck wird dabei über den Kondensator vorgegeben. Die Ergebnisse der Turbinenberechnung unter Epsilon wurden mit den Ergebnissen der eindimensionalen Berechnungsverfahren aus Kapitel 3.5 verglichen. Das Ergebnis war, dass das berechnete Druckgefälle anhand des Stodola-Kegelgesetzes stark von dem der eindimensionalen Berechnung abweicht. Aus diesem Grund wurde das Epsilon-Simulationsmodell mit dem eindimensionalen Berechnungsmodell in Matlab gekoppelt und so das Druckgefälle in der Turbine und der isentrope Wirkungsgrad der Turbine iterativ bestimmt. Das iterative Berechnungsverfahren ist in Abbildung 4-11 dargestellt.

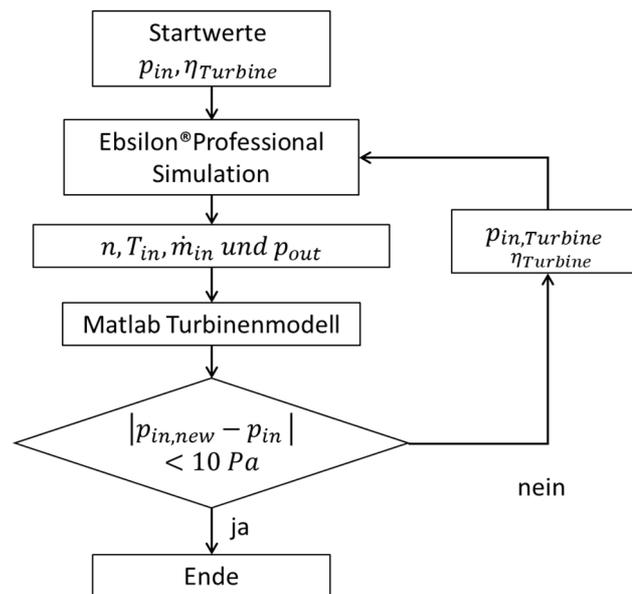


Abbildung 4-11: Iterative Berechnung des Verdampfdrucks, des Turbinenwirkungsgrads und der Turbinendrehzahl in Epsilon über Matlab

Im ersten Schritt wird die thermodynamische Simulation mit Epsilon®Professional über Matlab mit dem Verdampfdruck und dem isentropen Turbinenwirkungsgrad aus dem Vollastfall gestartet. Matlab liest den Massenstrom und die Temperatur am Turbineneintritt aus der Simulation aus und berechnet anhand der Generatorkennlinie des Turbinengenerators (Formel 4.9-5) die Turbinendrehzahl. Die Generatorkennlinie wurde anhand erster Messergebnisse ermittelt (siehe Kapitel 5).

$$n = 0,0808 \cdot P_{el} + 1768,1 \quad (4.9-5)$$

Anschließend wird mit dem im Kapitel 3.5 beschriebenen Berechnungsverfahren das Druckverhältnis und der isentrope Turbinenwirkungsgrad bei gegebenem Austrittsdruck berechnet. Liegt die Abweichung des Verdampfungsdrucks zwischen thermodynamischer Simulation und Turbinenberechnung oberhalb des Konvergenzkriteriums, wird der Turbineneintrittsdruck und der isentrope Turbinenwirkungsgrad der thermodynamischen Simulation übergeben und die Simulation erneut gestartet.

Der Generatorverlust wird über das Datenblatt des Turbogenerators (Anhang N) anhand der gemessenen Drehzahl berechnet (Formel 4.8-4). Der Lagerverlust wird ausgehend von Erfahrungswerten des Turbinenherstellers mit 100 W definiert. Der Radseitenreibungsverlust der Turbine geht aus der Turbinenberechnung hervor. Diese drei Verluste sind unter Epsilon®Professional als mechanischer Verlust zwischen Turbine und Generator definiert.

Die Dampfleckage (Verzweigungsverhältnis) wird anhand des Flächenverhältnisses von Spaltfläche zwischen Rotor und Stator zum Strömungsquerschnitt über folgende Formel abgeschätzt (vgl. Abbildung 3-13).

$$\text{Verzweigungsverh.} = \frac{((r_4 + 0,0002m)^2 - r_4^2)}{2 \cdot r_4 \cdot b_4} \quad (4.9-6)$$

Anhand der Turbinengeometrie in Tabelle 4-8 ergibt sich so ein Verzweungsverhältnis von ca. 5 %. Das bedeutet, dass 5 % des Dampfmassenstroms zwischen Stator und Rotor über die Lager zurück in den Kondensator fließt.

4.10 Simulationsergebnisse

Anhand des Simulationsmodells aus Kapitel 4.9 kann der Prüfstand in Kombination mit dem MAN-Motor ($38 \text{ kW}_{\text{mechanisch, Volllast}}$) in Volllast und in Teillast simuliert werden. Die folgenden Simulationsergebnisse beziehen sich dabei auf die Nutzung des Überhitzers im Gleichstrombetrieb. Die Betriebsdaten des MAN-Motors sind in Tabelle 4-12 zusammengefasst.

Tabelle 4-12: Betriebsdaten des MAN-Motors (Typ E0834E302), skaliert auf $38 \text{ kW}_{\text{mechanisch}}$

BHKW $\frac{P_{\text{mech}}}{P_{\text{mech, Volllast}}}$ [%]	Abgas				Kühlmittel		
	T_{Austritt} [°C]	\dot{m} [g/s]	\dot{Q} [kW]	$\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\text{Volllast}}}$	$T_{\text{Rücklauf}}$ [°C]	\dot{Q} [kW]	$\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\text{Volllast}}}$
	100	649,1	37,6	28,1	1,00	107,0	32,6
90	628,2	34,5	24,9	0,89	107,0	31,0	0,95
80	609,2	31,7	22,2	0,79	107,0	29,6	0,91
70	592,4	29,0	19,6	0,70	107,0	28,3	0,87
60	578,3	26,3	17,4	0,62	107,0	26,8	0,82
50	567,0	23,4	15,1	0,54	107,0	24,9	0,76

Die Simulationsergebnisse sind in Abbildung 4-12 dargestellt. Wie zu erkennen ist, erreicht der Niederdruck-SRC im Prüfstand unter Volllast einen elektrischen Wirkungsgrad von ca. 6,8 %, welcher in Teillast bis auf ca. 3,98 % sinkt. Die elektrische Leistung des BHKWs kann so, je nach Betriebspunkt, um ca. 7,8 bis 10,2 % gesteigert werden. Der Vergleich mit den vorgestellten Anlagenkonzepten in Kapitel 1.2 zeigt, dass der Niederdruck-SRC, trotz des relativ niedrigen elektrischen Wirkungsgrades, eine vergleichbare elektrische Leistungssteigerung erzielt wie die Anlagenkonzepte zur reinen Abgaswärmenutzung. Der exergetische Wirkungsgrad liegt je nach Lastpunkt zwischen ca. 16,5 % und 24,0 %.

Die Ergebnisse der Turbinenauslegung zeigen, dass für den Leistungsbereich ab ca. 4,0 kW ein effizientes Turbinenkonzept realisiert werden kann, welches auch schon hohe Wirkungsgrade $> 82 \%$ im Teillastbereich erzielt. Das gute Teillastverhalten ist auf die kombinierte Nutzung von Kühlmittel und Abgaswärme zurückzuführen. Wie aus Tabelle 4-12 hervorgeht, nimmt die Abgasleistung im Teillastbereich prozentual sehr viel stärker ab als die Kühlmittelleistung. Das bedeutet, dass bei Nutzung der Abgas- und

Kühlmittelwärme die Heizleistung des Niederdruck-SRC prozentual weniger stark abnimmt als in einem Vergleichsprozess, der nur die Abgaswärme verwendet. Dies hat einen positiven Effekt auf den isentropen Turbinenwirkungsgrad, da sich der Betriebspunkt im Teillastbereich nicht so weit vom Vollastfall entfernt, was einen besseren isentropen Turbinenwirkungsgrad im unteren Teillastbereich zur Folge hat.

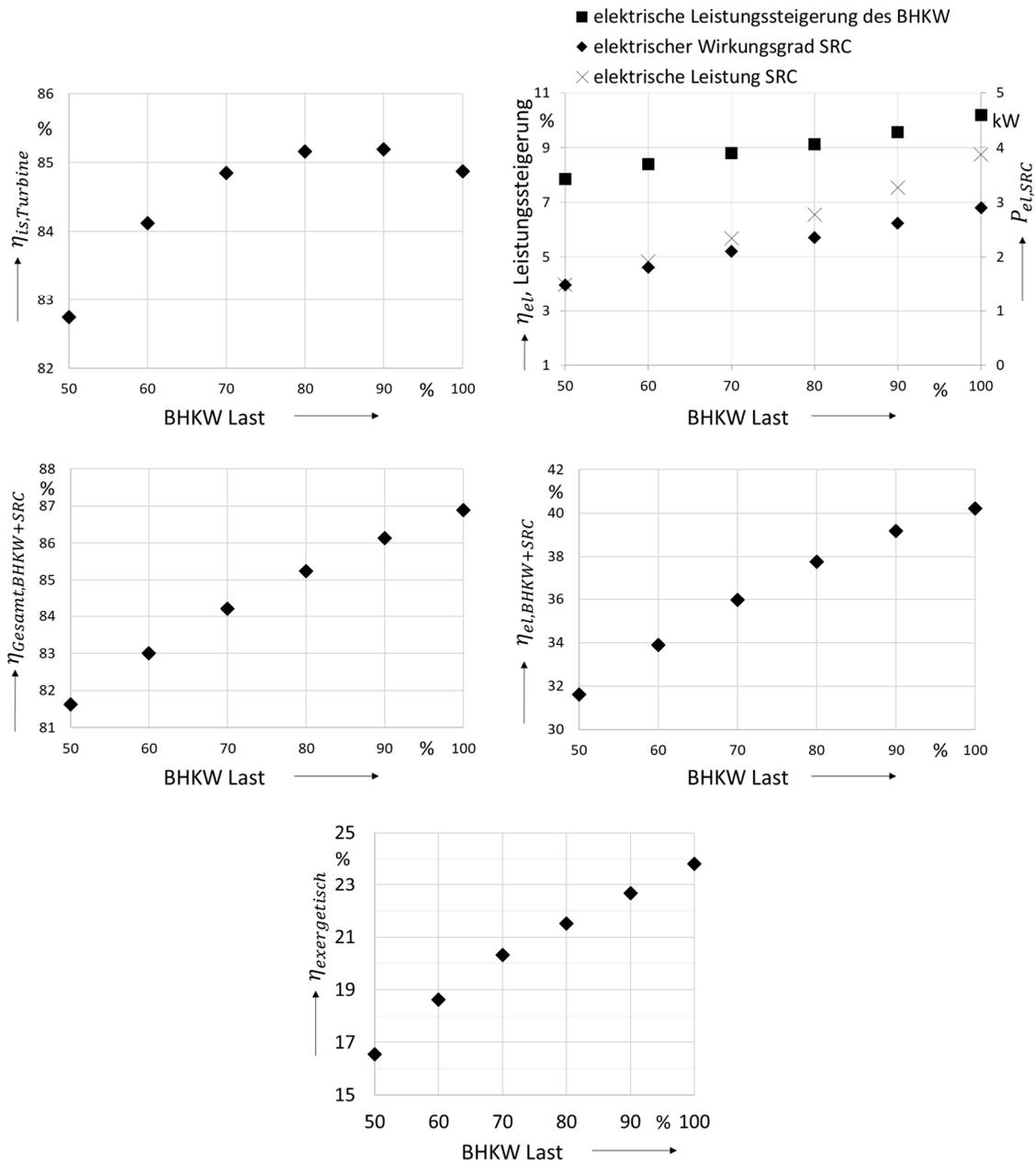


Abbildung 4-12: Simulationsergebnisse des Niederdruck-SRC (Betrieb mit 38 kW_{mechanisch} MAN-Motor und Überhitzer im Gleichstrombetrieb)

Der Niederdruck-SRC wird, wie in Kapitel 4.9 beschrieben, im Gleitdruckbetrieb bei konstantem Kondensatordruck betrieben. In Abbildung 4-13 sind der Verdampfer- und der Kondensatordruck bei Vollast- und Teillastzuständen dargestellt.

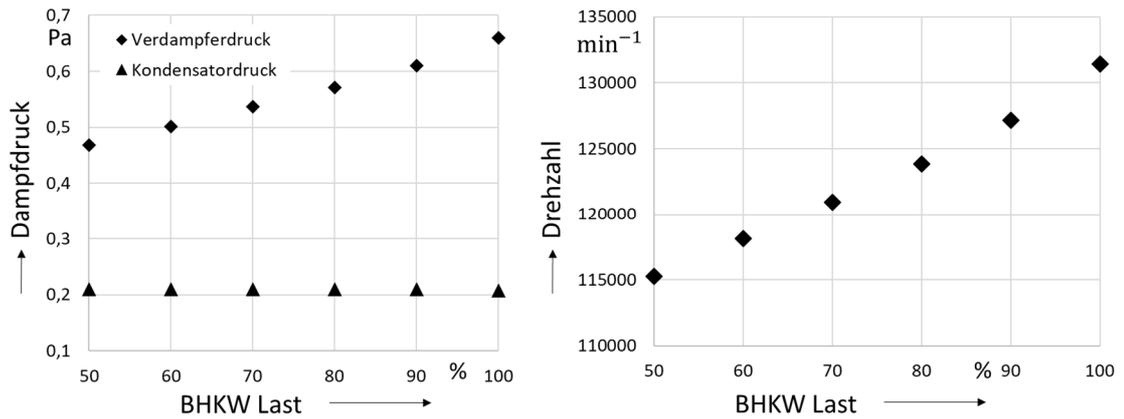


Abbildung 4-13: Kondensator-/ Verdampfendruck des Niederdruck-SRC (links) und Turbinendrehzahl (rechts)

Der Prozess des Niederdruck-SRC ist in Abbildung 4-14 mit den Abkühlkurven des Abgases, des Kühlmittels und des Dampfes nach der Turbine (Rekuperator) im T-s-Diagramm dargestellt.

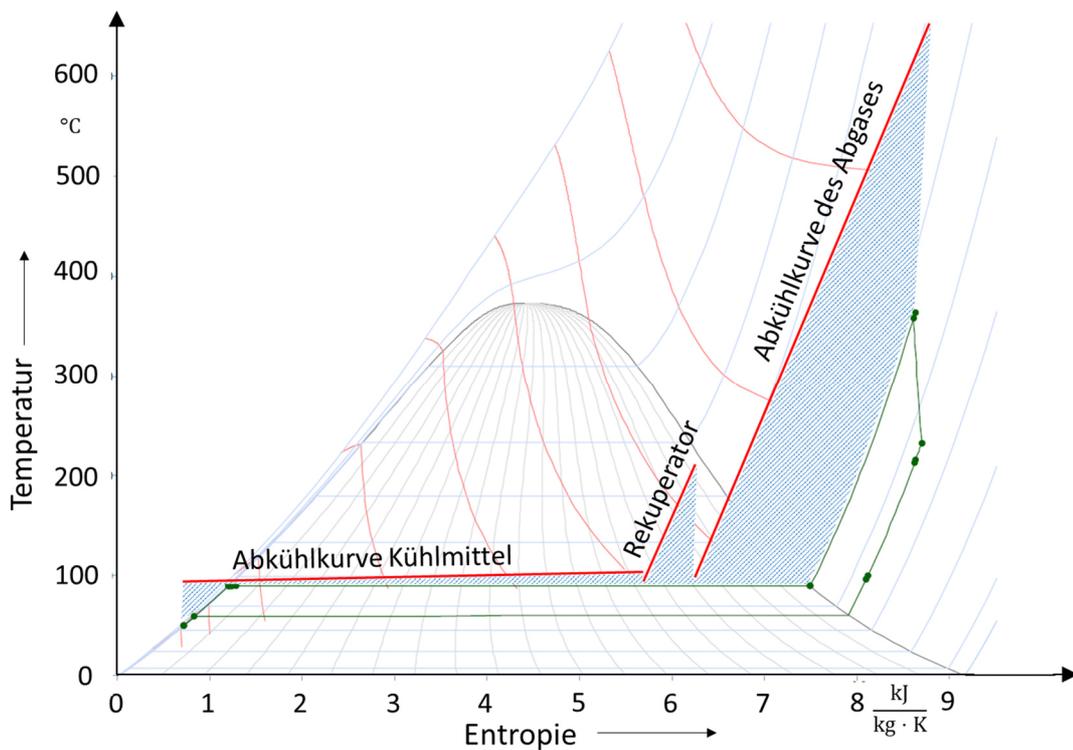


Abbildung 4-14: T-s-Diagramm des Niederdruck-SRC im Vollastpunkt mit Abkühlkurven in den Wärmeübertragern

Für eine übersichtliche Darstellung der Energieflüsse im Prüfstand sind die Simulationsergebnisse im Vollastfall anhand eines Sankey-Diagramms in Abbildung 4-15 dargestellt. Dort lässt sich erkennen, dass die übertragene Wärmeleistung durch den Rekuperator im Vergleich zur genutzten Kühlmittelwärme und Abgaswärme sehr gering ist.

Aus den Auslegungsergebnissen geht hervor, dass der Rekuperator ca. 60 % der Wärmeübertragerfläche des Verdampfers ausmacht. Die geringe übertragene Rekuperatorleistung hängt hauptsächlich mit der relativ geringen Überhitzungstemperatur zusammen. Die große Wärmeübertragerfläche resultiert aus dem geringen Druckverlust, der bei der Auslegungsrechnung vorgegeben wurde.

Aus den Simulationsergebnissen im Vollastfall ergeben sich folgende Wirkungsgrade, die eine thermodynamische Bewertung des Anlagenkonzeptes zulassen:

- $\eta_{Carnot} = 29,6 \%$
- $\eta_{ND-SRC,theorie} = 15,4 \%$ ($\eta_{exergetisch} = 52,0 \%$)
- $\eta_{ND-SRC,simulation} = 7,8 \%$ ($\eta_{exergetisch} = 26,4 \%$)

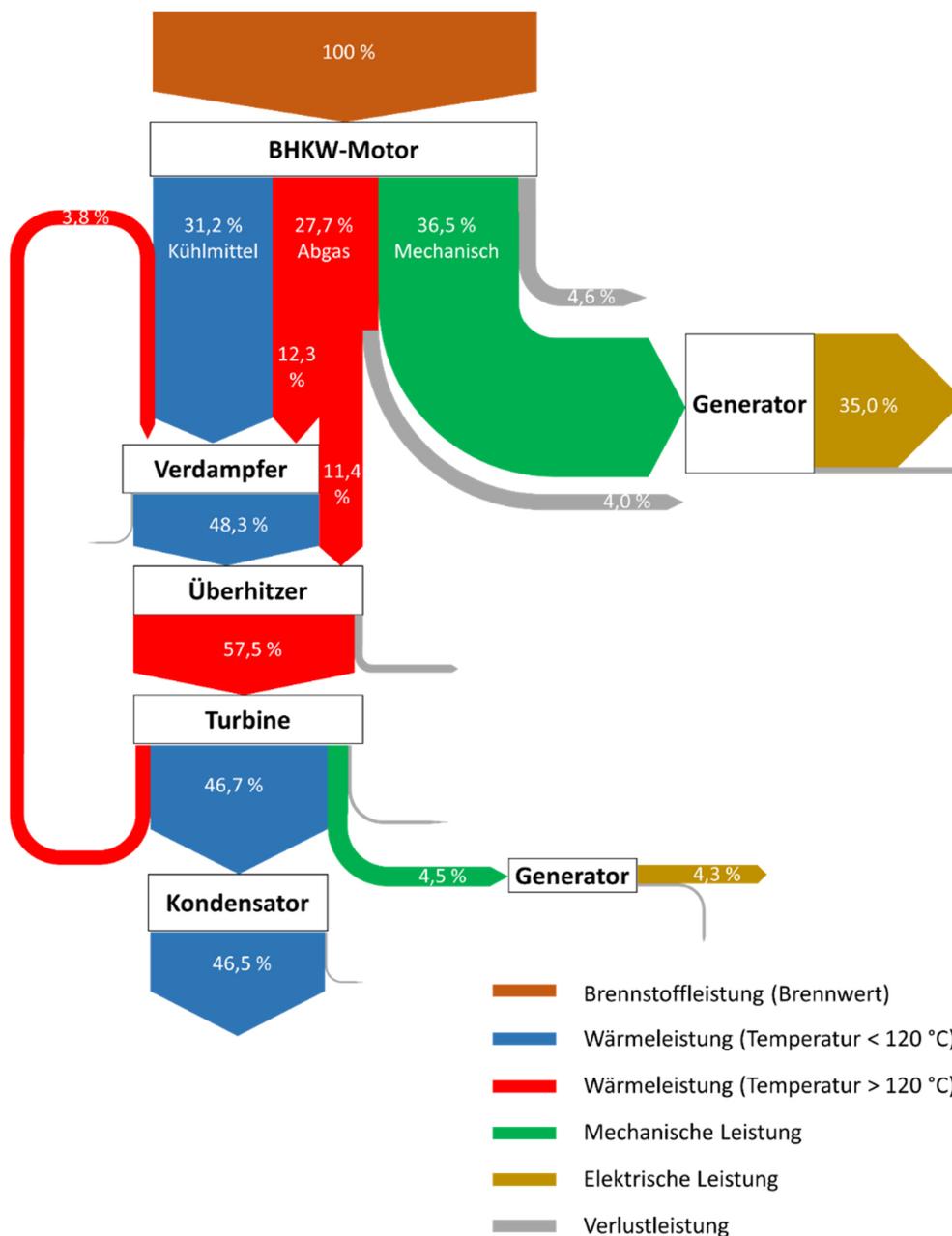


Abbildung 4-15: Sankey-Diagramm des Prüfstands im Vollastfall (MAN-Motor mit 38 kW_{mechanisch})

In Abbildung 4-16 sind der exergetische Wirkungsgrad des Niederdruck-SRC aus der Potentialanalyse und der Simulation im Vergleich zu den Literaturquellen aus Kapitel 1.2 dargestellt. Da in der Simulation die Wärmeverluste, die Druckverluste, die aerodynamischen Verluste und die mechanischen Verluste hinterlegt sind, werden die Simulationsergebnisse mit den Messwerten (Praxis) aus der Literatur verglichen. Aus der Potentialanalyse ergibt sich ein exergetischer Wirkungsgrad, welcher oberhalb des Zweikreislaufsystems (SRC + ORC) von Dolz [9] liegt. Der exergetische Wirkungsgrad des Prüfstands liegt knapp unter dem von Briggs [13] gemessenen. Die Angaben von Wimmer [16] liegen mit 42 % deutlich über den anderen Anlagenkonzepten. Diese müssen jedoch gesondert betrachtet werden, da sie auf Angaben eines Herstellers (Conpower) beruhen. Aus den Ergebnissen lässt sich schließen, dass der Niederdruck-SRC im Vergleich mit den anderen Anlagenkonzepten aus thermodynamischer Sicht konkurrenzfähig ist.

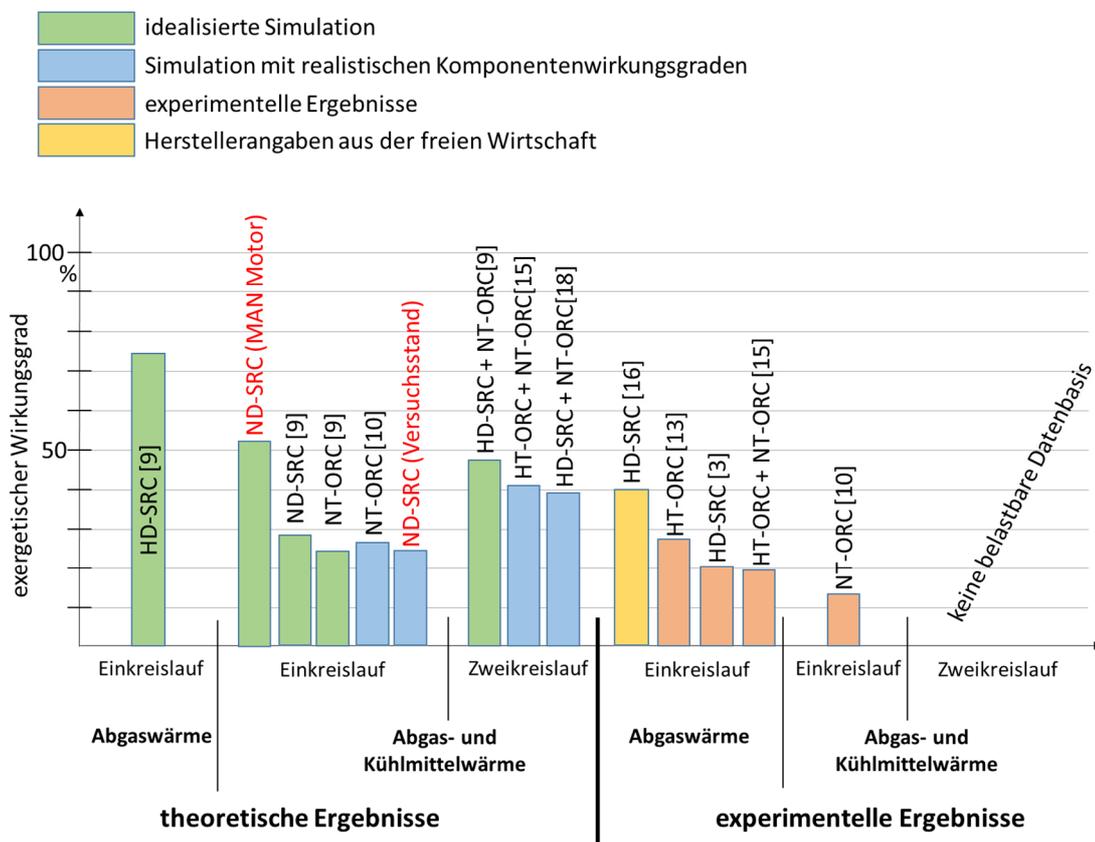


Abbildung 4-16: Vergleich des exergetischen Wirkungsgrades des Niederdruck-SRC mit dem Stand der Technik

Im Folgenden werden die Messdatenerfassung und die Regelung des Prüfstands näher erläutert und die experimentellen Ergebnisse dargestellt.

5 Experimentelle Ergebnisse

Ziel der experimentellen Untersuchungen ist die Validierung der thermodynamischen Simulation und der Berechnungsmethoden für die Wärmeübertrager und die Turbine. Anhand des Versuchsaufbaus ohne Turbine wurde überprüft, ob die geforderte Abgasleistung und die geforderte Heizleistung über das emulierte Kühlwasser erreicht wird, welche anhand der Kenndaten des MAN-Motors (E0834 E302) festgelegt wurden. Erste Test zeigten, dass das Abgasgebläse nicht den gewünschten Volumenstrom liefert. Die Leistungen des emulierten Motors wurden daher auf einen kleineren Leistungsbereich skaliert.

Der Motor wurde auf eine mechanische Leistung von 38 kW skaliert (vgl. Kapitel 4.6). Für diese Leistungsklasse kann die Abwärme des Motors unter Volllast bis auf 60 % Teillast am Versuchsstand emuliert werden.

In ersten Tests mit dem Versuchsaufbau ohne Turbine konnten so die Betriebspunkte aus der Simulation eingestellt und eine Validierung der Berechnungsmethoden für die Rohr-bündelwärmeübertrager vorgenommen werden.

5.1 Validierung des Simulationsmodells ohne Turbine

Basierend auf dem thermodynamischen Simulationsmodell des Niederdruck-SRC wurden die Randbedingungen für die Emulation der Abgas- und Kühlmittelwärme ermittelt. Ebenfalls wurde das Druckgefälle der Turbine in jedem Betriebspunkt bei konstantem Kondensationsdruck anhand des Vorgehens in Kapitel 3.5 bestimmt. In Tabelle 5-1 sind die Betriebspunkte für die experimentellen Versuche mit dem Versuchsaufbau (ohne Turbine) dargestellt.

Tabelle 5-1: Betriebsparameter des Versuchsaufbaus ohne Turbine (38 kW_{el} BHKW-Motor)

BHKW $\frac{P_{\text{mech}}}{P_{\text{mech, Nennlast}}}$ [%]	Abgas		Kühlmittel		SRC
	T _{Austritt} [°C]	\dot{m} [g·s ⁻¹]	T _{Rücklauf} [°C]	\dot{Q} [kW]	P _{evap.} [bar]
100	649,1	37,6	107,0	32,6	0,675
90	628,2	34,5	107,0	31,0	0,636
80	609,2	31,7	107,0	29,6	0,604
70	592,4	29,0	107,0	28,3	0,573
60	578,3	26,3	107,0	26,8	0,544
50	567,0	23,4	107,0	24,9	0,499

Da der BHKW-Motor laut Datenblatt mit einer minimalen elektrischen Leistung von 50 % des Vollastfalls betrieben werden kann, wurden für die Validierung der Wärmeübertragerberechnungen sechs Betriebspunkte des BHKW-Motors von 50 bis 100 % ausgewählt.

Die Messpunkte wurden am Prüfstand eingeregelt, bis sich ein stationärer Zustand eingestellt hat, und im Anschluss anhand des beschriebenen Vorgehens in Kapitel 4.8 auf Plausibilität geprüft. Die χ^2 -Testverhältnisse der Messpunkte sind in Abbildung 5-1 dargestellt. Wie zu erkennen ist, weisen alle Messreihen ein $\chi^2_{\text{Testverhältnis}} < 1$ auf und genügen damit den Ansprüchen der VDI 2048.

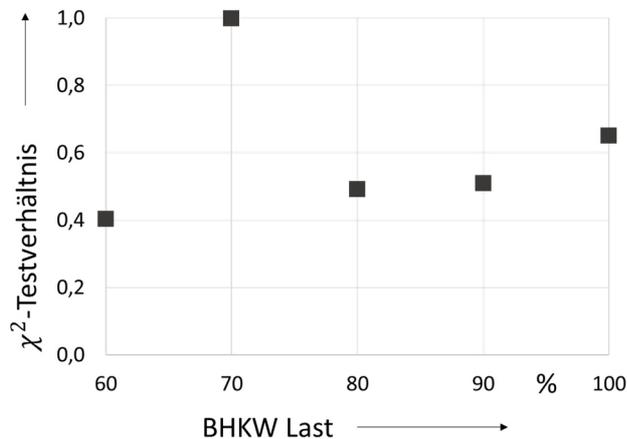


Abbildung 5-1: χ^2 -Testverhältnis der Messwertanpassung gemäß VDI 2048 an den stationären Messpunkten

Die Dampfstrommessung wies bei den Messungen eine erhöhte Volatilität auf. Der Grund hierfür ist das verwendete Messprinzip. Der Differenzdruck bei der Staudrucksonde wird über eine Kondensatvorlage gemessen. Voraussetzung für eine genaue Messung des Differenzdrucks ist hierbei eine vollständig gefüllte Kondensatvorlage. Aufgrund der hohen Überhitzung kann es daher vorkommen, dass ein Teil der Kondensatvorlage verdampft, was zu einer erhöhten Volatilität bei der Messung führt. Daher wurde für die Messwertanpassung das Konfidenzintervall für die Volumenstrommessung des Dampfes auf 10 % des Messwertes erhöht. Die hohe Messungengenauigkeit der Dampfmesung wird anhand der Ausgleichsrechnung mittels VDI 2048 belegt (Abbildung 5-2). Dort ist ersichtlich, dass die Messungen des Dampfstroms den größten Anteil am χ^2 -Testverhältnis haben.

Die Dampfdruckmessung hinter der Drossel kann nicht für die Messdatenanpassung verwendet werden, da der gemessene Druck besonders im oberen Leistungsbereich keine plausiblen Ergebnisse lieferte. Der gemessene Druck lag im oberen Leistungsbereich deutlich unter dem Kondensatordruck. Dies ist darauf zurück zu führen, dass die Druckmessung zu nahe an der Drossel positioniert ist und die Turbulenzen in der Strömung

dazu führen, dass die kinetische Energie in der Strömung erhöht ist und dadurch ein geringerer Druck gemessen wird.

Alle Messwerte der stationären Betriebspunkte und die Ergebnisse der Plausibilitätsprüfung sind im Anhang L hinterlegt.

- Messstellenummer 2: Druck nach Brennkammer
- Messstellenummer 4: Druck nach Überhitzer
- Messstellenummer 12: Dampfmassenstrom über Staudrucksonde
- Messstellenummer 20: Temperatur Kondensatorkühlung (Vorlauf)
- Messstellenummer 21: Temperatur Kondensatorkühlung (Rücklauf)
- Messstellenummer 25: Dampfmassenstrom über Pumpendrehzahl
- Messstellenummer 26: Dampfmassenstrom über Energiebilanz des Kondensators

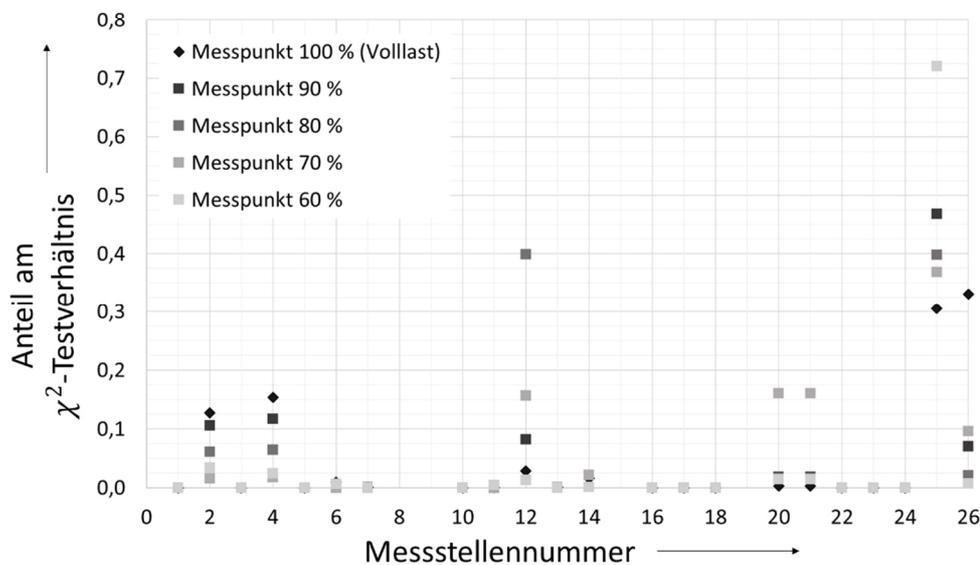


Abbildung 5-2: Anteile der einzelnen Messstellen am χ^2 -Testverhältnis bei unterschiedlichen Lastpunkten

Basierend auf den Messwerten wurden die Berechnungsverfahren für die Wärmeübertrager validiert. Mit den Berechnungsmethoden aus Kapitel 3 wurde die übertragene Leistung anhand der gemessenen Fluidzustände am Eintritt von Primär- und Sekundärseite berechnet. In Abbildung 5-3 sind die prozentualen Abweichungen zwischen gemessener und theoretisch berechneter übertragener Wärmeleistung dargestellt. Deren prozentuale Abweichung wurde über folgende Formel berechnet:

$$F = \left(\frac{\dot{Q}_{berechnet}}{\dot{Q}_{gemessen}} - 1 \right) \cdot 100 \quad (5.1-1)$$

Gemäß Formel 3.1-22 wurde für den empirischen Faktor f , der den Anteil der konvektiven Wärmeübertragung auf der Sekundärseite darstellt, ein Wert von 0,75 gewählt.

Die Ergebnisse aus Abbildung 5-3 zeigen, dass die übertragene Wärmeleistung im Überhitzer und Abgas-Wärmeübertrager im Verdampfer mit einer Genauigkeit von $\pm 3 \%$ berechnet wurden.

Größere Abweichungen zeigen die berechneten übertragenen Wärmeleistungen des emulierten Kühlmittels. Die Abweichung hat bei 60 % Teillast eine positive Abweichung von ca. 4 %. Der Wert der Abweichung nimmt zu höheren Lastfällen kontinuierlich ab und weist im Volllastfall eine Abweichung von ca. – 9 % auf. Das bedeutet, dass in höheren Lastfällen die berechnete übertragene Wärmeleistung geringer ist als die gemessene. Die höheren Abweichungen bei den übertragenen Wärmeleistungen des Kühlmittels im Verdampfer lassen sich wie folgt deuten.

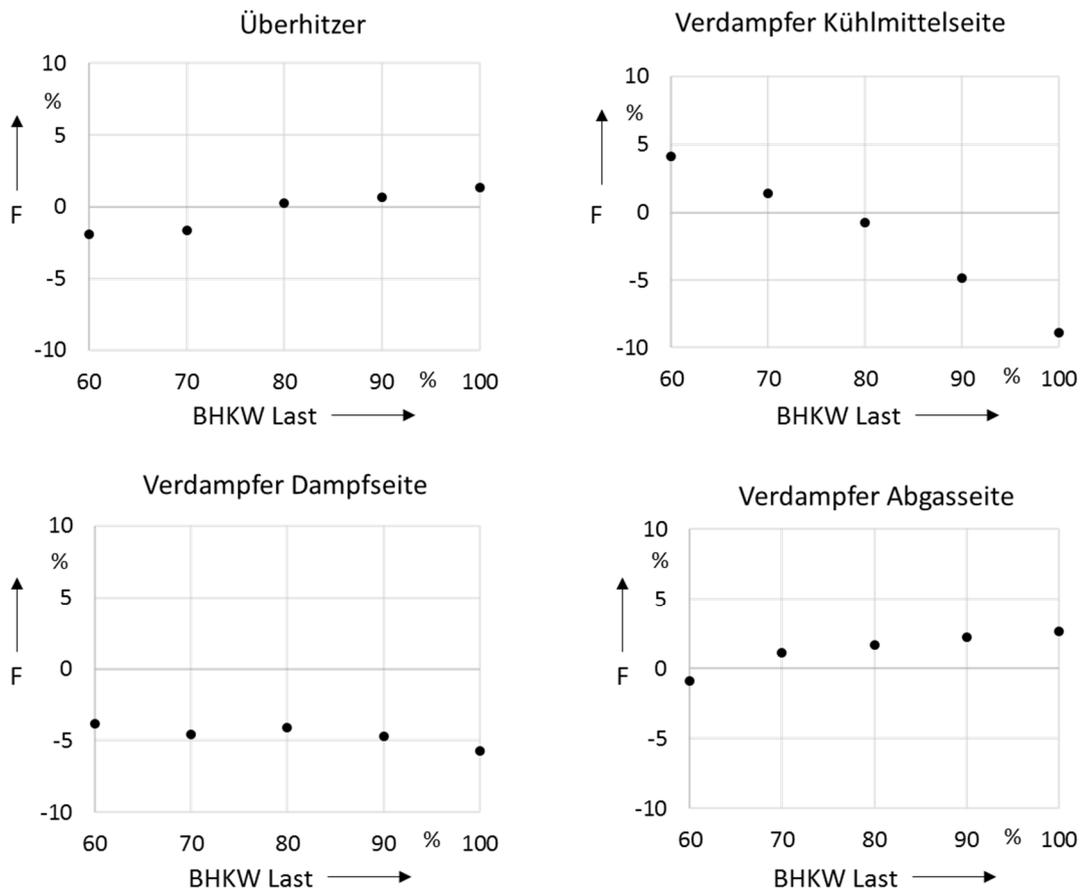


Abbildung 5-3: Prozentuale Abweichung zwischen berechneter und gemessener Wärmeübertragerleistung

Die Formel 3.1-2 zur Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten zeigt, dass sein Wert im entscheidenden Maße vom Wärmeübergangskoeffizienten auf der Innen- und Außenseite des Rohres abhängt. Wenn diese beiden Werte eine hohe Diskrepanz aufweisen, begrenzt der Wärmeübergangskoeffizient mit dem kleineren Wert die übertragene Wärmeleistung. Für die theoretische Berechnung bedeutet dies, dass sich ein Modellfehler auf der Seite mit dem kleineren Wärmeübergangskoeffizienten stärker auf das Ergebnis auswirkt als ein Modellfehler auf der Seite mit dem höheren Wärmeübergangskoeffizienten. Die Ergebnisse der Wärmeübertragerberechnung in Tabelle 5-2 zeigen, dass die Wärmeübergangskoeffizienten auf der Primärseite (Innenseite der Rohre) des Verdamp-

fers für die Dampfseite und die Abgasseite im Vergleich zu der Sekundärseite (Außen-
seite der Rohre) sehr gering sind. Auf der Kühlmittelseite ist der Wärmeübergangskoeffi-
zient auf der Primärseite höher als auf der Sekundärseite. Dadurch wirkt sich ein Mo-
dellfehler auf der Sekundärseite bei diesem Rohrbündelwärmeübertrager sehr viel stärker
auf das Ergebnis der theoretischen Berechnung aus als auf der Abgas- und Dampfseite.
Da die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten beim Sieden auf der Sekundär-
seite des Verdampfers wesentlich komplexer ist als auf der Primärseite, ist auf der Se-
kundärseite im Vergleich zur Primärseite mit größeren Modellfehlern zu rechnen. Dies
führt wiederum zu einer größeren Abweichung der theoretisch berechneten Wärmeüber-
tragerleistung im Kühlwasser-Wärmeübertrager.

Die Abweichung der berechneten zur gemessenen Wärmeübertragerleistung im Rekupe-
rator weist einen Offset von ca. 5 % auf. Dies kann durch die Rückströmung des Konden-
sats in den Verdampfer begründet sein, welche in der Mitte des Verdampfers senkrecht
auf das Rohrbündel des Rekuperators trifft. Hier kann es aufgrund der Anströmung und
der höheren Temperaturdifferenz zwischen Primär- und Sekundärseite partiell zu einer
erhöhten Wärmeübertragerleistung kommen, welche im Modell jedoch nicht abgebildet
ist.

Tabelle 5-2: Wärmeübergangskoeffizienten und kA -Werte der einzelnen Rohrbün-
del im Verdampfer bei unterschiedlichen Betriebspunkten (BP)

Verdampfer	BP 60 %	BP 70 %	BP 80 %	BP 90 %	BP 100 %
$\alpha_{i,Kühlmittel}$	$6.920 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	$8.644 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	$10.708 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	$13.724 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	$16.366 \frac{W}{m^2 \cdot K}$
$\alpha_{a,Kühlmittel}$	$2.608 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	$2.674 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	$2.716 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	$2.751 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	$2.802 \frac{W}{m^2 \cdot K}$
$\alpha_{i,Dampf}$	$11,8 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	$12,3 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	$12,6 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	$13,1 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	$13,6 \frac{W}{m^2 \cdot K}$
$\alpha_{a,Dampf}$	$947 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	$981 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	$1.008 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	$1.040 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	$1.074 \frac{W}{m^2 \cdot K}$
$\alpha_{i,Abgas}$	$34,6 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	$38,6 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	$45,2 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	$50,1 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	$52,4 \frac{W}{m^2 \cdot K}$
$\alpha_{a,Abgas}$	$879 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	$917 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	$954 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	$987 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	$1.022 \frac{W}{m^2 \cdot K}$

Die die Messergebnisse für die Dampfdruckmessung nach der Drossel aus den oben ge-
nannten Gründen fehlerhaft sind, können die berechneten Druckverluste im Rekuperator
nicht validiert werden. Daher werden im Folgenden nur die Ergebnisse der Validierung
der Druckverluste auf der Primär- und Sekundärseite des Überhitzers und auf Primärseite
(Abgas) des Verdampfers in Abbildung 5-4 dargestellt. Bei der Auswertung der Ergeb-
nisse ist zu beachten, dass die Messunsicherheiten der Differenzdrücke mit ca. ± 4 mbar
sehr hoch sind, da für die Messung aus Kostengründen keine zusätzlichen Differenz-
drucksensoren verbaut wurden, sondern die Auswertung anhand der Absolutdruckmes-
sungen vorgenommen wurde.

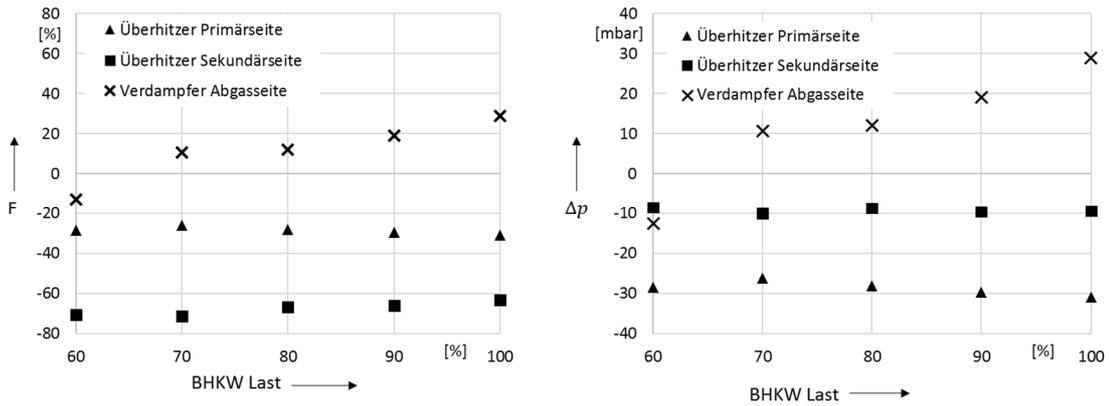


Abbildung 5-4: Relative und absolute Abweichung der berechneten Druckverluste

Die Abweichung der berechneten Druckverluste von den gemessenen wird anhand folgender Formel berechnet

$$F = \left(\frac{\Delta p_{berechnet}}{\Delta p_{gemessen}} - 1 \right) \cdot 100 \quad (5.1-2)$$

Wie die Ergebnisse zeigen, wird der Druckverlust anhand der empirischen Berechnungsmethoden für den Abgasstrang mit guter Genauigkeit berechnet. Die Abweichungen liegen alle deutlich unterhalb der angegebenen Messtoleranz der Druckmessungen. Bei der Berechnung der Druckverluste auf der Sekundärseite des Überhitzers (Rohraußenseite) scheint ein größerer Modellfehler vorhanden zu sein, da die berechneten Druckverluste bis zu 80 % unterhalb der gemessenen Druckverluste liegen.

Die Wärmeverluste haben aufgrund der hohen Betriebstemperaturen des Niederdruck-SRC ebenfalls einen hohen Einfluss auf die Effizienz des ND-SRC. Da die Wärmeverluste des Überhitzers und der Dampfleitung zwischen Überhitzer und Rekuperator aufgrund der hohen Betriebstemperaturen am höchsten sind, wurden diese für die Validierung der Wärmeverlustberechnungen in Epsilon®Professional verwendet.

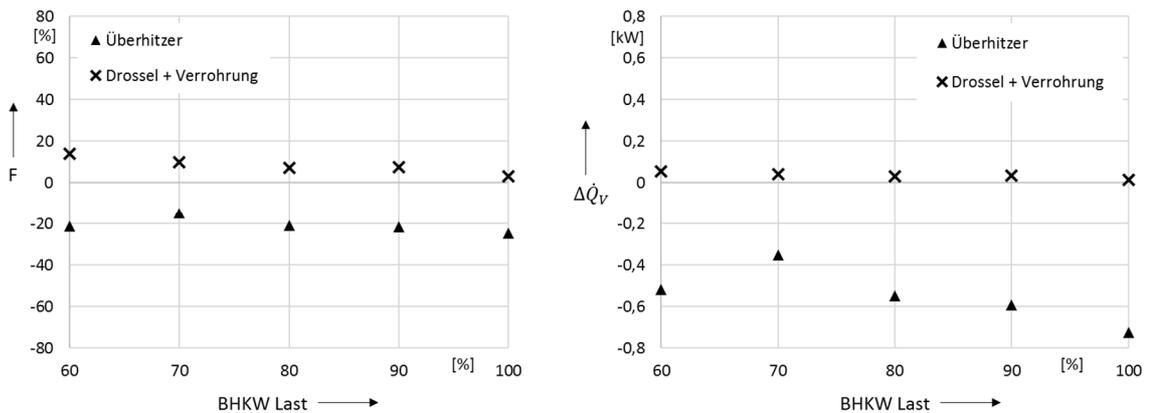


Abbildung 5-5: Relative und absolute Abweichung der berechneten Wärmeverluste

Die Abweichungen der berechneten Wärmeverluste von den gemessenen wurden über Formel 5.1-3 berechnet und sind in Abbildung 5-5 dargestellt:

$$F = \left(\frac{\dot{Q}_{V,berechnet}}{\dot{Q}_{V,gemessen}} - 1 \right) \cdot 100 \quad (5.1-3)$$

5.2 Validierung des Simulationsmodells mit Turbine

Um das Simulationsmodell gemäß Abbildung 4-10 zu validieren, wurde der ND-SRC an unterschiedlichen stationären Lastpunkten vermessen. Im Rahmen dieser Arbeit konnten die drei Teillastpunkte 60 %, 70 % und 80 % des BHKW-Motors aus Tabelle 5-1 vermessen werden. Die Lastpunkte 90 % und 100 % konnten nicht vermessen werden, da die Tragfähigkeit des hinteren Axiallagers nicht ausreicht, um den Axial Schub des Laufrades zu kompensieren, wodurch das hintere Axiallager einen zu hohen Verschleiß aufwies.

Bei der Plausibilitätsprüfung der Messwerte anhand der VDI 2048 fiel auf, dass die Temperaturmessung des Kühlmittelrücklaufs (vgl. Messstelle 23 in Anhang C) bei den Messreihen einen Offset von ca. 0,5 K aufwies. Deshalb wurde der Offset der Messstelle 23 für die Messdatenauswertung nachträglich berücksichtigt. Aus diesem Grund weicht die eingestellte Kühlmittelleistung im Vergleich zur Tabelle 5-1 nach oben ab. Die vermessenen Lastpunkte für die Validierung sind in Tabelle 5-3 dargestellt.

Tabelle 5-3: eingestellte Lastpunkte für Validierung des Simulationsmodells (Messwerte der Lastpunkte)

BHKW $\frac{P_{mech}}{P_{mech,Nennlast}}$ [%]	Abgas		Kühlmittel	
	$T_{Austritt}$ [°C]	\dot{m} [g·s ⁻¹]	$T_{Rücklauf}$ [°C]	\dot{Q} [kW]
80	610,9	31,7	107,1	32,03
70	597,0	28,9	106,0	30,36
60	578,6	26,25	102,7	30,23

Um eine belastbare Datenbasis für die Validierung des Simulationsmodells zu erhalten, wurden die Messergebnisse anhand des Schaltbildes in Abbildung 4-9 auf Plausibilität geprüft. Die χ^2 -Testverhältnisse der Messpunkte sind in Abbildung 5-6 dargestellt.

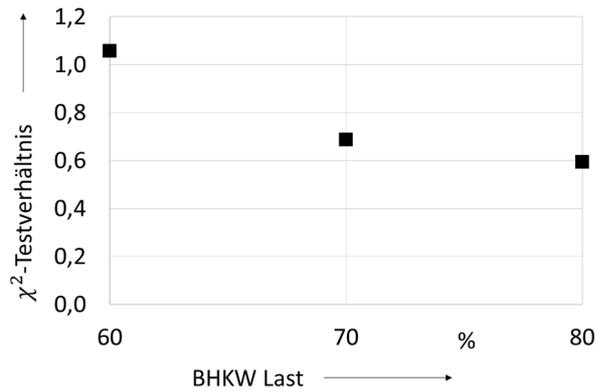


Abbildung 5-6: χ^2 -Testverhältnis der Messwertanpassung gemäß VDI 2048 an den stationären Messpunkten (Messreihe mit Turbine)

Das $\chi^2_{Testverhältnis}$ des 60 % Lastpunktes liegt mit einem Wert von 1,057 leicht über dem Grenzwert der VDI 2048. Die anderen beiden Lastpunkte weisen ein $\chi^2_{Testverhältnis} < 1$ auf und genügen damit den Anforderungen der VDI 2048. Das erhöhte $\chi^2_{Testverhältnis}$ am Lastpunkt 60 % ist hauptsächlich auf die Messung des Abgasdrucks vor und hinter dem Überhitzer zurück zu führen, wie in Abbildung 5-7 dargestellt ist. Alle Messwerte und Ergebnisse der Plausibilitätsprüfung sind in Anhang O zusammengefasst.

- Messstellenummer 2: Druck nach Brennkammer
- Messstellenummer 4: Druck nach Überhitzer
- Messstellenummer 6: Druck Abgas nach Verdampfer
- Messstellenummer 9: Druck Dampf in Verdampfer
- Messstellenummer 11: Druck Dampf nach Überhitzer
- Messstellenummer 15: Druck Dampf nach Turbine
- Messstellenummer 17: Druck Dampf nach Rekuperator
- Messstellenummer 20: Temperatur Kondensatorkühlung (Vorlauf)
- Messstellenummer 21: Temperatur Kondensatorkühlung (Rücklauf)
- Messstellenummer 25: Dampfmassenstrom über Pumpendrehzahl
- Messstellenummer 26: Dampfmassenstrom über Energiebilanz des Kondensators

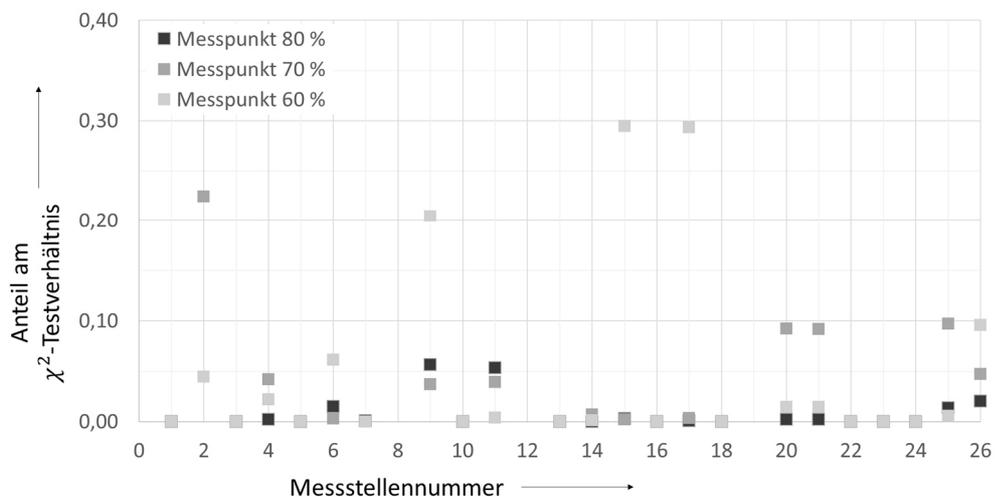


Abbildung 5-7: Anteile der einzelnen Messstellen am χ^2 -Testverhältnis bei unterschiedlichen Lastpunkten (Messreihe mit Turbine)

Die gemessenen Leistungsdaten des Prüfstandes sind in Abbildung 5-8 zusammengefasst. Im höchsten Lastpunkt konnte eine elektrische Leistung von ca. 2,04 kW erzielt werden, was nach Formel 5.2-1 einem elektrischen Wirkungsgrad von ca. 4,06 % und nach Formel 1.1-3 einem exergetischen Wirkungsgrad von ca. 14 % entspricht.

$$\eta_{el, SRC} = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_{Abgas} + \dot{Q}_{Kühlmittel}} \quad (5.2-1)$$

Die elektrische Leistung der Kondensat- und Schmiermittelpumpe wurde vernachlässigt, da die elektrische Leistungsaufnahme durch die geringen Volumenströme und Druckdifferenzen auch bei einem niedrigen Wirkungsgrad der Pumpen keinen signifikanten Einfluss auf den Wirkungsgrad des ND-SRC hat.

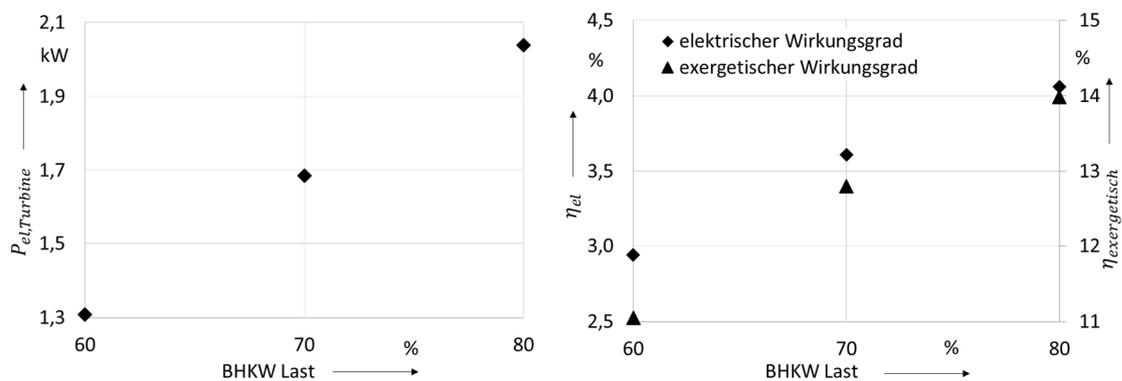


Abbildung 5-8: Leistungsdaten des Prüfstandes an drei Lastpunkten (gemessen)

Wie in Kapitel 4.8 beschrieben, wird der isentrope Wirkungsgrad der Turbine in der Plausibilitätsprüfung der Messergebnisse vorgegeben und resultiert aus der eindimensionalen Turbinenberechnung. In der Ausgleichsrechnung nach VDI 2048 ergibt sich so die Wellenleistung der Turbine. Über Formel 5.2-2 kann der mechanische Verlust der Turbine berechnet werden, welcher sich aus dem Radseitenreibungsverlust, dem Lagerverlust und dem Generatorverlust zusammensetzt.

$$P_{Verlust,mechanisch} = P_{Welle,berechnet} - P_{el,gemessen} \quad (5.2-2)$$

Die Ergebnisse der Berechnungen sind in Abbildung 5-9 zusammengefasst. Der Radseitenreibungsverlust ergibt sich aus der eindimensionalen Turbinenberechnung und der Generatorverlust ist dem Datenblatt des Turbogenerators (Anhang N) zu entnehmen.

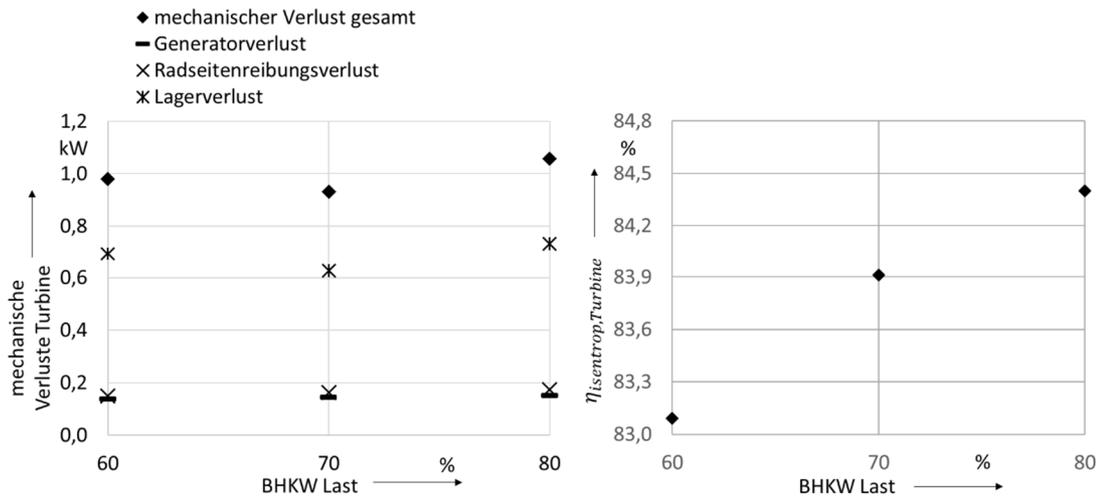


Abbildung 5-9: Mechanische Verlustleistung und isentroper Wirkungsgrad der Turbine (berechnet)

Da das Axiallager bei den Versuchsreihen einen erhöhten Verschleiß aufwies, ist davon auszugehen, dass das Axiallager im Bereich der Mischreibung lief und nicht, wie bei Gleitlagern angestrebt, im Bereich der Flüssigkeits-/Gasreibung. Anhand des berechneten Lagerverlustes ist zu erkennen, dass dieser an den vermessenen Lastpunkten zwischen 620 W und 730 W liegt. Der Generatorverlust und der Radseitenreibungsverlust sind mit ca. 150 W vergleichsweise gering. Über eine Optimierung der Gleitlager besteht daher die Möglichkeit den elektrischen Wirkungsgrad des Versuchsstandes signifikant zu erhöhen.

Für die Validierung der Simulationsergebnisse werden folgende Parameter betrachtet (siehe Anhang C):

- Dampftemperatur nach Überhitzer (Messpunkt 10)
- Dampfdruck vor Turbine (Messpunkt 11)
- Dampfmassenstrom vor Turbine
- mechanische Wellenleistung der Turbine

Da das Axiallager der Turbine nicht wie erwartet im Bereich der Flüssigkeitsreibung lief, ist der angenommene Lagerverlust in der Simulation stark fehlerbehaftet. Aus diesem Grund wird bei der Validierung der Simulationsergebnisse nicht die gemessene elektrische Turbinenleistung verwendet, sondern die berechnete mechanische Wellenleistung, die sich, wie zuvor beschrieben, aus der Ausgleichsrechnung nach VDI 2048 ergibt.

Die prozentuale Abweichung der Simulationsergebnisse von den Messwerten wird über folgende Formel berechnet:

$$F = \left(\frac{\text{Simulationsergebnis}}{\text{Messwert}} - 1 \right) * 100 \quad (5.2-3)$$

In Abbildung 5-10 sind die Abweichungen der Simulationsergebnisse von den Messergebnissen zusammengefasst. Die simulierte Überhitzungstemperatur weist eine relativ

hohe Abweichung von ca. 5,0 % bis 6,5 % zu den Messwerten auf, weil die realen Wärmeverluste im Überhitzer offenbar höher sind, als in der Simulation abgebildet. Da die Wärmeverluste im Überhitzer im Vergleich zu der übertragenen Wärmeleistung hoch sind, wirkt sich ein Modellfehler bei den Wärmeverlusten stark auf die Überhitzungstemperatur aus. Die Abweichung der simulierten Wärmeverluste im Überhitzer kann folgende Ursachen haben. Einerseits kann ein Modellfehler zu einer falschen Berechnung des Wärmeverlustes führen, wenn z.B. der angegebene Wärmedurchgangskoeffizient des Isolationsmaterials nicht mit der Realität übereinstimmt. Andererseits ist es möglich, dass der Überhitzer noch nicht vollständig durchwärmt war und noch kein stationärer Zustand erreicht wurde. Letzteres lässt sich durch die Wärmeverluste des Überhitzers an den einzelnen Lastpunkten belegen, da die gemessenen Wärmeverluste vom Lastpunkt 60 % zum Lastpunkt 80 % abnehmen (Abbildung 5-11). Da die Temperatur und die Leistung des Überhitzers vom Lastpunkt 60 % zum Lastpunkt 80 % hin steigen, müssten die Wärmeverluste ebenfalls steigen. Dies lässt darauf schließen, dass bei längerem Betrieb des Prüfstands an einem Lastpunkt die Abweichungen der simulierten Wärmeverluste von den gemessenen ebenfalls sinken.

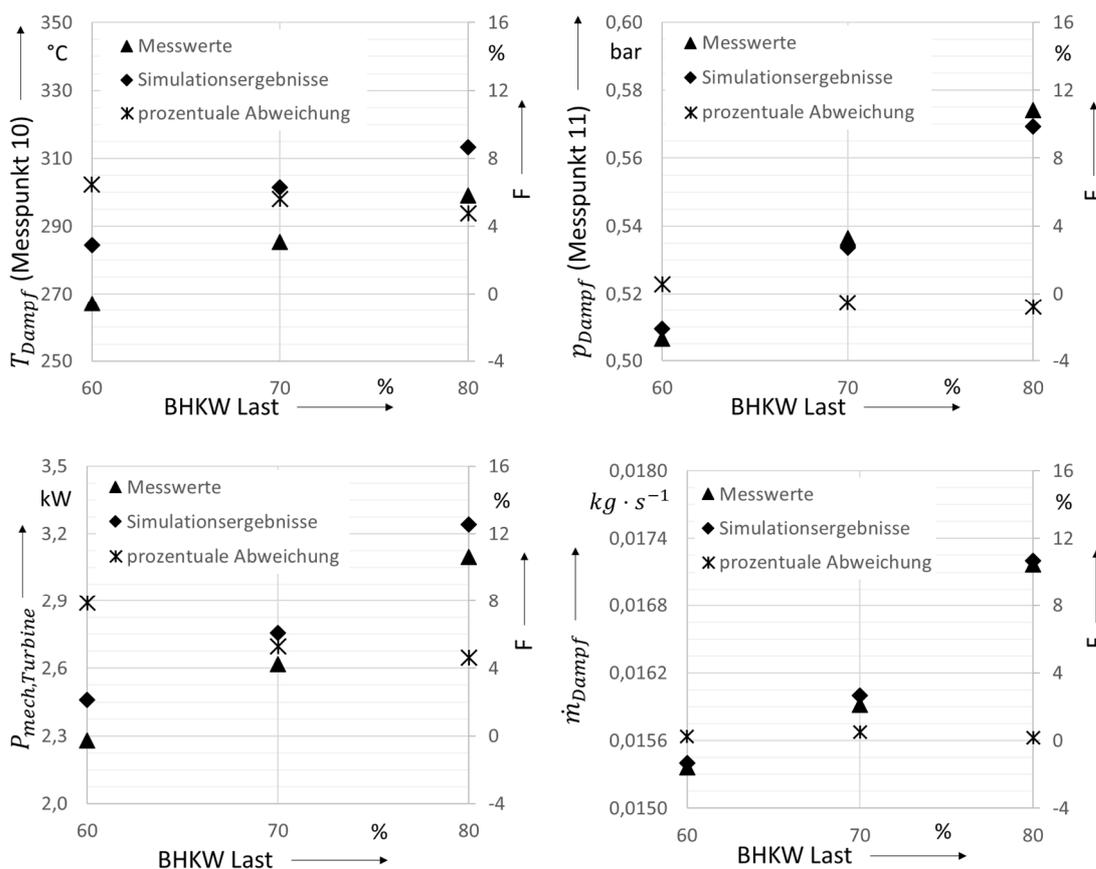


Abbildung 5-10: Abweichung der Simulationsergebnisse zu den Messwerten

Die simulierte mechanische Turbinenleistung weist ebenfalls eine relativ hohe Abweichung von ca. 4,6 % bis 8,0 % zu den Messwerten auf. Der Grund hierfür liegt hauptsächlich in der Abweichung der Überhitzungstemperatur, welche sich direkt auf das Enthalpiegefälle der Turbine auswirkt, da bei einer höheren Überhitzungstemperatur ein höheres Enthalpiegefälle bei gleichem Druckgradienten in der Turbine vorliegt.

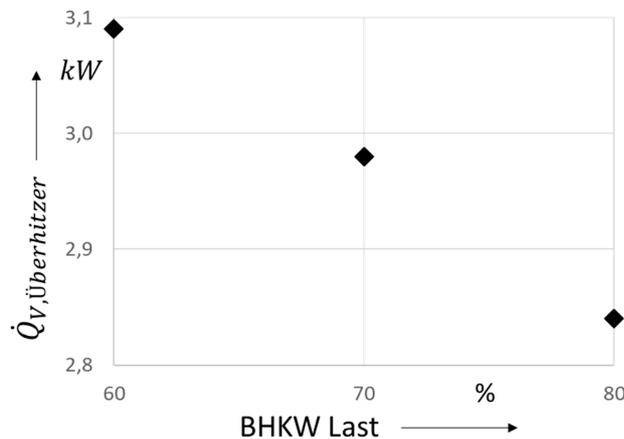


Abbildung 5-11: Wärmeverlust des Überhitzers (gemessen)

Der simulierte Dampfmassenstrom und der simulierte Dampfdruck vor der Turbine weisen beide eine geringe Abweichung $< 1 \%$ von den Messwerten auf. Im Gegensatz zu dem Überhitzer ist der Wärmeverlust im Verdampfer vergleichsweise gering, weshalb die übertragene Wärmeleistung im Verdampfer mit einer höheren Genauigkeit berechnet werden kann. Dies spiegelt sich in den geringen Abweichungen des simulierten Dampfmassenstromes von den gemessenen Werten wider.

Die geringen Abweichungen des simulierten Dampfdrucks vor der Turbine von den Messwerten zeigen, dass das Druckverhältnis der Turbine mit dem verwendeten eindimensionalen Berechnungsverfahren in guter Näherung prognostiziert werden kann.

5.3 Diskussion

Die experimentellen Ergebnisse haben gezeigt, dass das Anlagenkonzept des ND-SRC für die Abwärmenutzung von Verbrennungsmotoren mit einer mechanischen Leistung ab 38 kW technisch realisierbar ist. Der Vergleich der Messergebnisse mit den Simulationsergebnissen aus Kapitel 4.10 zeigt jedoch, dass der Prüfstand mit einem exergetischen Wirkungsgrad von 14,0 % noch deutlich unter dem prognostizierten exergetischen Wirkungsgrad von 21,5 % (Lastpunkt 80 %) liegt.

Ein Grund für die hohe Abweichung ist, dass der Lagerverlust der Turbine mit ca. 730 W (Lastpunkt 80 %) deutlich über dem abgeschätzten Lagerverlust von 100 W in der Simulation liegt. Hauptaugenmerk sollte daher auf der Optimierung der Axiallager liegen, so dass diese im Bereich der Flüssigkeits-/Gasreibung arbeiten und der Lagerverlust so wei-

ter gesenkt werden kann. Eine Reduktion des Lagerverlustes auf 100 W würde im Lastpunkt 80 % so eine Steigerung des exergetischen Wirkungsgrades von 14,0 % auf 18,0 % bewirken.

Da die Versuchsanlage für den Betriebspunkt 100 % des BHKWs ausgelegt wurde, wird der exergetische Wirkungsgrad der Versuchsanlage bei höheren Lastpunkten voraussichtlich weiter steigen. Basierend auf den Ergebnissen aus Kapitel 4.10 steigt der exergetische Wirkungsgrad vom BHKW-Lastpunkt 80 % zum Volllast-Betriebspunkt um ca. zwei Prozentpunkte.

Sollte sich herausstellen, dass die Tragfähigkeit der wassergeschmierten Axiallager nicht soweit erhöht werden kann, dass diese dem Axial Schub der Radialturbine stand halten, müsste ein Wechsel zu einem Schmiermittel mit höherer Viskosität in Betracht gezogen werden, um die Tragfähigkeit der Lager zu erhöhen. Eine andere Alternative wäre der Wechsel des Turbinenkonzepts hin zu einer Gleichdruckturbine, welche einen wesentlich geringeren Axial Schub aufweisen.

Ebenfalls kann der Wirkungsgrad signifikant gesteigert werden, wenn der Wärmeverlust des Überhitzers weiter gesenkt und die Überhitzungstemperatur dadurch gesteigert wird.

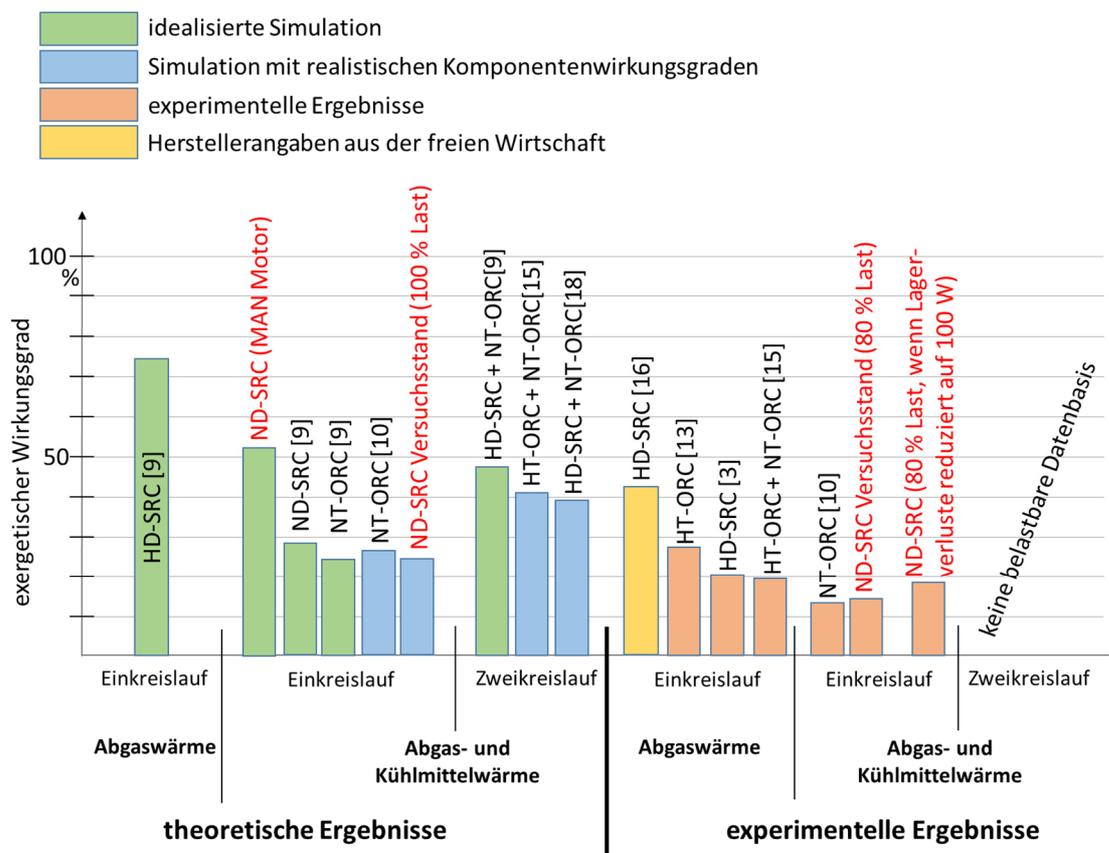


Abbildung 5-12: Vergleich der Simulationsergebnisse und experimentellen Ergebnisse mit dem Stand der Technik in Bezug auf den exergetischen Wirkungsgrad

Der Vergleich der experimentellen Ergebnisse mit dem Stand der Technik (Abbildung 5-12) zeigt, dass der exergetische Wirkungsgrad am Lastpunkt 80 % bereits oberhalb des nachgewiesenen exergetischen Wirkungsgrades des NT-ORC von Ringler et al. [10] liegt. Unter der Annahme, dass bei der reinen Abgaswärmenutzung mit einem HD-SRC ein exergetischer Wirkungsgrad von 42 % [16] erzielt und das Abgas auf 200 °C abgekühlt wird, könnte mit einem HD-SRC nach Formel 1.1-3 am Lastpunkt 80 % eine elektrische Leistung von ca. 3,4 kW erreicht werden.

Die gemessene Leistung des Prüfstands liegt mit einer elektrischen Leistung von ca. 2 kW demnach deutlich unter der theoretisch möglichen Leistung des HD-SRC. Unter der Annahme, dass die Lagerverluste in der Turbine gesenkt werden können und der Wirkungsgrad des ND-SRC zum Vollastfall weiter ansteigt, bietet der ND-SRC jedoch die Möglichkeit bei der Skalierung auf eine höhere Leistungsklasse eine höhere Leistung als der HD-SRC zu erzielen, wie in Kapitel 6 gezeigt wird.

Da die technische Realisierbarkeit des ND-SRC mit dem Prüfstand nachgewiesen wurde, wird im Folgenden eine thermoökonomische Bewertung des ND-SRC durchgeführt. Das validierte Simulationsmodell und die validierten Auslegungsmethoden für die Komponenten des ND-SRC werden dabei für die Leistungsprognose und die Kostenkalkulation der Komponenten verwendet. Das Ziel der thermoökonomischen Bewertung ist, zu bestimmen, ab welcher Leistungsklasse ein wirtschaftlich rentabler Betrieb des ND-SRC realisierbar ist und ob der der ND-SRC in dieser Leistungsklasse eine höhere elektrische Leistung als ein HD-SRC erzielen kann.

6 Thermoökonomische Bewertung

Um die Vergleichbarkeit von Nachschaltprozessen zu gewährleisten, ist es nicht ausreichend, ausschließlich eine thermodynamische Betrachtung des Nachschaltprozesses durchzuführen. Für eine Etablierung der Technologie sind die Stromgestehungskosten, die mit einem Nachschaltprozess erzielt werden können, entscheidend. Nur so kann eine Vergleichbarkeit mit anderen Anlagenkonzepten erzielt und die Wirtschaftlichkeit des Gesamtkonzepts bewertet werden.

Dazu ist es zunächst erforderlich, ein Modell zur Kostenkalkulation zu entwickeln und im Anschluss daran eine thermoökonomische Optimierung des Gesamtkonzepts durchzuführen, um abschätzen zu können, ob die Investitionskosten in einen wirtschaftlichen Bereich überführt werden können.

Im Folgenden werden daher der Stand der Technik zur Kostenkalkulation und thermoökonomischen Optimierung von Rankine-Cycles dargestellt. Im Anschluss daran werden das Vorgehen bei der thermoökonomischen Bewertung des Niederdruck-SRC und die Ergebnisse dargestellt. Basierend auf den Auslegungsergebnissen wird ein Kostenmodell zur Kostenkalkulation des Niederdruck-SRC erstellt und validiert.

6.1 Stand der Technik

Die Grundlage einer thermoökonomischen Optimierung bildet die Erstellung eines Kostenkalkulationsmodells für die zu untersuchende Anlage. Eine Übersicht über die Genauigkeiten und die Möglichkeiten der Kostenkalkulation von ORC-Anlagen liefert Lemmens [51]. Grundsätzlich gibt es unterschiedliche Typen der Kostenkalkulation mit unterschiedlichen Genauigkeiten (siehe Tabelle 6-1). Lemmens wendet drei der vorgestellten Methoden auf Basis einer Bestandsanlage an und vergleicht die kalkulierten mit den realen Kosten. Die Genauigkeit der Kostenkalkulation hängt in jedem Fall von dem Entwicklungsstand des Anlagenkonzepts ab. Je weiter die Entwicklung der Anlage fortgeschritten ist, desto genauer können die Kosten prognostiziert werden.

Da Kostenmodelle für technische Anlage in den meisten Fällen auf empirischen Daten beruhen, hängt die Genauigkeit der Kostenmodelle ebenfalls stark von dem Typ der Anlage ab. Für ORC-Anlagen werden für die Kostenabschätzung in den meisten Fällen die Korrelationen von Turton [52] aus der chemischen Industrie verwendet (vgl. [53–55]), da es derzeit keine Literatur explizit für die Kostenabschätzung von ORC- oder SRC-Anlagen gibt.

Tabelle 6-1: Typen der Kostenkalkulation nach Lemmens [51]

Klasse	Typ der Kalkulation	Beschreibung	Genauigkeitsbereich
5	Abschätzung über Größenordnung der Anlage	Basierend auf Konzeptstudie mit begrenzten Informationen.	unterhalb: -20 % bis -50 % oberhalb: +30 % bis + 100 %
4	Abschätzung über Projektstudie	Basierend auf Anlagenkonzept mit Liste der Hauptkomponenten	unterhalb: -15 % bis -30 % oberhalb: +20 % bis + 50 %
3	Abschätzung über Vorauslegung	Basierend auf erster Auslegungsrechnung für Hauptkomponenten	unterhalb: -10 % bis -20 % oberhalb: +10 % bis + 30 %
2	Abschätzung über Detailauslegung	Basierend auf erster Angabe aller Komponenten und Nebenanlagen	unterhalb: -5 % bis -15 % oberhalb: +5 % bis + 20 %
1	Abschätzung über finale Anlagenauslegung (Zulieferungsfirmen bekannt)	Basierend auf finaler Auslegung aller Komponenten und Nebenanlagen	unterhalb: -3 % bis -10 % oberhalb: +3 % bis + 15 %

Lemmens [51] zeigt anhand eines Vergleichs der theoretisch ermittelten Kosten über unterschiedliche Kostenmodelle, dass die Kostenabschätzungen bei unterschiedlichen Komponenten sowohl stark nach unten als auch nach oben abweichen können. So kann bei der Kostenkalkulation mit Abweichungen von 100 % und mehr gerechnet werden.

Toffolo [53] verwendet ein ähnliches Modell der Kostenabschätzung für eine ORC-Anlage für die Abwärmenutzung von geothermaler Wärme wie Lemmens und vergleicht die Ergebnisse mit einer Vergleichsanlage. Das Ergebnis ist eine Genauigkeit des Kostenmodells von 1,3 % in Bezug auf die verwendete Vergleichsanlage. Die Ergebnisse von Lemmens und Toffolo zeigen, dass die Kostenkalkulationen auf den jeweiligen Anwendungsfall angepasst und auf die zu erwartende Genauigkeit geprüft werden müssen.

Auf der Basis eines Modells zur Kostenkalkulation und thermodynamischen Simulation einer Anlage ist es möglich, eine thermoökonomische Optimierung durchzuführen, mit dem Ziel, bei möglichst geringen spezifischen Investitionskosten einen möglichst hohen Wirkungsgrad von ORC- und SRC-Anlagen zu erreichen. Zu diesem Thema wurden bereits zahlreiche Arbeiten veröffentlicht, die mit unterschiedlichen Optimierungsverfahren eine thermoökonomische Optimierung von ORC-Prozessen vorgenommen haben.

Toffolo [53] benutzt in seiner Arbeit aus dem Jahr 2014 einen multikriteriellen Optimierungsansatz (Heatsep-Methode) zur Optimierung der Anlagenkonfiguration und Betriebsparameter in Bezug auf die spezifischen Anlagenkosten pro kW installierter Leistung. Der Anwendungsfall bezieht sich auf die Nutzung geothermaler Wärme mittels einer ORC-Anlage in einem Leistungsbereich von ca. 3,5 MW. Nach Optimierung können für diesen Anwendungsfall Anlagenkosten von ca. 6800 €/kW_{el} erzielt werden. Dabei handelt es sich um die Investitionskosten inklusive Planung und Installation der Anlage.

Kalikatzarakis [54] verwendet auf Basis der Heatsep-Methode einen genetischen Algorithmus kombiniert mit sequentieller quadratischer Programmierung, um eine ORC-Anlage auf einem Containerschiff zu optimieren, welche mit der Abwärme des Dieselmotors verbunden ist. Der Dieselmotor hat eine mechanische Leistung von ca. 70 MW. Die ORC-Anlage erreicht eine Leistung von ca. 2,1 MW und die berechneten Materialkosten für die Anlage werden mit ca. 1.900 €/kW_{el} angegeben.

Galindo [56] verwendet ebenfalls einen genetischen Algorithmus um eine ORC-Anlage für die Abgaswärmenutzung eines Ottomotors in einem PKW zu optimieren. Das mathematische Modell der Versuchsanlage wurde anhand von Messwerten validiert [57,58] und eine pareto-optimale Lösung in Bezug auf thermodynamische Größen, spezifische Kosten und Platzbedarf wurde berechnet. Das Ergebnis der Optimierung ist, dass die Anlagenkosten bei reiner Kostenoptimierung ca. 2.000 €/kW_{el} erreichen können, bei multikriterieller Optimierung auf Anlagengröße und Wirkungsgrad aber bei 2.500 €/kW_{el} liegen.

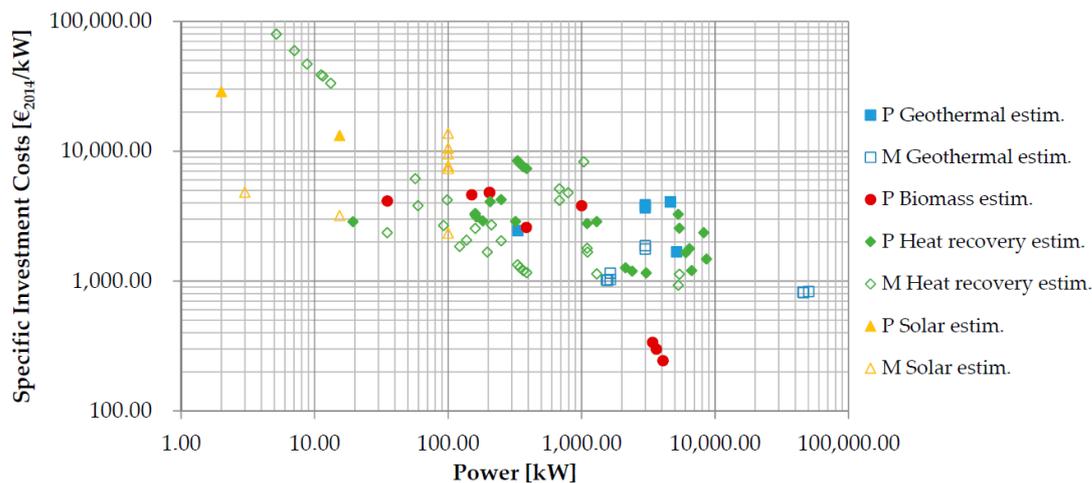


Abbildung 6-1: Abgeschätzte Projektkosten von ausgewählten ORC-Anlagen (komplette Projektkosten P und Materialkosten M) [51]

Die Arbeiten zeigen, dass die Kostenkalkulationen von ORC-Anlagen hauptsächlich auf der Literatur von Turton [52] aus dem Jahr 2008 basieren. Die Genauigkeit der Kostenabschätzung kann dabei je nach Anwendungsfall und Leistungsklasse stark variieren. Zusammen mit einem validierten mathematischen Modell, das das Anlagenverhalten abbildet, kann dann eine thermoökonomische Optimierung durchgeführt werden. Dafür kommen in den meisten Fällen genetische Algorithmen zum Einsatz. Die freien Parameter, die Randbedingungen und die Zielgrößen müssen je nach Anwendungsfall angepasst werden.

Die oben aufgeführten Arbeiten zeigen, dass im ORC-Bereich mit einer elektrischen Leistung von 10 bis 100 kW Anlagenkosten von ca. 2000 €/kW_{el} erreicht werden können, wie es in Abbildung 6-1 anhand von ausgewählten ORC-Projekten dargestellt ist.

6.2 Vorgehen bei der thermoökonomischen Bewertung

Der Stand der Technik zur Kostenkalkulation von ORC- und SRC-Anlagen zeigt, dass ohne eine Validierung des Kostenmodells einer technisch vergleichbaren Versuchsanlage bei der Kostenkalkulation mit hohen Unsicherheiten gerechnet werden muss.

Da das Ziel dieser Arbeit nicht die reine Kostenoptimierung sondern die Bewertung des Anlagenkonzepts auf technische und wirtschaftliche Realisierbarkeit ist, wird ein analytischer Ansatz für die wirtschaftliche Bewertung des Gesamtkonzepts des Niederdruck-SRC gewählt, mit dem Ziel, zu untersuchen, ab welcher Leistungsklasse und unter welchen Voraussetzungen ein wirtschaftlicher Betrieb eines Niederdruck-SRC möglich ist. Dafür werden zunächst die in Kapitel 2.3 definierten maximalen spezifischen Kosten von 2.100 Euro/kW_{el} zu Grunde gelegt. Das Vorgehen für die wirtschaftliche Bewertung des Niederdruck-SRC ist in Abbildung 6-2 dargestellt.

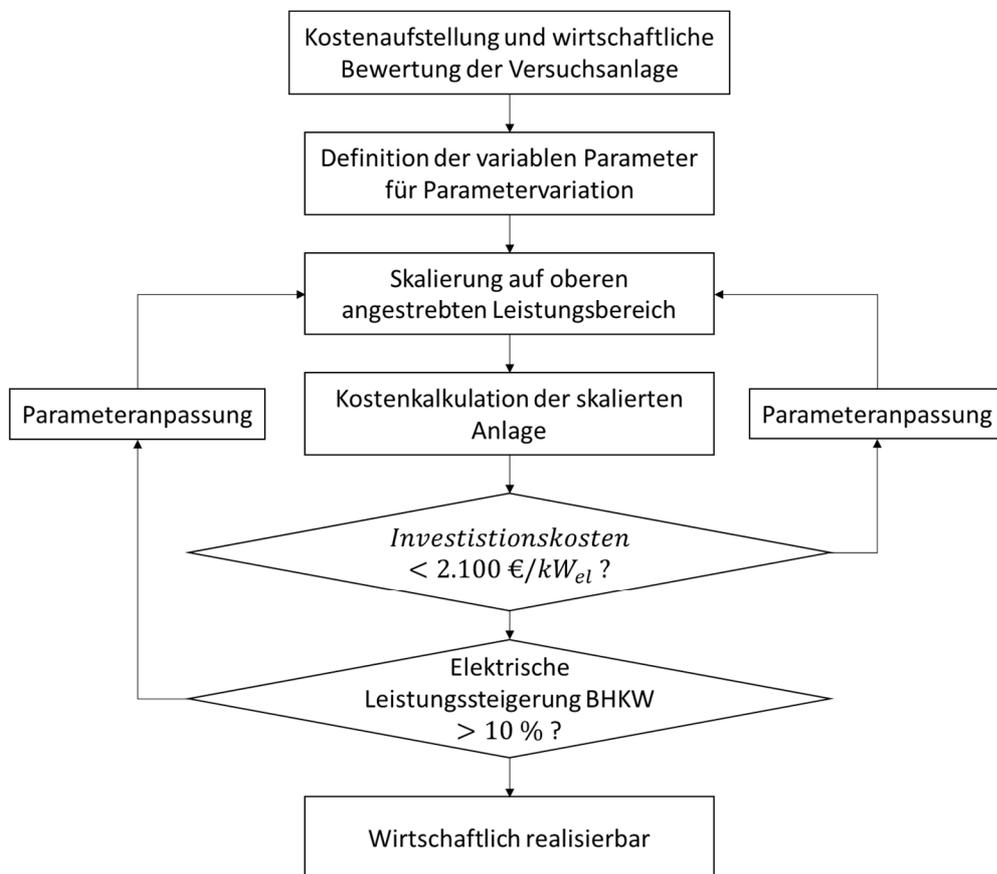


Abbildung 6-2: Vorgehen bei der thermoökonomischen Bewertung des Anlagenkonzepts des Niederdruck-SRC

In einem ersten Schritt wird eine Kostenaufstellung der Versuchsanlage im Labor mit den Komponenten durchgeführt, die für einen wirtschaftlichen Betrieb der Anlage zwingend benötigt werden. Basierend auf den Messergebnissen werden die spezifischen Kosten für die Versuchsanlage berechnet.

Analog zu dem Vorgehen der Prüfstandsauslegung wird die Anlage auf den oberen definierten Leistungsbereich (BHKW + Niederdruck-SRC) von 250 kW_{el} skaliert und ausgelegt. Bei einer elektrischen Leistungssteigerung des BHKWs von 13 % entspricht dies einem BHKW mit einer mechanischen Leistung von ca. 220 kW. Basierend auf den Auslegungsergebnissen wird eine erneute Kostenabschätzung vorgenommen. Sollten die definierten spezifischen Anlagenkosten nicht unterschritten werden, werden die Auslegungsparameter analysiert und angepasst. Anhand dieser Ergebnisse kann bewertet werden, ob ein wirtschaftlicher Betrieb der Anlage im angestrebten Leistungsbereich erzielt werden kann.

Im Anschluss an die thermoökonomische Bewertung wird ein Kostenmodell auf Basis der Kostenkalkulation nach Turton [52] erstellt und an die realen Kosten der Versuchsanlage im Labor und der skalierten Anlage (Motorgröße 220 kW_{mechanisch}) angepasst, da die hier gegebenen Komponentengrößen teilweise außerhalb der Gültigkeitsbereiche der empirischen Formeln nach Turton liegen und die theoretischen Berechnungen dadurch teilweise große Abweichungen zu den realen Kosten aufweisen. Die Kostenkalkulation nach Turton basiert dabei auf folgender Formel:

$$C_{BM} = C_p^0 \cdot F_{BM} \quad (6.2-1)$$

In diesem Fall sind C_p^0 die Kosten der Komponente unter Basisbedingungen. Das bedeutet unter drucklosem Betrieb mit Standardmaterialien (z.B. Wärmeübertrager aus unlegiertem Stahl). Der Multiplikationsfaktor F_{BM} berücksichtigt die Zusatzkosten bei Verwendung eines höheren Druckniveaus oder spezieller Materialien (z.B. Wärmeübertrager aus Edelstahl). Laut Turton berechnen sich die Komponenten unter Basisbedingungen über folgende Formel:

$$\log_{10} C_p^0 = K_1 + K_2 \log_{10}(A) + K_3 [\log_{10}(A)]^2 \quad (6.2-2)$$

Hierbei stellen K_1 , K_2 und K_3 empirische, komponentenspezifische Faktoren dar. Die Variable A stellt die Kenngröße dar, über die die Kosten berechnet werden (z.B. Wärmeübertragerfläche, Pumpenleistung etc.). Der Multiplikationsfaktor F_{BM} berechnet sich über folgende Formel:

$$F_{BM} = B_1 + B_2 \cdot F_M \cdot F_P \quad (6.2-3)$$

Hierbei stellen B_1 und B_2 empirische, komponentenspezifische Faktoren dar. F_M ist der Materialfaktor, welcher von dem verwendeten Material der Komponente abhängt und F_P der Druckfaktor, welcher über das maximal Druckniveau der Anlage definiert ist. Alle empirischen Faktoren können Tabellen in der Kostenkalkulation nach Turton [52] entnommen werden.

6.3 Ergebnisse

Die Grundlage für die wirtschaftliche Bewertung des Gesamtkonzepts stellt die entwickelte Versuchsanlage dar. Für einen wirtschaftlichen Betrieb der Anlage können die Komponenten der Versuchsanlage auf die Komponenten reduziert werden, die für einen kommerziellen Betrieb notwendig sind (siehe Tabelle 6-2). Die Kosten für Messtechnik werden in der wirtschaftlichen Betrachtung vernachlässigt, da im kommerziellen Betrieb die Anforderungen an die Messtechnik geringer sind als im Laborbetrieb und so auf kostengünstige Messtechnik, z.B. aus dem Automotive-Bereich, zurückgegriffen werden kann.

Tabelle 6-2: Kostenaufstellung der Prüfstandskomponenten für wirtschaftliche Betrachtung

Anlagenkomponente	Kosten Brutto [€]	Kosten Netto [€]	Anteil an den Gesamtkosten [%]
Verdampfer	12.917	10.855	15,6
Überhitzer	5.908	4.965	7,1
Kondensator	8.901	7.480	10,8
Kondensat-/Kühlmittelpumpe	2.862	2.405	3,5
Turbine + Generator	40.000	33.613	48,4
Bypassventil	6.861	5.766	8,3
Verrohrung und Fittings	520	437	0,6
Sicherheitsventil	921	774	1,1
Schweißarbeiten	3.200	2.689	3,9
Turbinengenerator-Verrohrung	600	504	0,7
Gesamtkosten	82.690	69.487	

Bezogen auf die Netto-Kosten der aufgelisteten Komponenten in Tabelle 6-2 ergeben sich spezifische Kosten der Versuchsanlage (4,4 kW_{el}) von 15.792 €/kW_{el}. Diese Kosten liegen deutlich über dem Zielwert von 2.100 €/kW_{el}, können aber durch folgende Maßnahmen reduziert werden:

- Erhöhung der gefertigten Anlagen (Kleinserie)
- Anpassung der Auslegungsparameter
- Skalierung auf einen höheren Leistungsbereich

Wie zu erkennen ist, stellt die Turbine mit ca. 48 % der Gesamtkosten den größten Kostenpunkt der Versuchsanlage dar. Da die verbaute Radialturbine in dem Prüfstand ein Prototyp ist und es sich um eine Einzelanfertigung handelt, besteht hier das größte Einsparpotential. Die Turbinenkosten beziehen sich auf die geschätzten Materialkosten inklusive aller Fertigungskosten der Turbine für den Bau einer Kleinserie, basierend auf Erfahrungswerten des Turbinenbauers. Der größte Kostenfaktor bei dem Bau der Turbine

ist dabei der Generator, welcher als Sonderanfertigung mit hoher Drehzahl sehr kostenintensiv ist. Bei der Auslegung der Turbine auf einen höheren Leistungsbereich kann eine niedrigere Drehzahl der Turbine und damit des Generators realisiert werden, was zur Kostenreduktion beitragen kann. Daher wird für die weitere wirtschaftliche Betrachtung des Niederdruck-SRC davon ausgegangen, dass die Produktionskosten der Turbine in dem zu untersuchenden Leistungsbereich bis $30 \text{ kW}_{\text{el}}$ konstant gehalten werden können.

Mit zusammen ca. 33 % der Gesamtkosten stellen die Wärmeübertrager ebenfalls einen großen Kostenpunkt der Anlage dar. Da es sich bei allen Wärmeübertragern um kommerziell erhältliche Wärmeübertrager handelt, sind die Einsparpotentiale nicht so hoch wie bei der Turbine. Die Kosten können hier voraussichtlich über eine Skalierung der Anlagengröße und Optimierung der oberen Grädigkeiten bei der Auslegung reduziert werden. Die oben genannten spezifischen Kosten basieren auf der erzielten elektrischen Leistung der experimentellen Untersuchungen unter Volllast. Dafür wurden die Leistungsdaten des BHKW-Motors auf $38 \text{ kW}_{\text{mechanisch}}$ skaliert. Da die Wärmeübertrager auf die Betriebsbedingungen des MAN-Motors (E0834 E302) ausgelegt wurden, wird anhand des validierten Simulationsmodells die Leistung der Niederdruck-SRC in Kombination mit dem MAN-Motor ($54 \text{ kW}_{\text{mechanisch}}$) berechnet. Ebenfalls wird ein Betrieb des Überhitzers im Gegenstrombetrieb berücksichtigt, wodurch der Wirkungsgrad der Anlage gesteigert werden kann. Basierend auf der Simulation ergeben sich so eine elektrische Leistung der Versuchsanlage von $7,3 \text{ kW}_{\text{el}}$ und spezifische Anlagenkosten von $9.518 \text{ €/kW}_{\text{el}}$.

Die berechneten spezifischen Kosten zeigen, dass ein wirtschaftlicher Betrieb des Niederdruck-SRC in der Leistungsklasse der Versuchsanlage nicht realisierbar ist, da die spezifischen Netto-Kosten der Turbine bereits bei ca. $4.600 \text{ €/kW}_{\text{el}}$ liegen und auch in Kleinserienfertigung voraussichtlich nicht signifikant gesenkt werden können. Aus diesem Grund können die spezifischen Anlagenkosten, auch bei Optimierung der Auslegungsparameter des Niederdruck-SRC, für diesen Leistungsbereich nicht in einen wirtschaftlichen Bereich überführt werden.

Deshalb wird die Anlage auf den oberen Leistungsbereich skaliert, der in Kapitel 2.3 mit $250 \text{ kW}_{\text{el}}$ (BHKW + Niederdruck-SRC) definiert wurde. Für die Skalierung des BHKWs in den oberen Leistungsbereich wurden die Kenndaten des MAN-Motors (E0834 E302) verwendet und analog zu dem Vorgehen in Kapitel 5 auf den geforderten Leistungsbereich skaliert. Daraus ergeben sich die in Tabelle 6-3 dargestellten Betriebsparameter für den Niederdruck-SRC unter Volllast.

Tabelle 6-3: Auslegungsparameter der Überhitzer- und Verdampferauslegung (Niederdruck-SRC für ein BHKW mit 220 kW_{mechanisch})

Überhitzer	
Abgasmassenstrom	0,217 kg·s ⁻¹
Abgastemperatur Eintritt	650 °C
Abgasdruck Eintritt	1,0 bar
Dampfmassestrom	0,121 kg·s ⁻¹
Dampftemperatur Eintritt	88 °C
Dampfdruck Eintritt	0,65 bar
Dampftemperatur am Austritt (Gegenstrombetrieb)	450 °C
Verdampfer Abgasseite	
Verdampferdruck	0,65 bar
Abgastemperatur Eintritt	322 °C
Abgasdruck Eintritt	1,0 bar
Abgastemperatur Austritt	108 °C
Verdampfer Dampfseite (Rekuperator)	
Verdampferdruck	0,65 bar
Dampftemperatur Eintritt	314 °C
Dampfdruck Eintritt	0,21 bar
Dampftemperatur Austritt	108 °C
Verdampfer Kühlmittelseite	
Verdampferdruck	0,65 bar
Wassertemperatur Eintritt	120 °C
Massenstrom Kühlmittel	8,8 kg·s ⁻¹
Wasserdruck Eintritt	3,5 bar
Übertragene Leistung	188,8 kW
Wassertemperatur Austritt	115 °C

Um die spezifischen Kosten zu senken, muss das Wärmeübertragerkonzept optimiert werden. Für die Auslegung der beiden Abgaswärmeübertrager (Überhitzer und Verdampfer) wurde wieder ein maximaler Druckverlust im Abgasstrang von 40 mbar festgelegt, da dieser Wert im Datenblatt des MAN-Motors (E0834 E302) als Maximalwert definiert ist.

Da die Ergebnisse aus Kapitel 5.1 gezeigt haben, dass der Wärmeübergangskoeffizient auf der Primärseite (Dampfseite) des Rekuperators der begrenzende Faktor bei der Wärmeübertragung ist, wird der Druckverlust im Rekuperator auf der Primärseite angehoben,

mit dem Ziel, den Wärmeübergangskoeffizienten auf der Primärseite zu erhöhen und damit die Wärmeübertragerfläche zu verringern. So kann trotz geringerer Wärmeübertragerfläche die obere Grädigkeit des Wärmeübertragers reduziert werden, wie in Abbildung 6-3 dargestellt ist. Für die gegebenen Randbedingungen bildet sich so ein lokales Minimum für die obere Grädigkeit (ca. 20 K) bei 145 Rohren aus. Dies kann damit begründet werden, dass ab < 400 Rohren der Wechsel von reiner laminarer Strömung hin zum Übergangsbereich zur turbulenten Strömung stattfindet, was zu einem starken Anstieg des Wärmedurchgangskoeffizienten auf der Primärseite führt.

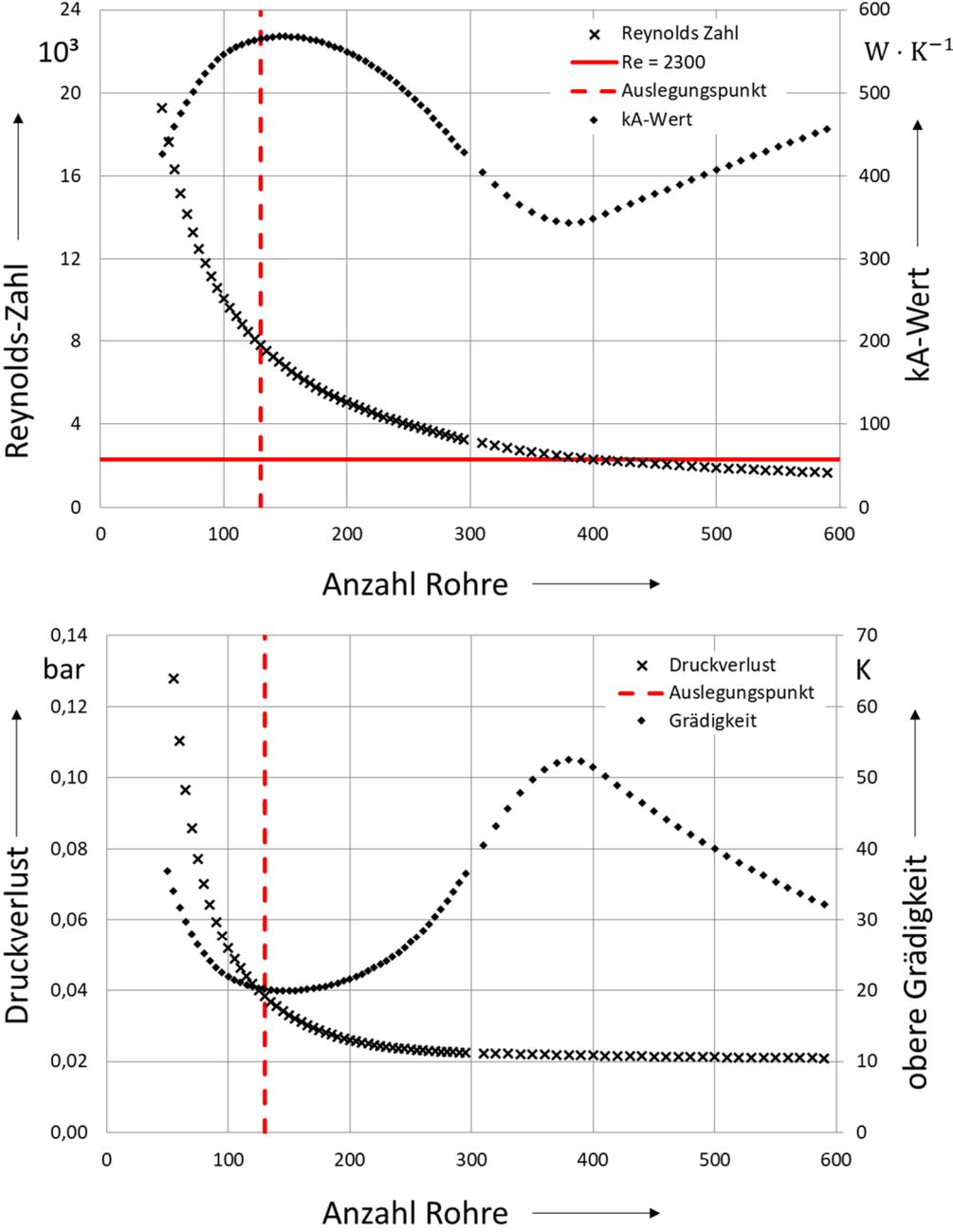


Abbildung 6-3: Reynolds-Zahl und kA-Wert(oben) / Druckverlust (Primärseite) und obere Grädigkeit (unten) des Rekuperators über Rohranzahl

Der Auslegungspunkt wurde bei 130 Rohren auf der linken Seite des Maximums gewählt, da im Teillastbereich der Dampfmassenstrom abnimmt und aufgrund der geringeren Strömungsgeschwindigkeit in den Rohren sich das lokale Maximum nach links verschieben wird. Eine weitere Reduktion der Rohranzahl ergibt voraussichtlich keinen Sinn, da die übertragene Wärmeleistung sinkt und die Druckverluste exponentiell ansteigen, was wiederum die Turbinenleistung negativ beeinflusst. Eine Erhöhung der Rohranzahl bewirkt zwar einen geringeren Druckverlust auf der Primärseite, reduziert jedoch die übertragene Wärmeleistung und wirkt sich negativ auf die Kosten des Wärmeübertragers aus.

Eine weitere Optimierung der oberen Grädigkeit und eine kompaktere Bauform des Verdampfers könnten durch profilierte Wärmeübertragerrohre oder turbulenz erhöhende Einbauten in den Wärmeübertragerrohren erreicht werden. Diese erhöhen jedoch die Wärmeübertragerkosten erheblich und werden in dieser Arbeit nicht weiter behandelt.

Der Kühlmittel-Wärmeübertrager im Verdampfer wird so angepasst, dass dieser die geforderte Wärme eines heißgekühlten Motors mit einer Vorlauftemperatur zum Verdampfer von 120 °C auf den Niederdruck-SRC übertragen kann.

Da der Stand der Technik gezeigt hat, dass bei der Kostenkalkulation von ORC- und SRC-Anlagen anhand von empirischen Formeln mit hohen Unsicherheiten gerechnet werden muss und daher eine Validierung des Kostenmodells anhand einer Referenzanlage notwendig ist, wurde die Kostenkalkulation der skalierten Anlage anhand von Angeboten der Zulieferungsfirmen erstellt. Eine Validierung der Kostenmodelle anhand der Versuchsanlage im Labormaßstab war nicht möglich, da die Kostenmodelle von Turton [52] nur für größere Anlagen Gültigkeit besitzen. Die Größe der Komponenten der skalierten Anlage liegt teilweise im Gültigkeitsbereich der Kostenmodelle von Turton und kann daher für die Validierung des Kostenmodells von Turton herangezogen werden.

Bei der Auslegung der Rohrbündelwärmeübertrager wird nur die Anzahl der Rohre und damit der Durchmesser der Mantelrohre variiert. Die Maße der Einzelrohre werden konstant gehalten. Die Kosten für Verrohrung und Fittinge werden an die neuen Leitungsdurchmesser angepasst und die Kosten für die Pumpen anhand der Preise der Zulieferungsfirma kalkuliert. Die Schweißarbeiten werden proportional zum Rohrumfang skaliert. Die Kosten für das Sicherheitsventil können konstant gehalten werden, da dieses so dimensioniert ist, dass es ebenfalls für den Leistungsbereich des BHKWs von 220 kW_{mechanisch} geeignet ist. Die Auslegungsergebnisse der Rohrbündelwärmeübertrager sind in Tabelle 6-5 und Tabelle 6-4 zusammengefasst.

Tabelle 6-4: Auslegungsergebnisse des Verdampfers (Niederdruck-SRC für ein BHKW mit 220 kW_{mechanisch})

Verdampfer Abgasseite	
Länge Rohrbündel	1,8 m
$d_{a,Wärmeübertragerrohr}$	0,014 m
$d_{i,Wärmeübertragerrohr}$	0,011 m
Anschlussstutzen Abgas	DN 150
Anzahl Wärmeübertragerrohre	117
Austrittstemperatur Abgas	100,4°C
Druckverlust Abgasseite	16,8 mbar
Verdampfer Dampfseite	
$d_{a,Wärmeübertragerrohr}$	0,014 m
$d_{i,Wärmeübertragerrohr}$	0,011 m
Anschlussstutzen Dampfseite	DN 100
Anzahl Wärmeübertragerrohre	130
Austrittstemperatur Dampfseite	105,5 °C
Druckverlust Dampfseite	26,8 mbar
Verdampfer Kühlmittelseite	
$d_{a,Wärmeübertragerrohr}$	0,014 m
$d_{i,Wärmeübertragerrohr}$	0,011 m
Anschlussstutzen Kühlmittelseite	DN 50
Anzahl Wärmeübertragerrohre	28
Austrittstemperatur Kühlmittelseite	114,6°C
Übertragene Wärmeleistung	200 kW
Druckverlust Kühlmittelseite	230 mbar
Wärmeübertragerfläche Verdampfer gesamt	25,72 m ²
$d_{a,Mantelrohr}$	0,508 m
Volumen des Rohrbündels	0,365 m ³

Tabelle 6-5: Auslegungsergebnisse des Überhitzers (Niederdruck-SRC für ein BHKW mit 220 kW_{mechanisch})

Überhitzer	
Länge Rohrbündel	1,8 m
Anzahl Wärmeübertragerrohre	143
Wärmeübertragerfläche	11,32 m ²
Manteldurchmesser innen	0,356 m
Anschlussstutzen Dampf	DN 100
Anschlussstutzen Abgas	DN 150
Abgastemperatur am Austritt	355 °C
Dampf Temperatur am Austritt (Gegenstrom)	443 °C
Druckverlust Abgasseite	16,90 mbar
Druckverlust Dampfseite	18,25 mbar

Anhand der Daten aus der Tabelle 6-5 und der Tabelle 6-4 wurden die Kennlinien der Wärmeübertrager berechnet (Anhang M) und in der thermodynamischen Simulation mit Epsilon®Professional hinterlegt. Basierend auf der thermodynamischen Simulation ergeben sich folgende Leistungsdaten der Anlage im Volllastfall:

Tabelle 6-6: Leistungsdaten des hochskalierten Anlagenkonzepts (220 kW_{mechanisch} MAN-Motor mit gekoppeltem Niederdruck-SRC)

Gesamtwirkungsgrad BHKW	89,8 %
elektrischer Wirkungsgrad BHKW+SRC	41,3 %
elektrische Leistungssteigerung SRC	13,0 %
elektrischer Wirkungsgrad SRC	8,69 %
exergetischer Wirkungsgrad	25,1 %
elektrische Leistung SRC	28,7 kW

Unter der Annahme, dass bei der reinen Abgaswärmenutzung mit einem HD-SRC ein exergetischer Wirkungsgrad von 42 % [16] erzielt und das Abgas auf 200 °C abgekühlt wird, könnte mit einem HD-SRC nach Formel 1.1-3 am Lastpunkt 100 % eine elektrische Leistung von ca. 25,3 kW erreicht werden. In diesem Fall würde der ND-SRC eine ca. 13 % höhere elektrische Leistung als der HD-SRC erreichen.

Die Materialkosten der Versuchsanlage inklusive Schweißarbeiten sind in Tabelle 6-7 zusammengefasst und basieren auf Angeboten für Einzelstückfertigung. Basierend auf den Ergebnissen der thermodynamischen Simulation und den Nettokosten der Anlage ergibt sich ein spezifischer Anlagenpreis von 3.533 €/kW_{el}. Um eine Amortisation der Anlage in dem Zeitraum der KWK-Förderung von 30.000 Volllastbetriebsstunden zu realisieren, müssen die spezifischen Anlagenkosten nach den Ergebnissen aus Kapitel 2.3.3

auf $< 2.100 \text{ €/kW}_{el}$ gesenkt werden. Für die weitere Optimierung der Kosten könnte der Kondensator, welcher als Hybridwärmeübertrager ausgeführt ist, durch einen Rohrbündelwärmeübertrager ersetzt werden, da die spezifischen Kosten des Hybridwärmeübertragers in € pro m^2 Wärmeübertragerfläche deutlich höher sind, als beim Rohrbündelwärmeübertrager. Da die kalkulierten Kosten sich auf Einzelstückfertigung beziehen, müsste ebenfalls geklärt werden, wie weit die Kosten bei einer Kleinserienfertigung gesenkt werden können.

Tabelle 6-7: Ergebnisse der Kostenkalkulation (Niederdruck-SRC für ein BHKW mit $220 \text{ kW}_{mechanisch}$)

Anlagenkomponente	Kosten Brutto [€]	Kosten Netto [€]	Anteil an Gesamtkosten [%]
Verdampfer	19.420	16.319	16,1
Überhitzer	11.816	9.929	9,8
Kondensator	27.679	23.260	22,9
Kondensat-/Kühlmittelpumpe	5.910	4.966	4,9
Turbine	40.000	33.613	33,2
Bypassventil	6.861	5.766	5,7
Verrohrung und Fittings	1.040	874	0,9
Sicherheitsventil	921	774	0,8
Schweißarbeiten	6.400	5.378	5,3
Turbinengenerator-Verrohrung	600	504	0,5
Gesamtkosten	120.647	101.384	

Die spezifischen Materialkosten des Niederdruck-SRC lassen sich anhand der Ergebnisse von Lemmens [51] mit denen diverser realisierter ORC-Anlagen vergleichen, wie in Abbildung 6-4 dargestellt ist. Lemmens unterscheidet in seiner Arbeit zwischen vier unterschiedlichen Anwendungsfällen. Für den Vergleich der spezifischen Materialkosten des Niederdruck-SRC werden dabei die Literaturdaten von Lemmens für den Anwendungsfall der Abwärmenutzung verwendet.

Die kalkulierten spezifischen Materialkosten des Niederdruck-SRC liegen in einer ähnlichen Größenordnung, wie die der realisierten Anlagenkonzepte aus der Literatur, womit nachgewiesen ist, dass der Niederdruck-SRC auch bei den spezifischen Anlagenkosten konkurrenzfähig zu ORC-Anlagen ist

Die Auslegungsergebnisse der Komponenten für den skalierten Niederdruck-SRC können nun verwendet werden, um ein Kostenmodell für die Komponenten zu erstellen. Das Kostenmodell erlaubt eine schnelle Kostenkalkulation anhand der Auslegungsergebnisse und kann für weitere thermoökonomische Optimierungen verwendet werden. Diese sind jedoch nicht mehr Thema dieser Arbeit.

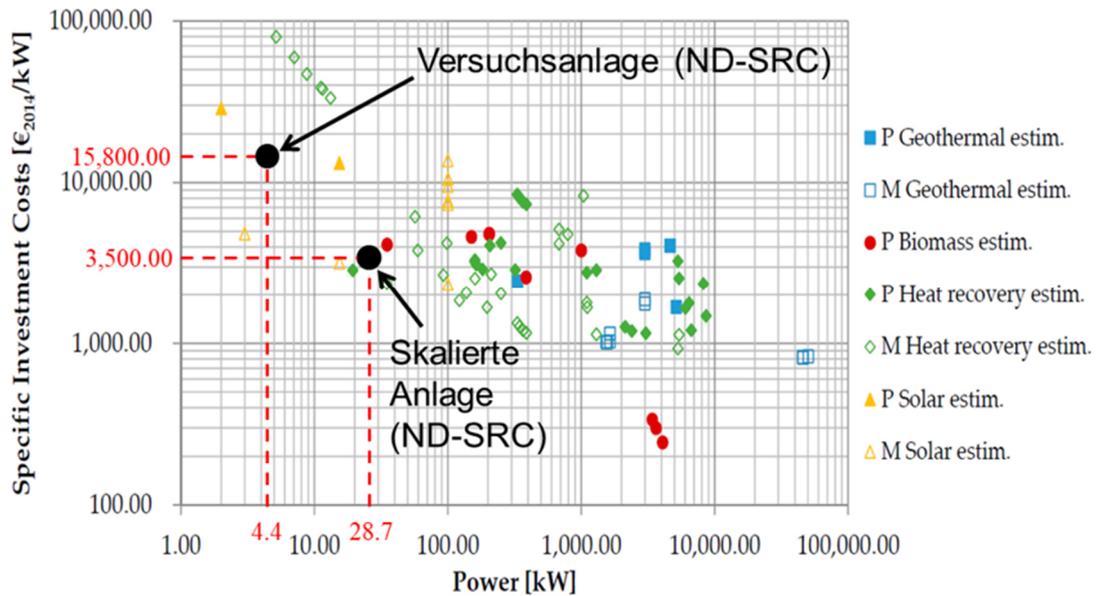


Abbildung 6-4: Einordnung des Niederdruck-SRC in den Stand der Technik aus wirtschaftlicher Sicht (vgl. [51])

6.4 Kostenmodelle

Basierend auf Formel 6.2-1 wurden Kostenmodelle für folgende Komponenten erstellt:

- Wärmeübertrager
- Turbine inklusive Generator und Gleichrichter
- Pumpen

Als Ausgangspunkt wurden die Koeffizienten von Turton [52] verwendet. Die so kalkulierten Kosten wurden mit den Preisen der Zulieferungsfirmen der Versuchsanlage abgeglichen. Da das Kostenmodell nach Turton, wie im Folgenden noch gezeigt wird, starke Abweichungen zu den realen Kosten der Versuchsanlage aufweist, wurden die empirischen Faktoren K_1 bis K_3 an die realen Kosten der Versuchsanlage und der skalierten Anlage angepasst. Für die Anpassung der Faktoren wurden für jede Komponente drei Stützstellen gewählt. Über die Formel 6.2-1 und die drei Stützstellen kann ein bestimmtes Gleichungssystem erstellt werden, mit dem die empirischen Faktoren K_1 bis K_3 berechnet werden können. Die Koeffizienten nach Turton und die angepassten Koeffizienten sind in Tabelle 6-9 zusammengefasst.

Für die Kostenkalkulation des Verdampfers und Überhitzers wurden die empirischen Faktoren nach Turton für Rohrbündelwärmeübertrager „fixed tube“ verwendet. Der Anpassungsfaktor F_{BM} wurde gleich 1 gesetzt, da ein Vergleich mit den realen Kosten des Verdampfers gezeigt hat, dass bei Verwendung des Anpassungsfaktors für Edelstahl ($F_M = 2,7$) die kalkulierten Kosten zu hoch sind. Wie in Abbildung 6-5 zu erkennen ist, unterscheiden sich die spezifischen Kosten von Überhitzer und Verdampfer bei gleicher Wär-

meübertragerfläche stark. Aus diesem Grund wurden die Faktoren K_1 bis K_3 für Verdampfer und Überhitzer getrennt bestimmt. Die Stützstellen, die der Kalkulation der Faktoren K_1 bis K_3 zugrunde gelegt wurden, sind in Tabelle 6-9 zusammengefasst.

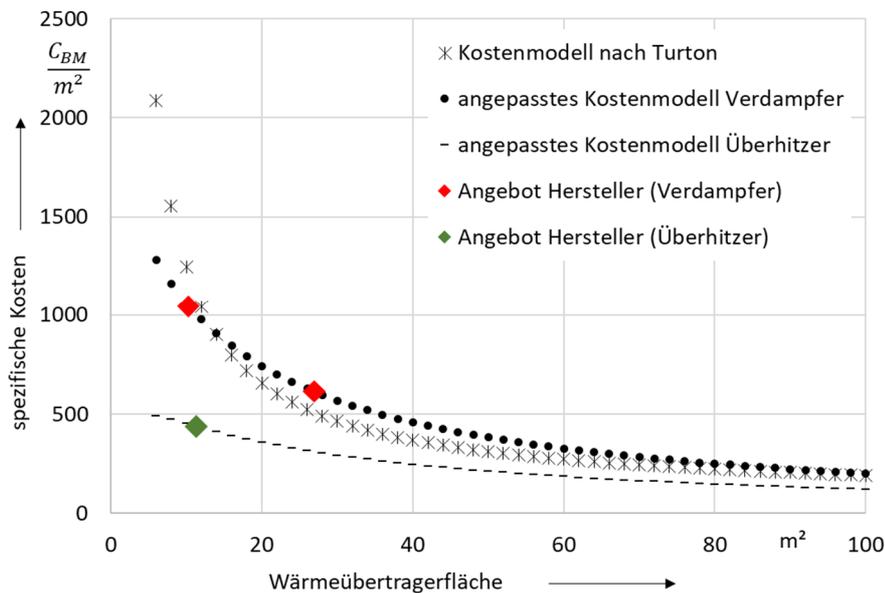


Abbildung 6-5: Kostenmodell nach Turton und angepasste Kostenmodelle für Verdampfer und Überhitzer

Die Kostenkalkulation nach Turton für Plattenwärmeübertrager liefert ebenfalls bereits ohne Anpassung über den Materialfaktor F_M höhere Werte, als die realen Kosten in diesem Projekt. In Abbildung 6-6 sind die kalkulierten Kosten anhand des Kostenmodells nach Turton und das an die realen Kosten angepasste Kostenmodell dargestellt.

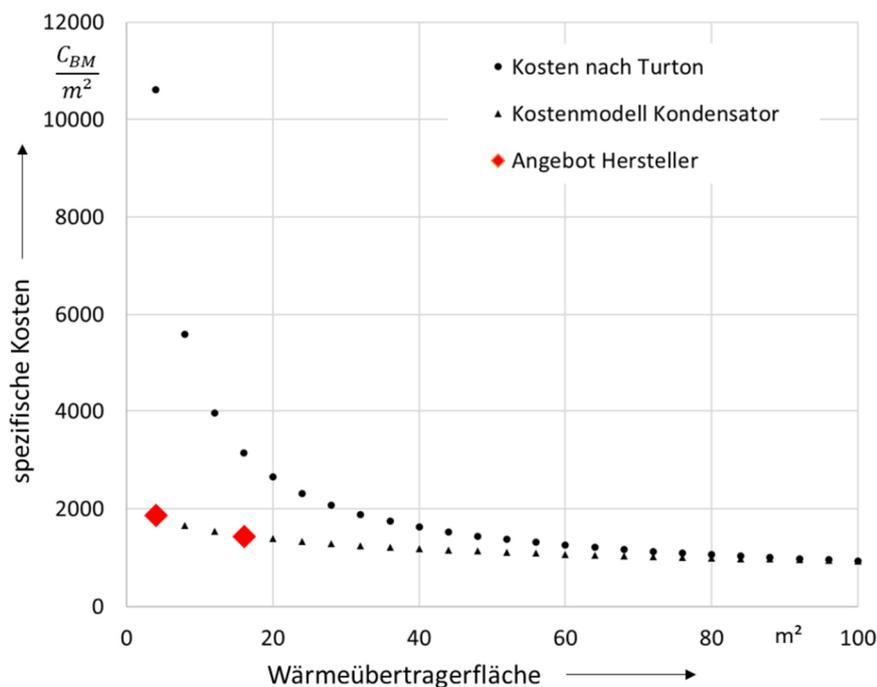


Abbildung 6-6: Kostenmodell nach Turton und angepasste Kostenmodelle für den Kondensator

Da der Vertrauensbereich nach Turton für die Kostenkalkulation von Radialturbinen im Bereich von 100 kW bis 1500 kW liegt, liefert diese für die Kostenkalkulation im hier angestrebten Leistungsbereich von ca. 4 kW bis 30 kW keine plausiblen Ergebnisse. Aus diesem Grund sind in Abbildung 6-7 nur die Ergebnisse des angepassten Kostenmodells dargestellt.

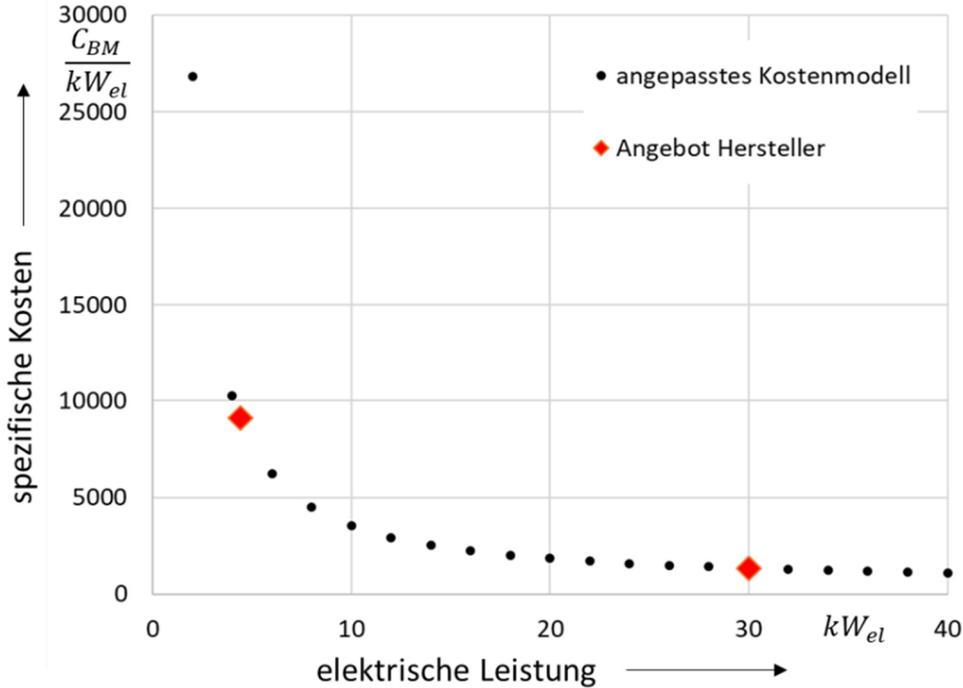


Abbildung 6-7: Angepasstes Kostenmodell für die Radialturbinen inklusive Generator und Gleichrichter

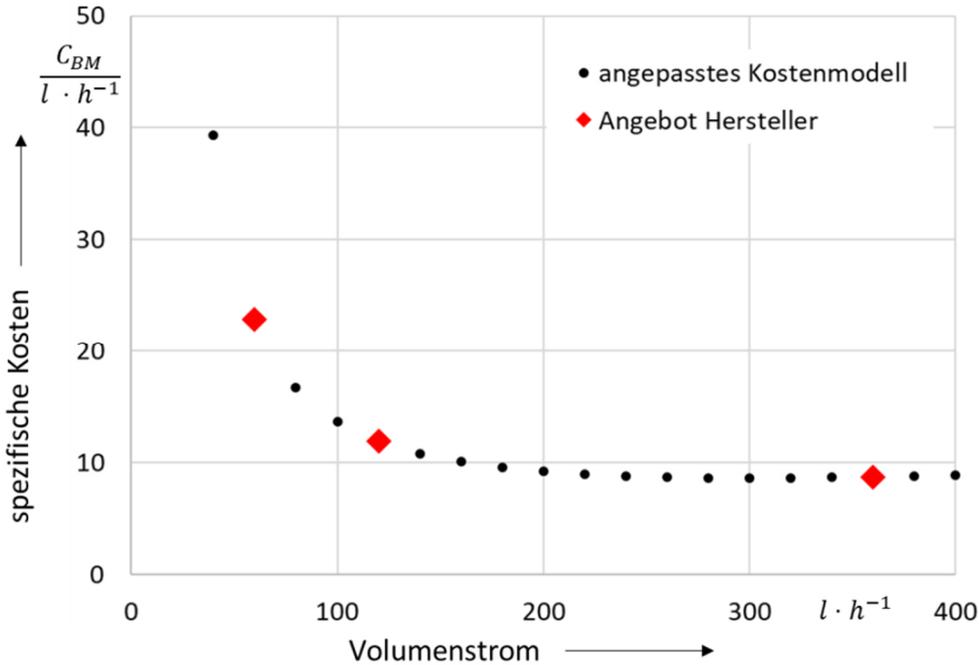


Abbildung 6-8: Angepasstes Kostenmodell für die Zahnradpumpe

Die Kosten für Verdrängerpumpen werden nach Turton über die Pumpenleistung bestimmt. Bei der verwendeten Zahnradpumpe für den Niederdruck-SRC hat sich jedoch herausgestellt, dass der Fördervolumenstrom der entscheidende Kostenfaktor ist. Aus diesem Grund ist das Kostenmodell in Abbildung 6-8 auf Basis des Fördervolumenstroms erstellt worden.

Tabelle 6-8: Stützstellen für die Berechnung der Faktoren K_1 bis K_3 (Kosten basierend auf Angeboten in rot und Schätzwerte in schwarz)

Verdampfer	
10,37 m ²	10.855 €
26,75 m ²	16.319 €
50 m ²	20.000 €
Überhitzer	
11,32 m ²	4.965 €
26,75 m ²	8.319 €
100 m ²	12.000 €
Kondensator	
4 m ²	7.480
16 m ²	23.260
100 m ²	93.972
Turbine	
4 kW	40.000 €
28 kW	40.000 €
500 kW	250.000 €
Pumpe	
60 l·h ⁻¹	1.372 €
120 l·h ⁻¹	1.431 €
360 l·h ⁻¹	3.138 €

Tabelle 6-9: Empirische Faktoren K_1 bis K_3 für die Kostenkalkulation der Wärmeübertrager, der Turbine und der Pumpen im Niederdruck--SRC (Kostenmodell nach Turton in rot)

Komponente	Typ	Charakteristische Größe	Gültigkeitsbereich	Kostenmodell	Koeffizienten		
					K_1	K_2	K_3
Verdampfer/ Überhitzer	Rohrbündel-WÜ	WÜ-Fläche / m ²	10 – 1000 m ²	Turton [52], <u>WÜ-Typ: „fixed tube“</u>	4,235	-0,303	0,060
Verdampfer	Rohrbündel-WÜ	WÜ-Fläche / m ²	10 – 100	angepasst an reale Kosten	3,163	1,157	-0,294
Überhitzer	Rohrbündel-WÜ	WÜ-Fläche / m ²	10 – 100	angepasst an reale Kosten	3,456	0,188	0,038
Kondensator	Hybrid-WÜ	WÜ-Fläche / m ²	10 – 1000 m ²	Turton [52], <u>WÜ-Typ: „flat plate“</u>	4,666	-0,156	0,155
Kondensator	Hybrid-WÜ	WÜ-Fläche / m ²	4 – 100 m ²	angepasst an reale Kosten	3,390	0,800	0,008
Kondensatpumpe	Zahnradpumpe	Leistung / kW	1 – 100 kW	Turton [52], <u>Pumpentyp: „positive displacement“</u>	3,477	0,135	0,144
Kondensatpumpe	Zahnradpumpe	Volumenstrom / l·h ⁻¹	60 – 400 l·h ⁻¹	Angepasst an reale Kosten	6,137	-3,181	0,840
Turbine	Radialturbine	Leistung / kW	0,1 – 1,5 MW	Turton [52], <u>Turbinentyp: „Radial gas/liquid expanders“</u>	2,248	1,497	-0,162
Turbine	Radialturbine	Leistung / kW	4 – 500 kW	Angepasst an Erfahrungswerte des Turbinenherstellers	4,903	-0,672	0,317

7 Fazit und Ausblick

Seit der Erfindung des Viertaktmotors im 19. Jahrhundert wurde dieser kontinuierlich weiterentwickelt. Trotzdem geht auch bei aktuellen Motoren ein großer Teil der zugeführten Wärme in Form von Abwärme verloren. Ein Großteil der Abwärme wird dabei über das Kühlmittel auf einem niedrigen Temperaturniveau von 80 °C bis maximal 120 °C und über das Abgas auf einem relativ hohen Temperaturniveau von bis zu 900 °C an die Umgebung abgegeben. Aufgrund des hohen Temperaturniveaus des Abgases besteht die Möglichkeit einen Teil der Abwärme in mechanische/elektrische Energie umzuwandeln und den mechanischen/elektrischen Wirkungsgrad von Verbrennungsmotoren signifikant zu steigern. Der Organic Rankine Cycle (ORC) und der klassische mit Wasser betriebene Rankine Cycle (SRC) werden bereits erfolgreich zur Abwärmenutzung eingesetzt. Diese Varianten der Abwärmenutzung wurden in der vorliegenden Arbeit auf ein mögliches Optimierungspotential untersucht. Da die reine Abgaswärmenutzung bereits erfolgreich in ORC- und SRC-Anlagen zur Anwendung kommt, wurde die kombinierte Abwärmenutzung von Abgas und Kühlmittel in dieser Arbeit näher analysiert. Aufgrund der unterschiedlichen Temperaturniveaus kommen hier in den meisten Fällen Zweikreislaufsysteme mit unterschiedlichen Arbeitsfluiden zum Einsatz. Eine andere Variante ist die kombinierte Nutzung der Kühlmittel- und Abgaswärme über einen Niederdruck-SRC, bei dem die Kühlmittelwärme für die Verdampfung des Arbeitsfluides verwendet wird und die Abgaswärme größtenteils für die Überhitzung.

Das Ziel dieser Arbeit war es zu untersuchen, ob die Nutzung eines Niederdruck-SRCs (ND-SRCs) Vorteile in Bezug auf die Prozessführung, die Anlagenkomplexität, die Kosten und den Wirkungsgrad im Vergleich zum ORC und Hochdruck-SRC bietet.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde daher ein stationäres Simulationsmodell mit der Software Epsilon®Professional erstellt. Um das Teillastverhalten und die technische Realisierbarkeit des Anlagenkonzeptes bewerten zu können, wurde exemplarisch für einen Erdgas-Motor der Firma MAN (E0834 E302), welcher in einer Vielzahl von Blockheizkraftwerken (BHKWen) zum Einsatz kommt, ein ND-SRC ausgelegt und mit Hilfe des Simulationsmodells untersucht. Das theoretische Ergebnis ist, dass die mechanische Leistung des Motors mit dem ausgelegten ND-SRC um ca. 10 % gesteigert werden kann und der exergetische Wirkungsgrad des ND-SRC ca. 24 % beträgt. Ebenfalls bietet der ND-SRC im Teillastbereich Vorteile, da die Kühlmittelwärme im Teillastbereich weniger stark sinkt als die Abgaswärme, wodurch der Teillastbereich nicht so weit vom Auslegungspunkt abweicht und so die Komponentenwirkungsgrade, besonders der isentrope Turbinenwirkungsgrad, nicht so stark sinken wie bei vergleichbaren Prozessen, die nur die Abgaswärme als Wärmequelle nutzen.

Für experimentelle Untersuchungen wurde der in den Simulationen abgebildete ND-SRC an der Hochschule Düsseldorf an einem Prüfstand in Betrieb genommen, mit dem die

Kühlmittel- und Abgaswärme eines BHKW-Motors mit einer mechanischen Leistung von 38 kW emuliert werden kann. Da das Ziel des ND-SRC eine möglichst geringe Anlagenkomplexität und ein umweltfreundlicher Betrieb der Anlage ist, wurde eine Radial-Inflow-Turbine mit wassergeschmierten Gleitlagern entwickelt. Das macht den Einsatz eines Ölabscheiders überflüssig und senkt damit die Anlagenkomplexität. Ebenfalls werden der Wartungsaufwand und die Wartungskosten reduziert, da ein Wechsel des Schmiermittels entfällt. Die Umwandlung der mechanischen Energie in elektrische Energie erfolgt über einen direktgetriebenen Generator, was ein Getriebe überflüssig macht und eine hermetische Bauweise des Turbinenkonzeptes ermöglicht.

Im Rahmen dieser Arbeit konnten so die Lastpunkte 60 %, 70 % und 80 % des BHKW-Motors vermessen und für die Validierung der Simulationsergebnisse und der Methoden zur Komponentenauslegung verwendet werden. Die Lastpunkte 90 % und 100 % konnten nicht vermessen werden, da das Axiallager der Turbine einen erhöhten Verschleiß aufwies und an höheren Lastpunkten den Axial Schub des Turbinenlaufrades nicht kompensieren konnte. Anhand der drei vermessenen Lastpunkte konnten ein elektrischer Wirkungsgrad von 4,06 % und ein exergetischer Wirkungsgrad von 14,0 % nachgewiesen werden. Die Abweichungen zu den prognostizierten Ergebnissen anhand des Simulationsmodells werden hauptsächlich durch die Abweichungen der Überhitzungstemperatur und die hohen Reibungsverluste der Gleitlager verursacht. Die Validierung des Simulationsmodells hat ergeben, dass das Druckverhältnis der Turbine mit dem ein-dimensionalen Turbinenmodell und die übertragenen Wärmeleistungen in den Wärmeübertragern in guter Näherung abgebildet werden können. Das Simulationsmodell kann also als hinreichend validiert betrachtet werden.

Basierend auf den Kosten des Prüfstands wurden die spezifischen Materialkosten des ND-SRC ermittelt. Das Ergebnis der Kostenkalkulation war, dass in der Leistungsklasse des Prüfstandes auch bei weiterer Kostenoptimierung kein wirtschaftlich rentabler Betrieb möglich ist. Aus diesem Grund wurde der ND-SRC in einen höheren Leistungsbereich (BHKW mit einer elektrischen Leistung von 220 kW) skaliert und die Wärmeübertragerauslegung wurde anhand der validierten Berechnungsverfahren optimiert. Das Ergebnis ist, dass die Materialkosten für eine Einzelanfertigung in diesem Leistungsbereich auf ca. 3.500 €/kW_{el} gesenkt werden können. In einem letzten Schritt wurde anhand gängiger Kostenkalkulationsmethoden aus der Literatur ein Kostenmodell für den ND-SRC erstellt, mit dem die Kosten der Einzelkomponenten schnell anhand von charakteristischen Größen (z.B. Wärmeübertragerfläche, Leistung, etc.) kalkuliert werden können.

Anhand der experimentellen Ergebnisse und der Skalierung des Anlagenkonzeptes mit Hilfe des validierten Simulationsprogramms und der validierten Berechnungsmethoden der Anlagenkomponenten konnten folgende zu Beginn der Arbeit aufgestellte Hypothesen beantwortet werden:

1. Aufgrund der Nutzung von Abgas- und Kühlmittelwärme kann die verwertbare Nutzwärme durch die Verwendung eines Niederdruck-SRC signifikant gesteigert werden, ohne die Anlagenkomplexität im Vergleich zu Anlagenkonzepten zur reinen Abgaswärmenutzung stark zu erhöhen. So können bei Kühlmitteltemperaturen $> 95\text{ °C}$ höhere elektrische Nutzleistungen erzielt werden als in vergleichbaren Nachschaltprozessen, obwohl der thermische Wirkungsgrad des Niederdruck-SRC geringer ist.

Bei der reinen Abgaswärmenutzung stellt der Hochdruck-SRC (HD-SRC) bei hohen Abgastemperaturen $> 500\text{ °C}$ das ausgereifteste und effektivste Anlagenkonzept dar. Deshalb wurde dieses Anlagenkonzept als Referenzanlage für die thermodynamische Bewertung des Niederdruck-SRC ausgewählt. Basierend auf Literaturangaben kann in einem HD-SRC in der Praxis ein exergetischer Wirkungsgrad von ca. 42 % erreicht und das Abgas auf ca. 200 °C abgekühlt werden. Basierend auf diesen Angaben konnten die Simulationsergebnisse, welche mit dem validierten Simulationsmodell erstellt wurden, bewertet werden.

Das Ergebnis ist, dass der ND-SRC für die Abwärmenutzung des MAN-Referenzmotors E0834 E302 eine 13 % höhere elektrische Leistung erzielt als ein HD-SRC, wenn der Überhitzer im Gegenstrom und der Motor mit Heißkühlung (Kühlmitteltemperaturen bis max. 120 °C) betrieben wird.

Der ND-SRC ist besonders bei Motoren mit einer geringen Abgastemperatur dem HD-SRC aus thermodynamischer Sicht überlegen, da der exergetische Wirkungsgrad des ND-SRC bei sinkenden Abgastemperaturen steigt.

2. Aufgrund des niedrigeren Druckniveaus, der hohen Nutzleistung und dem geringen Druckverhältnis in der Turbine kann bereits bei kleineren Leistungen ein effizientes Turbinenkonzept realisiert werden. Ebenfalls ist das Druckgefälle in einer einstufigen Turbine zu realisieren, was einen positiven Einfluss auf die spezifischen Anlagenkosten hat.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine einstufige Radial-Inflow-Turbine mit direkt getriebenem Generator konstruiert und in dem Prüfstand erfolgreich in Betrieb genommen. Die experimentellen Ergebnisse mit der Turbine haben gezeigt, dass ab einer elektrischen Leistung von ca. 4 kW ein effektives Turbinenkonzept mit einem isentropen Wirkungsgrad $> 80\%$ für einen ND-SRC realisierbar ist. Unter Verwendung einer einstufigen Radialturbine ist so ein Druckverhältnis in der Turbine von ca. 3,4 realisierbar.

Der Wartungsaufwand ist durch die Verwendung von wassergeschmierten Gleitlagern im Vergleich zu Dampfmaschinen gering, da die Lager das einzige Verschleißteil der Turbine darstellen und in weniger als einer Stunde ausgetauscht werden können.

3. Durch die geringe Anlagenkomplexität können geringere spezifische Kosten (€/kW_{el}) erreicht werden als mit vergleichbaren Nachschaltprozessen.

Der Vergleich der spezifischen Kosten der skalierten Versuchsanlage von 3.500 €/kW_{el} mit den veröffentlichten Kosten von bereits realisierten ORC-Anlagen im Bereich der Abwärmenutzung hat gezeigt, dass der ND-SRC in einer ähnlichen Größenordnung realisierbar ist. Der ND-SRC ist damit konkurrenzfähig zu ORC-Anlagen. Die Vorteile des ND-SRCs im Bereich der Anlagensicherheit und der Unabhängigkeit von sich ändernden Umweltauflagen bei ORC-Fluiden, könnten die Akzeptanz bei potenziellen Anlagenbetreibern erhöhen.

Die experimentellen Arbeiten haben gezeigt, dass das größte Optimierungspotential des ND-SRC bei der Minimierung der Reibungsverluste der Gleitlager der Turbine liegt. In Folgearbeiten müsste daher der Axial Schub der Turbine genauer untersucht werden. Außerdem müsste ermittelt werden, ob die Tragfähigkeit der axialen Gleitlager mit dem Schmiermittel Wasser soweit erhöht werden kann, dass diese im Bereich der Flüssigkeitsreibung arbeiten. Sollte es sich herausstellen, dass die Viskosität von Wasser dafür zu gering ist, müsste auf ein Schmiermittel mit höherer Viskosität zurückgegriffen werden oder das Turbinenkonzept müsste so modifiziert werden, dass das Turbinenlaufrad einen geringeren Axial Schub aufweist.

Eine weitere Möglichkeit, den elektrischen und exergetischen Wirkungsgrad zu erhöhen, liegt in der Anhebung der Überhitzungstemperatur. Im Rahmen dieser Arbeit wurde der Überhitzer im Gleichstrombetrieb eingesetzt, um die Überhitzungstemperatur auf 350 °C zu begrenzen, da das Turbinenlaufrad aus Titan gefertigt ist und bei höheren Temperaturen den mechanischen Belastungen aufgrund der hohen Drehzahl der Turbine nicht standhalten würde. Eine Möglichkeit, höhere Dampftemperaturen zu realisieren, wäre die Fertigung des Turbinenlaufrades aus Inconel, da Inconel auch bei Temperaturen > 400 °C eine hohe Festigkeit aufweist.

Literaturverzeichnis

- [1] ASUE, 2017, “KWK-Statistik: Aktuelle Zahlen des BAFA”.
- [2] ASUE, 2014, “BHKW-Kenndaten 2014/2015 - Module Anbieter Kosten”, Berlin.
- [3] Latz G., 2016, “Waste heat recovery from combustion engines based on the Rankine cycle”, Dissertation, Chalmers University of Technology.
- [4] Hepke G., 2010, “Direkte Nutzung von Abgasenthalpie zur Effizienzsteigerung von Kraftfahrzeugen”, Dissertation, Lehrstuhl für Thermodynamik, Technische Universität München, München.
- [5] van Basshuysen R., und Schäfer F., 2017, Handbuch Verbrennungsmotor, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden.
- [6] Panesar A., 2015, “Waste heat recovery using fluid bottoming cycles for heavy duty diesel engines”, PhD Thesis, University of Brighton, Brighton.
- [7] Heghmanns A., 2016, “Konzeption, Optimierung und Evaluation von thermoelektrischen Generatorsystemen für den Einsatz in dieselektrischen Lokomotiven”, Dissertation, Fakultät Maschinenwesen, Technische Universität Dresden, Dresden.
- [8] Ming T., Yang W., Huang X., Wu Y., Li X., und Liu J., 2017, “Analytical and numerical investigation on a new compact thermoelectric generator”, *Energy Conversion and Management*, 132, S. 261–271.
- [9] Dolz V., Novella R., García A., und Sánchez J., 2012, “HD Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery system. Part 1: Study and analysis of the waste heat energy”, *Applied Thermal Engineering*, 36, S. 269–278.
- [10] Ringler J., Seifert M., Guyotot V., und Hübner W., 2009, “Rankine Cycle for Waste Heat Recovery of IC Engines”, *SAE Int. J. Engines*(Vol. 2), S. 67–76.
- [11] Sprouse C., und Depcik C., 2013, “Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery”, *Applied Thermal Engineering*, 51, S. 711–722.
- [12] Tchanche B. F., Lambrinos G., Frangoudakis A., und Papadakis G., 2011, “Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(8), S. 3963–3979.
- [13] Briggs T. E., Wagner R., Edwards K. D., Curran S., und Nafziger E., 2010, “A Waste Heat Recovery System for Light Duty Diesel Engines”, SAE International.

- [14] Valentino R., Hall M. J., und Briggs T., 2013, “Simulation of Organic Rankine Cycle Electric Power Generation from Light-Duty Spark Ignition and Diesel Engine Exhaust Flows”, *SAE Int. J. Engines*, 6(2), S. 1299–1310.
- [15] Linnemann M., Priebe K.-P., Heim A., Wolff C., und Vrabec J., 2020, “Experimental investigation of a cascaded organic Rankine cycle plant for the utilization of waste heat at high and low temperature levels”, *Energy Conversion and Management*, 205, p. 112381.
- [16] Wimmer F., 2012, “Effiziente Nachverstromung von BHKW-Abwärme”, http://www.dorset.nu/upload/File/Dorset_GP/presentation_22_juni_2012/Prnsentation2206-Wimmer-Dorset-Deutsch.pdf, zuletzt geprüft am 08.09.2020.
- [17] VOITH, “Abwärmenutzung für Blockheizkraftwerke SteamTrac/SteamDrive: technical datasheet”, <http://www.biogaserfolgsformel.de/download/Stromerzeugung%20aus%20BHKW-Abw%C3%A4rme.pdf>.
- [18] Shu G., Zhao J., Tian H., Liang X., und Wei H., 2012, “Parametric and exergetic analysis of waste heat recovery system based on thermoelectric generator and organic rankine cycle utilizing R123”, *Energy*.
- [19] Gotter A., 2011, “Brennkraftmaschine kombiniert mit Rankineprozess zur effizienten Nutzung der Kühlmittel- und Abgaswärme”, Patent DE102010003079 A1.
- [20] Börse Leipzig EEX, “Phelix-Future”, <https://www.finanzen.net/rohstoffe/eex-strom-phelix-baseload-year-future>, zuletzt geprüft am 08.09.2020.
- [21] New York Mercantile Exchange, “Erdgaspreis”, <https://www.finanzen.net/rohstoffe/erdgas-preis-natural-gas>, zuletzt geprüft am 08.09.2020.
- [22] Strauss K., 2016, *Kraftwerkstechnik: Zur Nutzung fossiler, nuklearer und regenerativer Energiequellen*, 7th ed., Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg.
- [23] Verein Deutscher Ingenieure VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen, 2006, *VDI-Wärmeatlas*, 10th ed., Springer Berlin Heidelberg.
- [24] Goebel J., 2013, “Auslegung und Aufbau eines Versuchsstandes für BHKW–Abhitze–Wärmeübertrager und –Verdampfer”, Masterthesis, Universität Duisburg Essen, Duisburg.
- [25] Churchill S. W., 1977, “Friction-Factor Equation Spans all Fluid-Flow Regimes”, *Chemical Engineering*(84), S. 91–102.
- [26] Günther C., Miller W., Patzel O., Richter H., und Wagner H., 2009, *Anlagenmechanik für Sanitär-, Heizungs- und Klimatechnik*, Bildungshaus Schulbuchverlage, Braunschweig.

- [27] VAU Thermotech, “Hybrid Plattenwärmeübertrager”, <https://files.vogel.de/vogel-online/vogelonline/companyfiles/5096.pdf>.
- [28] Bohl W., und Elmendorf W., 2013, *Strömungsmaschinen: 1: Aufbau und Wirkungsweise*, 11th ed., Vogel Buchverlag, Würzburg.
- [29] Balje O.E., 1981, *Turbomachine: A guide to design, selection, and theory.*, New York (U.A.) Wiley.
- [30] Baljé O. E., 1962, “A Study on Design Criteria and Matching of Turbomachines: Part A—Similarity Relations and Design Criteria of Turbines”, *J. Eng. Power*, 84(1), p. 83.
- [31] Wood H. J., Sunday 1962, “Current Technology of Radial-Inflow Turbines for Compressible Fluids”. ASME 1962 Gas Turbine Power Conference and Exhibit, ASME, V001T01A009.
- [32] Rohlik H. E., 1968, “Analytical Determination of of Radial Inflow Turbine Design Geometry for maximum efficiency”, Technical Note TN D-4384, NASA, Washington DC.
- [33] Whitfield A., 1990, “The Preliminary Design of Radial Inflow Turbines”, *J. Turbomach.*, 112(1), S. 50–57.
- [34] Aungier R. H., 2006, *Turbine Aerodynamics: Axial-flow and radial-inflow turbine design and analysis*, ASME; ASME Press, New York, NY.
- [35] Rodgers C., 1987, “Mainline performance prediction for radial inflow turbines: VKI lecture series”.
- [36] Wasserbauer C. A., und Glassman A. J., 1975, “Fortran program for predicting off-design performance of radial-inflow turbines”, National Aeronautics and space administration (NASA), Washington, D.C.
- [37] Bammert K., und Fiedler K., 1966, “Hinterkanten- und Reibungsverlust in Turbinenschaufelgittern”, *Forsch Ing-Wes*, 32(5), S. 133–141.
- [38] Suhrmann J. F., Peitsch D., Gugau M., Heuer T., und Tomm U., 2010, “Validation and Development of Loss Models for Small Size Radial Turbines”, S. 1937–1949.
- [39] Ventura C. A.M., Jacobs P. A., Rowlands A. S., Petrie-Repar P., und Sauret E., 2012, “Preliminary Design and Performance Estimation of Radial Inflow Turbines: An Automated Approach”, *J. Fluids Eng.*, 134(3), p. 31102.
- [40] Moustapha H., und Zelesky M. F., 2003, *Axial and radial turbines*, Concepts NREC, White River Junction, Vt.

- [41] Deng Q.-H., Shao S., Fu L., Luan H.-F., und Feng Z.-P., 2018, “An Integrated Design and Optimization Approach for Radial Inflow Turbines—Part I: Automated Preliminary Design”, *Applied Sciences*, 8(11).
- [42] Deng Q., Shao S., Fu L., Luan H., und Feng Z., 2018, “An Integrated Design and Optimization Approach for Radial Inflow Turbines—Part II: Multidisciplinary Optimization Design”, *Applied Sciences*, 8(11).
- [43] Traupel W., 1958, *Thermische Turbomaschinen*, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg.
- [44] Heshmat H., Walton II J. F., und Hunsberger A., 2014, “Oil-free 8 kW high-speed and high specific power turbogenerator”, *ASME Turbo EXPO*, 2014(GT2014-27306).
- [45] Dhaoui Chouaieb R., 2014/2015, “CAD Konstruktion und Festigkeitsberechnung eines Radialturbinenrotors mit Hilfe der FEM”, Bachelor-Thesis, Fachhochschule Düsseldorf, Düsseldorf.
- [46] Glassman A. J., 1976, “Computer program for design analysis of radial-inflow Turbines”, National Aeronautics and space administration (NASA).
- [47] Dambach R., Hodson H. P., und Huntsman I., 1999, “1998 Turbomachinery Committee Best Paper Award: An Experimental Study of Tip Clearance Flow in a Radial Inflow Turbine”, *J. Turbomach.*, 121(4), p. 644.
- [48] Daily J. W., und Nece R. E., 1960, “Chamber Dimension Effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks”, *J. Basic Eng.*, 82(1), 217-230.
- [49] Christoph Schönfelder, 1996, “Verlustkorrelation für Radialturbinen”, Diplomarbeit, Technische Universität Wien.
- [50] Verein Deutscher Ingenieure, 2017, “Kontrolle und Verbesserung der Qualität von Prozessdaten und deren Unsicherheiten mittels Ausgleichsrechnung bei Betrieb- und Abnahmemessungen: VDI 2048”.
- [51] Lemmens S., 2016, “Cost Engineering Techniques and Their Applicability for Cost Estimation of Organic Rankine Cycle Systems”, 9(7), p. 485.
- [52] Turton R., Bailie R., Whiting W., und Shaeiwitz J., 2008, *Analysis, Synthesis and Design of Chemical Processes*, Third Edition.
- [53] Toffolo A., Lazzaretto A., Manente G., und Paci M., 2014, “A multi-criteria approach for the optimal selection of working fluid and design parameters in Organic Rankine Cycle systems”, *Applied Energy*.

- [54] Kalikatzarakis M., und Frangopoulos C. A., 2016, “Thermo-economic optimization of synthesis, design and operation of a marine organic Rankine cycle system”, IMechE 1.
- [55] Xia J., Wang J., Lou J., Zhao P., und Dai Y., 2016, “Thermo-economic analysis and optimization of a combined cooling and power (CCP) system for engine waste heat recovery”, Energy Conversion and Management.
- [56] Galindo J., Dolz V., Royo-Pascual L., Haller R., und Melis J., 2016, “Modeling and Experimental Validation of a Volumetric Expander Suitable for Waste Heat Recovery from an Automotive Internal Combustion Engine Using an Organic Rankine Cycle with Ethanol”, Energies 4.
- [57] Galindo J., Climent H., Dolz V., und Royo-Pascual L., 2016, “Multi-objective optimization of a bottoming Organic Rankine Cycle (ORC) of gasoline engine using swash-plate expander”, Energy Conversion and Management.
- [58] Galindo J., Ruiz S., Dolz V., Royo-Pascual L., Haller R., Nicolas B., und Glavatskaya Y., 2015, “Experimental and thermodynamic analysis of a bottoming Organic Rankine Cycle (ORC) of gasoline engine using swash-plate expander”, Energy Conversion and Management.

Anhang A Datenblatt MAN E0834 E302



Erdgasmotor E 0834 E 302 Technische Daten

Seite 1
09 / 2010



Bauart:	Viertakt-Otto-Gasmotor
Zylinder:	4 in Reihe
Motorkühlung:	Ohne Motorwasserpumpe, der Kühlwasserumlauf ist durch externe Wasserpumpe mit Temperaturregelung auszuführen.
Schmierung:	Druckumlaufschmierung durch Zahnradpumpe, austauschbaren Schmierölfiltern im Hauptstrom und Schmierölkühler im Kühlmittelkreislauf des Motors eingebunden.
Zündkerzen:	Spezial Zündkerze für Industriegasmotoren
Anlasser:	Schub-Schraubtriebanlasser 24 V - 4,0 kW Anlassbatteriekapazität: 88 Ah, 24 V

Technische Änderungen aus Gründen der Weiterentwicklung vorbehalten.



Erdgasmotor E 0834 E 302
Technische Daten

Seite 2
 09 / 2010

Motordaten		50 Hz	60 Hz
$\lambda = 1.0$			
Neendrehzahl	min ⁻¹	1500	1800
ISO-Standard-Leistung	kW	54	62
Luftverhältnis	λ	1,0	1,0
Bauart		Reihenmotor	Reihenmotor
Zylinderzahl		4	4
Bohrung	mm	108	108
Hub	mm	125	125
Hubraum	l	4,58	4,58
Drehrichtung auf Schwungrad gesehen		links	links
Schwungradgehäuse		SAE 2	SAE 2
Zahnkranz mit Zähnezahl	Z	129	129
Verdichtungsverhältnis	ε	13:1	13:1
mittl. effekt. Druck	bar	9,43	9,02
mittl. Kolbengeschwindigkeit	m/s	6,3	7,5
Schmierölverbrauch bis zu	kg/h	0,075	0,075
Füllmenge Motoröl min./max.	l	9/13	9/13
Füllmenge Kühlwasser	l	12	12
Betriebsdruck max.	bar	2	2
Kühlwasserumlaufmenge min.	l/min	152	167
Kühlwassertemperatur min.	°C	80	80
Kühlwassertemperatur max.	°C	88	88
Differenz (Ein-Austritt max.)	K	6	6
Ansaugunterdruck max.	mbar	15	15
Abgasgegendruck max.	mbar	40	40
Motorbreite	mm	740	740
Motorlänge	mm	825	825
Motorhöhe	mm	940	940
Motorgewicht, trocken	kg	430	430

Schmieröl nach MAN - Werknorm M 3271-2 und Kühlmittel nach MAN - Werknorm M 324 Typ NF
 Gasqualität nach MAN - Datenblatt - Mindestanforderung an die Gasqualität für MAN-Gasmotoren
 Luftverhältnis gemessen mit Lambdameter ETAS LA 4_E



Erdgasmotor E 0834 E 302
Technische Daten

Seite 3
 09 / 2010

Leistungsdaten		50 Hz		
$\lambda = 1.0$				
Last	%	100	75	50
Zündzeitpunkt vor OT	grad	18	18	18
ISO-Standard-Leistung	kW	54	41	27
Kühlwasserwärme	kW	46	41	35
Abgaswärme bis 140 °C	kW	32	23	16
Strahlungswärme max.	kW	12		
Brennstoffleistung	kW	148	119	92
Kraftstoffverbrauch	MJ/kWh	9,9	10,6	12,3
Wirkungsgrade				
mechanisch	%	36,5	34,0	29,3
thermisch	%	52,6	53,8	55,3
gesamt	%	89,1	87,7	84,5
Massenströme				
Verbrennungsluft	kg/h	181	146	113
Brennstoff	kg/h	11	9	7
Abgasmassenstrom, feucht	kg/h	192	155	120
Abgasvolumenstrom, trocken <small>(0°C, 1013mbar)</small>	Nm³/h	156	126	97
Temperaturen				
Abgastemperatur	°C	620	580	540
Emissionswerte				
NO _x	mg/Nm ³	< 6500	bei 5 % Restsauerstoff	
CO	mg/Nm ³	< 6500	bei 5 % Restsauerstoff	
Motoroberflächengeräusch	dB (A)	98,2	Gesamtschalleistung	
Abgasmündungsgeräusch	dB (A)	139,0	Gesamtschalleistung	

Referenzgasmischer: RMG 985 a-100 / 50 - 24 und Zündsystem Woodward IC 100

Die technischen Daten sind bezogen auf Erdgas mit einem Heizwert von 10 kWh/Nm³ und einer Methanzahl größer 80

Die ISO-Standard-Leistung ist bei Normbezugsbedingungen gemäß DIN ISO 3046-1 angegeben

Normbezugsbedingungen: Luftdruck absolut: 100 kPa
 Lufttemperatur: 25 °C
 relative Luftfeuchtigkeit: 30 %

Leistungsanpassung bei Umgebungsbedingungen gemäß DIN ISO 3046-1

Die Toleranz für den spezifischen Kraftstoffverbrauch beträgt + 5 % bei Nennleistung

Die Toleranz für die nutzbaren Wärmeleistungen beträgt 7 % bei Nennleistung

Die Kühlwasserangaben sind bezogen auf einen Anteil von 40 % Gefrierschutzmittel



Erdgasmotor E 0834 E 302 Technische Daten

Seite 4
09 / 2010

Leistungsdaten		60 Hz		
$\lambda = 1.0$				
Last	%	100	75	50
Zündzeitpunkt vor OT	grad	19	19	19
ISO-Standard-Leistung	kW	62	47	31
Kühlwasserwärme	kW	51	45	39
Abgaswärme bis 140 °C	kW	39	29	20
Strahlungswärme max.	kW	14		
Brennstoffleistung	kW	170	136	104
Kraftstoffverbrauch	MJ/kWh	9,9	10,6	12,1
Wirkungsgrade				
mechanisch	%	36,5	34,1	29,8
thermisch	%	52,8	54,2	56,2
gesamt	%	89,3	88,3	85,9
Massenströme				
Verbrennungsluft	kg/h	208	167	128
Brennstoff	kg/h	12	10	8
Abgasmassenstrom, feucht	kg/h	221	177	135
Abgasvolumenstrom, trocken	Nm ³ /h			
Temperaturen				
Abgastemperatur	°C	650	620	580
Emissionswerte				
NO _x	mg/Nm ³	< 7000	bei 5 % Restsauerstoff	
CO	mg/Nm ³	< 4000	bei 5 % Restsauerstoff	
Motoroberflächengeräusch	dB (A)	100,4	Gesamtschalleistung	
Abgaszündungsgeräusch	dB (A)	143,7	Gesamtschalleistung	

Referenzgasmischer: RMG 985 a-100 / 50 - 24 und Zündsystem Woodward IC 100

Die technischen Daten sind bezogen auf Erdgas mit einem Heizwert von 10 kWh/Nm³ und einer Methanzahl größer 80

Die ISO-Standard-Leistung ist bei Normbezugsbedingungen gemäß DIN ISO 3046-1 angegeben

Normbezugsbedingungen: Luftdruck absolut: 100 kPa oder 100 m ü. NN
 Lufttemperatur: 25 °C
 relative Luftfeuchtigkeit: 30 %

Leistungsanpassung bei Umgebungsbedingungen gemäß DIN ISO 3046-1

Die Toleranz für den spezifischen Kraftstoffverbrauch beträgt + 5 % bei Nennleistung

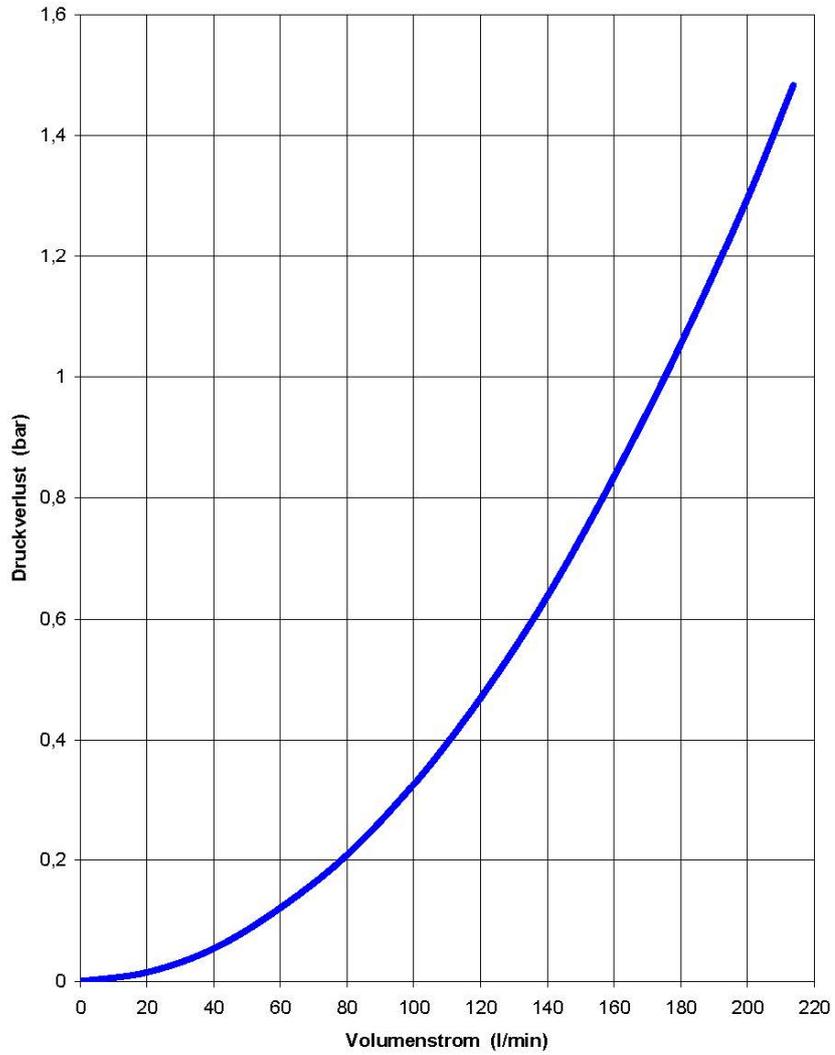
Die Toleranz für die nutzbaren Wärmeleistungen beträgt 7 % bei Nennleistung

Die Kühlwasserangaben sind bezogen auf einen Anteil von 40 % Gefrierschutzmittel

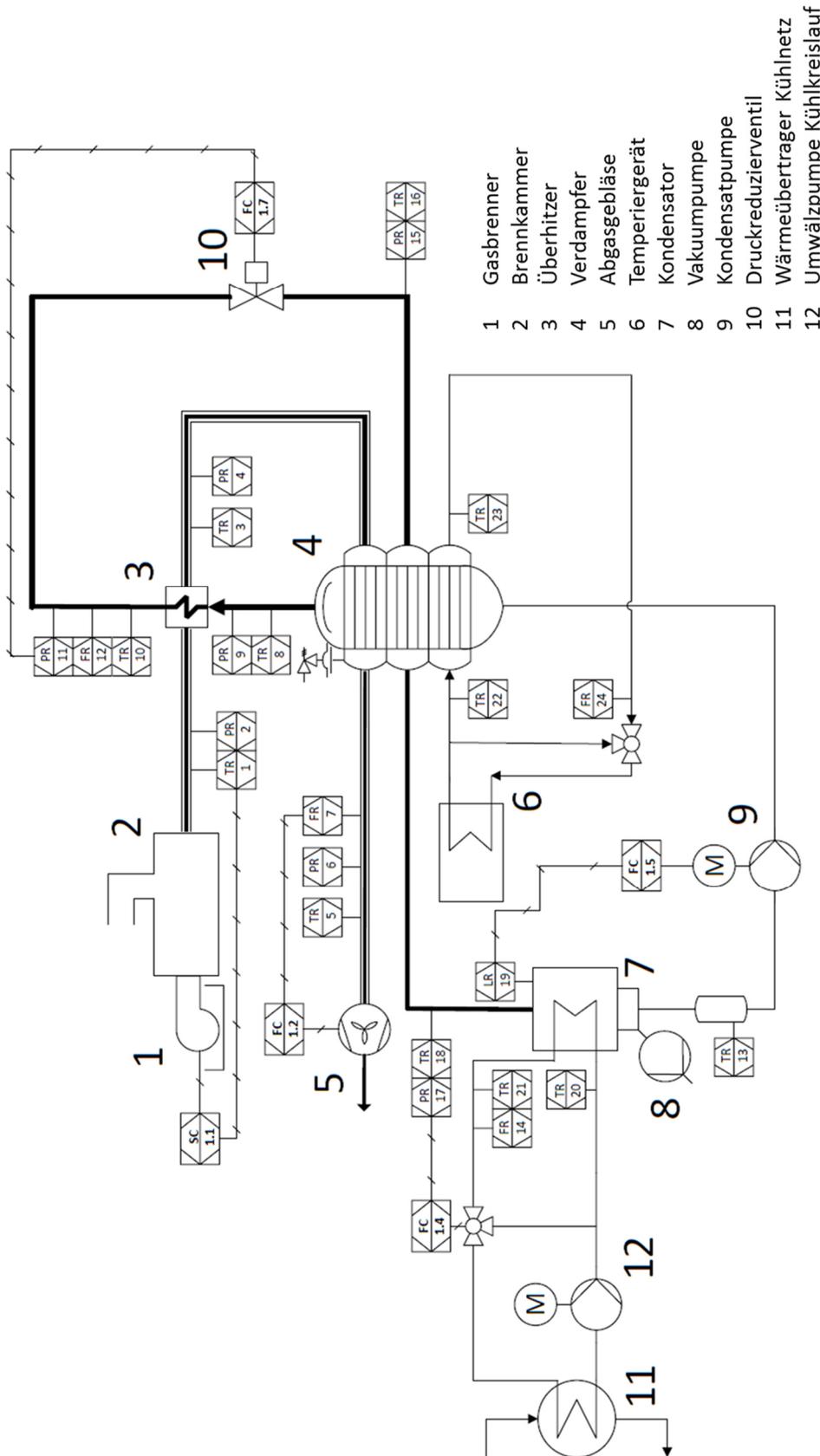


Erdgasmotor E 0834 E 302
Widerstandslinie des Motors

Seite 5
09 / 2010

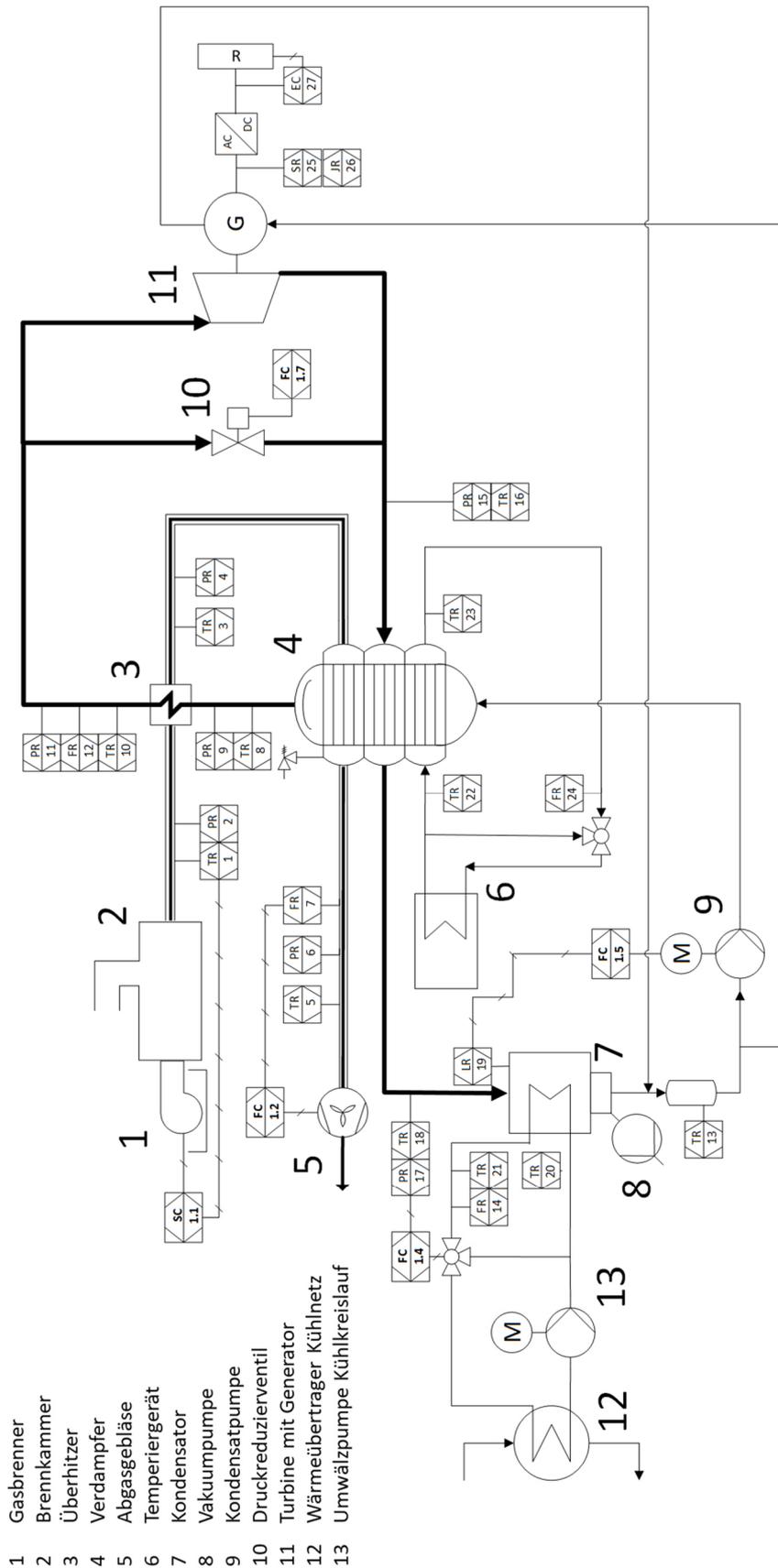


Anhang B Vollständiges RI-Fließbild des Prüfstands ohne Turbine

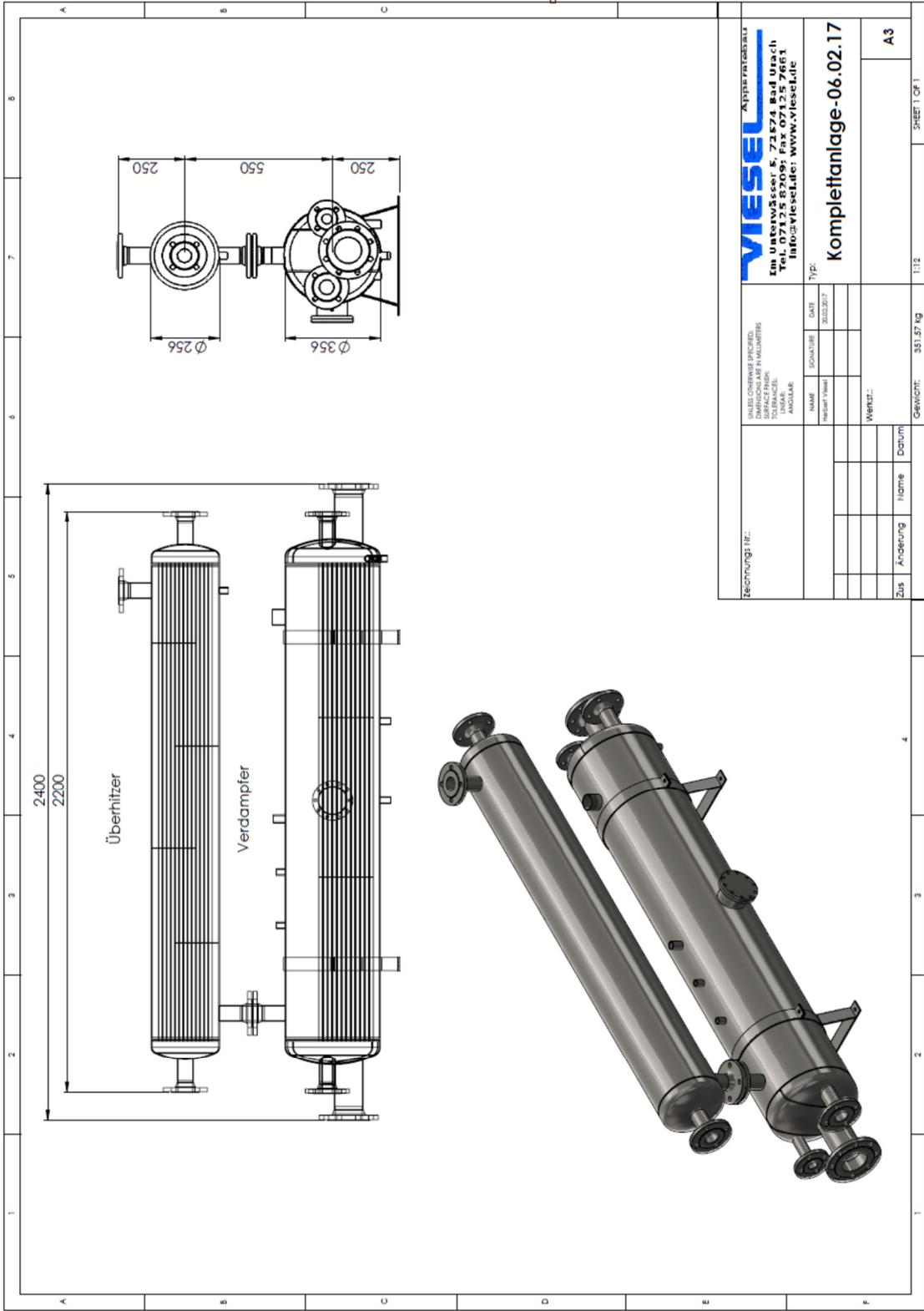


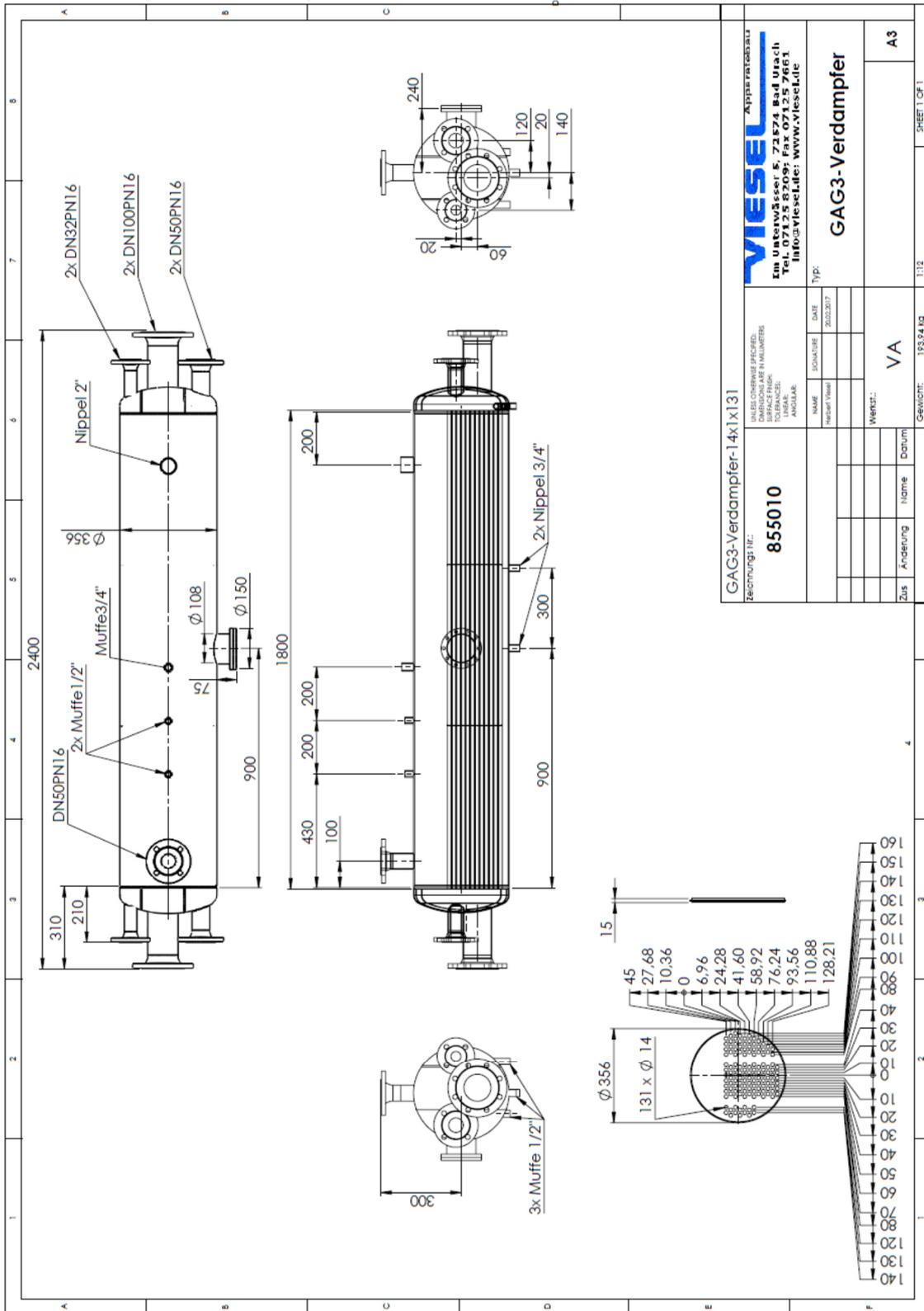
- 1 Gasbrenner
- 2 Brennkammer
- 3 Überhitzer
- 4 Verdampfer
- 5 Abgasgebläse
- 6 Temperiergerät
- 7 Kondensator
- 8 Vakuumpumpe
- 9 Kondensatpumpe
- 10 Druckreduzierventil
- 11 Wärmeübertrager
- 12 Kühlkreislauf

Anhang C Vollständiges RI-Fließbild des Prüfstands mit Turbine mit Turbine



Anhang D Datenblatt Verdampfer und Überhitzer





GAG3-Verdampfer-14x1x131 Zeichnung Nr.: 855010 <small>UNLESS OTHERWISE SPECIFIED, DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS. SURFACE FINISH: TOLERANCE: ANGULAR:</small>		VIESEL Apparatabau Im Unterviertel 6, 72174 Bad Urach Telefon: 07141 944-111 Info@viesel.de WWW.viesel.de	
NAME	DATE	Typ:	
Projekt Name	30.03.2017		
ANMERKUNGEN			
Zus	Änderung	Name	Datum
		VA	
Werkst.: GAG3-Verdampfer			A3
Gewicht: 193,94 kg			1:12 SHEET 1 OF 1

All-welded Hybrid – Heat Exchangers –

01 Datum	:	4.4.2017				
02 Angebots.-Nr.:	:	00-P0000				
03 Position	:	1				
04 Projekt	:					
05 Ihre Referenz:	:					
06 Bearbeiter	:	Manfred Hermanns				

07 Leistung	kW					73

DATEN		ROHRSEITE			WELLESEITE	

08 Medium		Steam			Water	

		EINTRITT	AUSTRITT	EINTRITT	AUSTRITT	

10 Temperatur	Grad C	101.00	57.23	28.00	38.00	
11 Betriebsdruck	bar (abs.)		0.18		16.00	
12 Massenstrom Gesamt	kg/s		0.03		1.75	

15 WaermeKapazitaet	kJ/kgK	1.91	4.18		4.17	
16 Dichte	kg/m3	0.10	983.66		993.36	
17 W.-Leitfaehigkeit	W/mK E-3	24.37	646.95		617.67	
18 kin.Viskositaet	m2/s E-6	118.39	0.50		0.76	
19 Enthalpie	kJ/kg	2688.51	239.49		139.84	

20 Log.mean temp.diff.	K			23.88		
21 Fouling Faktor	m2K/W E-4				0.00	
22 Wegezahl	--		1		1	
23 K-Betrieb	W/m2K			834		
24 Heizflaeche	m2			4		
25 Flaechenreserve	%			149.89		
26 Druckverlust	KPa		1.20		11.52	

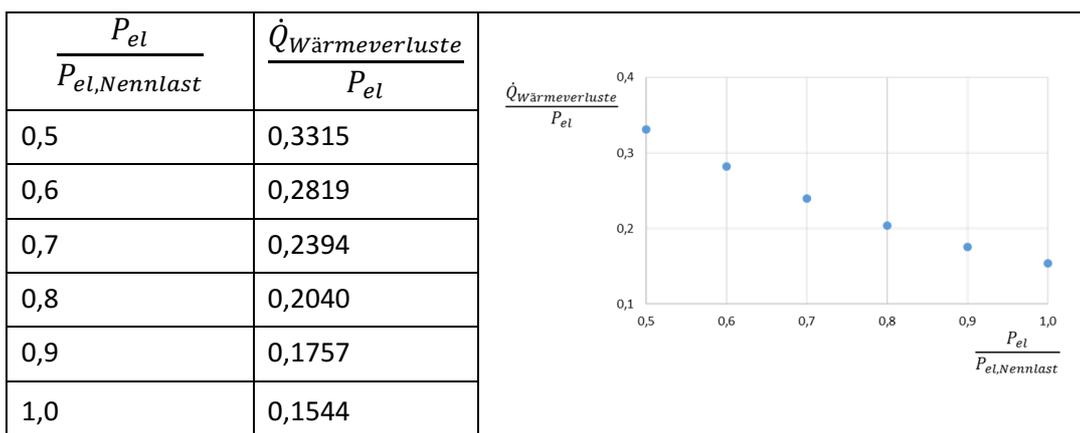
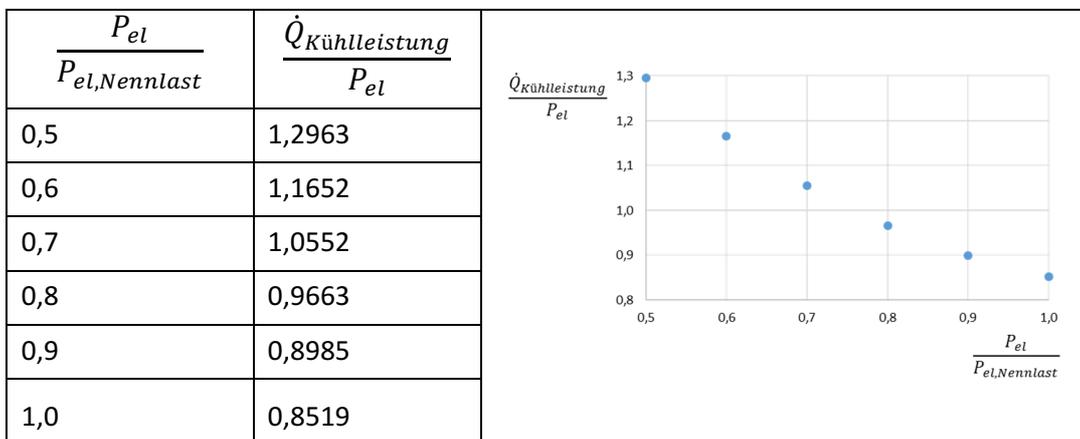
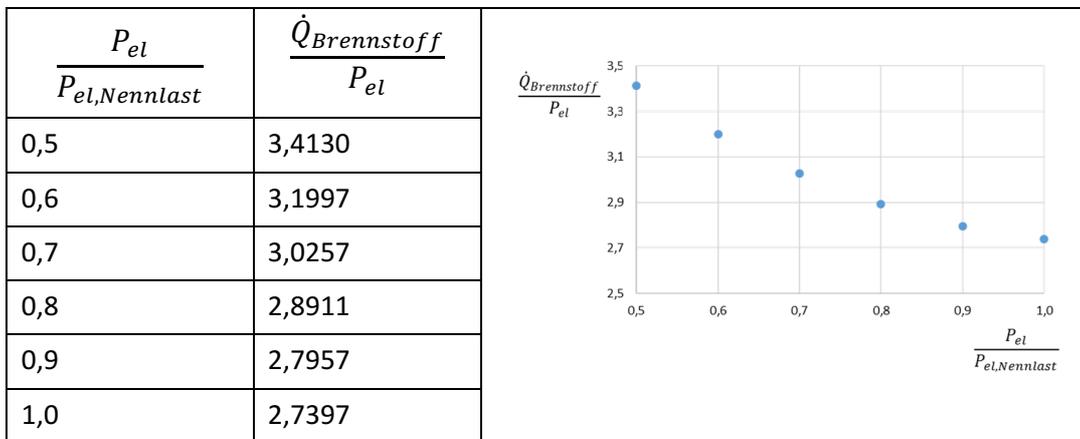
MATERIAL						
27 Paket	--			1.4404		
28 Gehaeuse	--			C-Steel		
29 Druckhalteplatten	--			C-Steel		

KONSTRUKTION						
30 Stuetzen	DN/PN	100-25/16			50/16	
31 Anzahl der Elemente	/Paket			16		
32 Anzahl der Pakete				1		
33 Pr.,getiefe	mm			3.00		
34 Blechdicke	mm			0.80		
35 Plattenlaenge	m			0.41		
36 Stapelhoeh	m			0.12		
37 Breite	m			0.45		
38 GEWICHT leer/gefue	kg			190		

BERECHNUNGSDATEN						
39 KONZ.- DRUCK	bar (ue.)	-1/0,5			8	
40 KONZ.- TEMPERATUR	Grad C	150			100	

40 BERECHNUNG				AD-Merkblaetter		
41 ABNAHME				Hersteller Abnahme Artikel 3.3.		

Anhang F Kennlinien BHKW-Modul (MAN Motor E0834 E302)



Anhang G Messstellen und Konfidenzintervalle (Versuchsaufbau mit Drossel)

Druckmessungen				
	Messstelle	Messbereich [bar]	Genauigkeit [%]	Konfidenzintervall (0,1 % FSO Genauigkeit der Messwertwandlung) [mbar]
Abgas nach Brennkammer	2	0,7 - 1,1	0,35 FSO	± 1,8
Abgas nach Überhitzer*	4	0,7 - 1,1	0,35 FSO	± 1,8
Abgas nach Verdampfer*	6	0 - 1,6	0,35 FSO	± 7,2
Dampf in Verdampfer	9	0 - 1,6	0,35 FSO	± 7,2
Dampf nach Überhitzer*	11	0,3 - 0,8	0,1 FSO	± 1,0
Dampf nach Drossel*	15	0,1 - 0,6	0,1 FSO	± 1,0
Dampf nach Rekuperator	17	0,1 - 0,6	0,1 FSO	± 1,0
Temperaturmessungen				
	Messstelle	Messbereich [°C]	Genauigkeit [K]	Konfidenzintervall (0,1 % FSO Genauigkeit der Messwertwandlung) [K]
Abgas nach Brennkammer (Thermoelement)	1	0 - 1000	± 1,5	± 2,50
Abgas nach Überhitzer (Thermoelement)	3	0 - 700	± 1,5	± 2,20
Abgas nach Verdampfer (Thermoelement)	5	0 - 160	± 1,5	± 1,66
Dampf in Verdampfer (PT100)	8	20 - 80	± (0,1 + 0,0017 · θ)	± ((0,1 + 0,0017 · θ) + 0,06)
Dampf nach Überhitzer (PT100)	10	0 - 600	± (0,1 + 0,0017 · θ)	± ((0,1 + 0,0017 · θ) + 0,6)
Dampf nach Drossel (PT100)	16	0 - 600	± (0,1 + 0,0017 · θ)	± ((0,1 + 0,0017 · θ) + 0,6)
Dampf nach Rekuperator (PT100)	18	0 - 150	± (0,1 + 0,0017 · θ)	± ((0,1 + 0,0017 · θ) + 0,15)
Kondensat in Kondensatbehälter (PT100)	13	0 - 100	± (0,1 + 0,0017 · θ)	± ((0,1 + 0,0017 · θ) + 0,1)
Vorlauf Kondensator Kühlung (PT100)	20	0 - 50	± (0,1 + 0,0017 · θ)	± ((0,1 + 0,0017 · θ) + 0,05)
Rücklauf Kondensator Kühlung (PT100)*	21	0 - 70	± (0,1 + 0,0017 · θ)	± ((0,1 + 0,0017 · θ) + 0,07)
Vorlauf Heizwasser (PT100)	22	50 - 150	± (0,1 + 0,0017 · θ)	± ((0,1 + 0,0017 · θ) + 0,1)
Rücklauf Heizwasser (PT100)	23	50 - 150	± (0,1 + 0,0017 · θ)	± ((0,1 + 0,0017 · θ) + 0,1)
Massenstrommessung				
	Messstelle	Messbereich [kg/s]	Genauigkeit [%]	Konfidenzintervall (0,1 % FSO Genauigkeit der Messwertwandlung) [%]
Massenstrom Abgas	7	0 - 0,04	1,0 vom Messwert	± 1,1 vom Messwert
Massenstrom Dampf (Staudrucksonde)*	12	0 - 0,04	1,1 vom Messwert	± 1,1 vom Messwert
Massenstrom Kondensator Kühlung	14	0 - 17,77	0,5 vom Messwert	± 0,6 vom Messwert
Massenstrom Heizwasser (Temperiergerät)	24	0 - 9,44	0,5 vom Messwert	± 0,6 vom Messwert
Massenstrom Dampf über Pumpendrehzahl*				± 5,0 vom Messwert
Massenstrom Dampf über Energiebilanz des Kondensators*				± 5,0 vom Messwert
* Redundante Messstellen für Messwertanpassung gemäß VDI 2048				
Liste der Nebenbedingungen				
Druckverlust Überhitzer (Primärseite)				
Druckverlust Überhitzer (Sekundärseite)				
Druckverlust Rekuperator (Primärseite)				
Druckverlust Verdampfer Abgasseite (Primärseite)				
Wärmeverlust Kondensator				
Wärmeverlust Verdampfer				
Wirkungsgrad Kondensatpumpe				

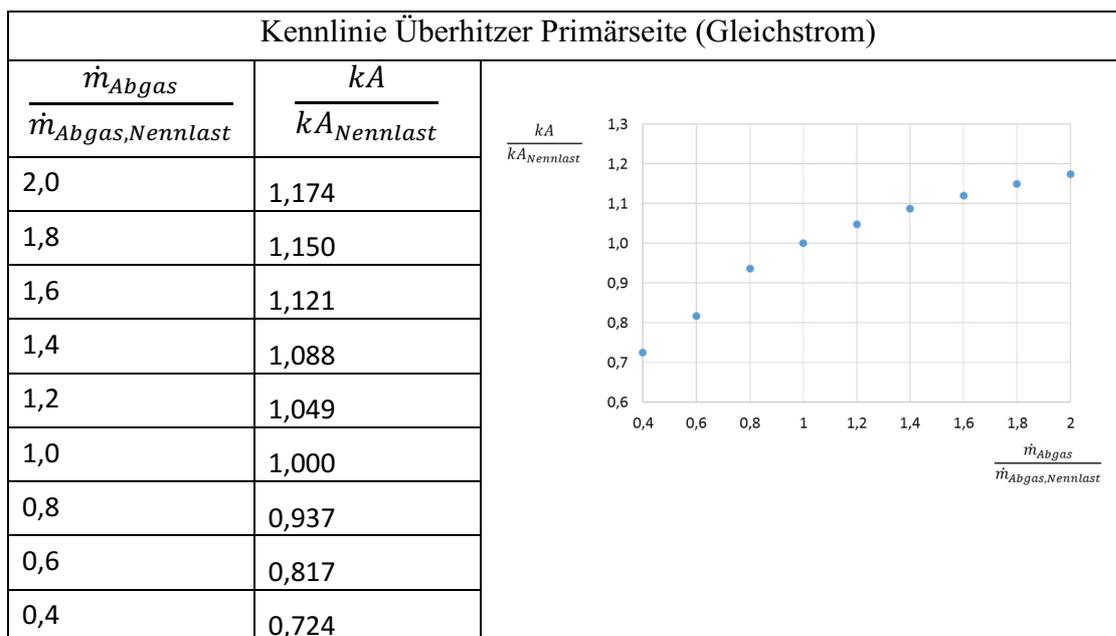
Anhang H Messstellen und Konfidenzintervalle (Versuchsaufbau mit Turbine)

Druckmessungen				
	Messstelle	Messbereich [bar]	Genauigkeit [%]	Konfidenzintervall (0,1% FSO Genauigkeit der Messwertwandlung) [mbar]
Abgas nach Brennkammer	2	0,7 - 1,1	0,35 FSO	± 1,8
Abgas nach Überhitzer*	4	0,7 - 1,1	0,35 FSO	± 1,8
Abgas nach Verdampfer*	6	0 - 1,6	0,35 FSO	± 7,2
Dampf in Verdampfer	9	0 - 1,6	0,35 FSO	± 7,2
Dampf nach Überhitzer*	11	0,3 - 0,8	0,1 FSO	± 1,0
Dampf nach Drossel*	15	0,1 - 0,6	0,1 FSO	± 1,0
Dampf nach Rekuperator	17	0,1 - 0,6	0,1 FSO	± 1,0
Temperaturmessungen				
	Messstelle	Messbereich [°C]	Genauigkeit [K]	Konfidenzintervall (0,1% FSO Genauigkeit der Messwertwandlung) [K]
Abgas nach Brennkammer (Thermoelement)	1	0 - 1000	± 1,5	± 2,50
Abgas nach Überhitzer (Thermoelement)	3	0 - 700	± 1,5	± 2,20
Abgas nach Verdampfer (Thermoelement)	5	0 - 160	± 1,5	± 1,66
Dampf in Verdampfer (PT100)	8	20 - 80	± (0,1 + 0,0017 · θ)	± ((0,1 + 0,0017 · θ) + 0,06)
Dampf nach Überhitzer (PT100)	10	0 - 600	± (0,1 + 0,0017 · θ)	± ((0,1 + 0,0017 · θ) + 0,6)
Dampf nach Drossel (PT100)	16	0 - 600	± (0,1 + 0,0017 · θ)	± ((0,1 + 0,0017 · θ) + 0,6)
Dampf nach Rekuperator (PT100)	18	0 - 150	± (0,1 + 0,0017 · θ)	± ((0,1 + 0,0017 · θ) + 0,15)
Kondensat in Kondensatbehälter (PT100)	13	0 - 100	± (0,1 + 0,0017 · θ)	± ((0,1 + 0,0017 · θ) + 0,1)
Vorlauf Kondensatorkühlung (PT100)	20	0 - 50	± (0,1 + 0,0017 · θ)	± ((0,1 + 0,0017 · θ) + 0,05)
Rücklauf Kondensatorkühlung (PT100)*	21	0 - 70	± (0,1 + 0,0017 · θ)	± ((0,1 + 0,0017 · θ) + 0,07)
Vorlauf Heizwasser (PT100)	22	50 - 150	± (0,1 + 0,0017 · θ)	± ((0,1 + 0,0017 · θ) + 0,1)
Rücklauf Heizwasser (PT100)	23	50 - 150	± (0,1 + 0,0017 · θ)	± ((0,1 + 0,0017 · θ) + 0,1)
Massenstrommessung				
	Messstelle	Messbereich [kg/s]	Genauigkeit [%]	Konfidenzintervall (0,1% FSO Genauigkeit der Messwertwandlung) [%]
Massenstrom Abgas	7	0 - 0,04	1,0 vom Messwert	± 1,1 vom Messwert
Massenstrom Dampf (Staudrucksonde)*	12	0 - 0,04	1,1 vom Messwert	± 1,1 vom Messwert
Massenstrom Kondensatorkühlung	14	0 - 17,77	0,5 vom Messwert	± 0,6 vom Messwert
Massenstrom Heizwasser (Temperiergerät)	24	0 - 9,44	0,5 vom Messwert	± 0,6 vom Messwert
Massenstrom Dampf über Pumpendrehzahl*				± 5,0 vom Messwert
Massenstrom Dampf über Energiebilanz des Kondensators*				± 5,0 vom Messwert
* Redundante Messstellen für Messwertanpassung gemäß VDI 2048				
Leistungsmessung				
	Messstelle	Messbereich [kg/s]	Genauigkeit [%]	Konfidenzintervall (0,1% FSO Genauigkeit der Messwertwandlung) [kW]
Elektrische Leistung der Turbine	25	0 - 5000	0,3	± 0,02
Liste der Nebenbedingungen				
Druckverlust Überhitzer (Primärseite)				
Druckverlust Überhitzer (Sekundärseite)				
Druckverlust Rekuperator (Primärseite)				
Druckverlust Verdampfer Abgasseite (Primärseite)				
Wärmeverlust Kondensator				
Wärmeverlust Verdampfer				
Wirkungsgrad Kondensatpumpe				
isentropen Wirkungsgrad Turbine				
Generatorwirkungsgrad				
Generator-, Lager- und Radseitenreibungsverlust				

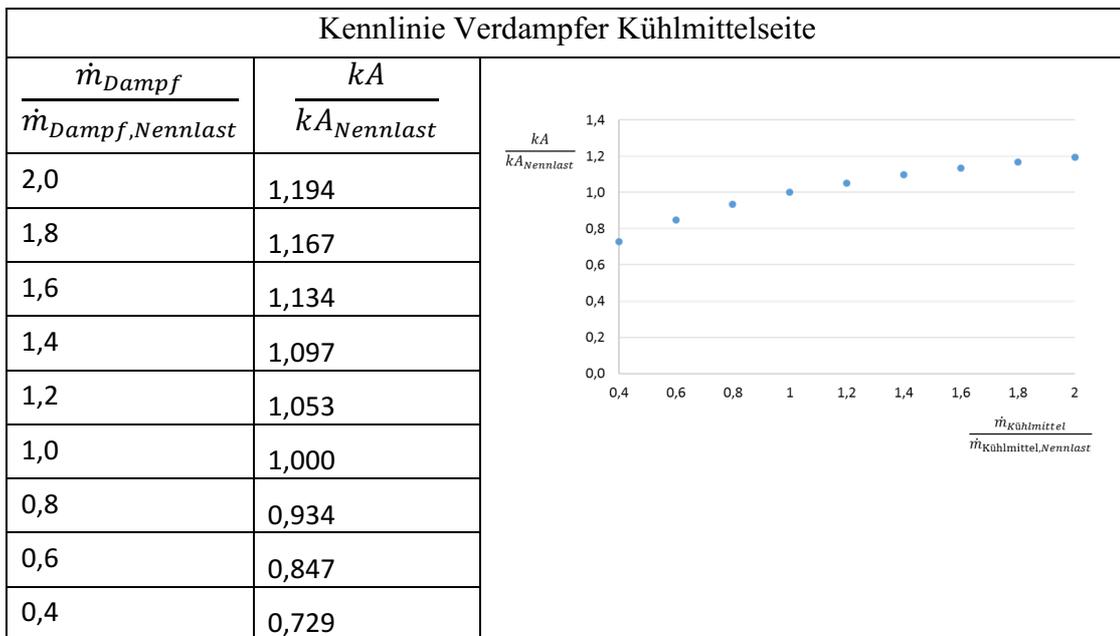
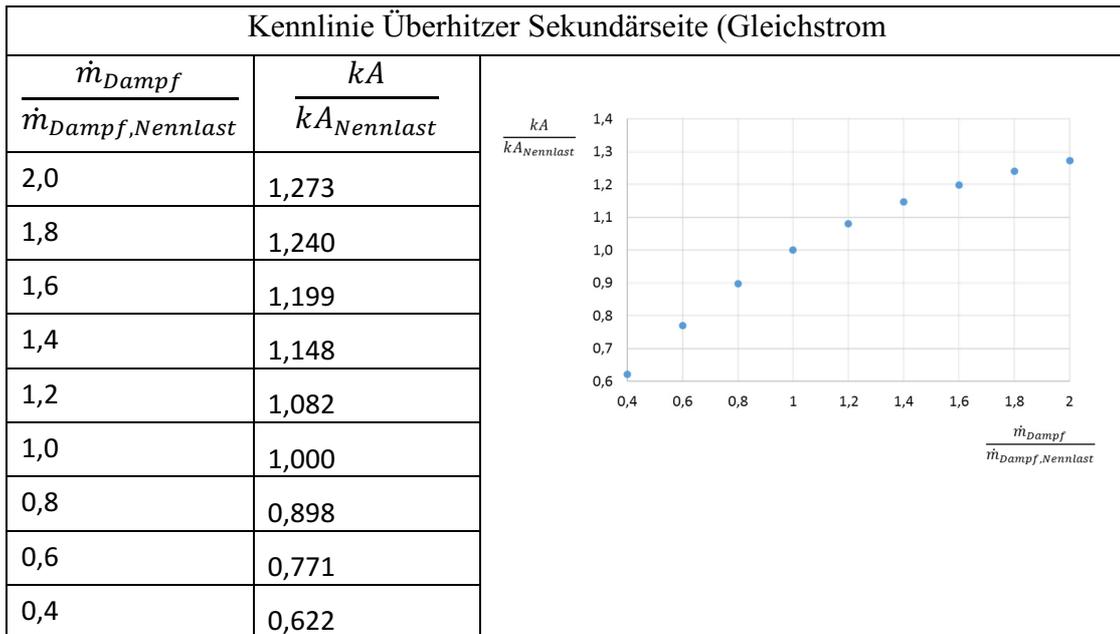
Anhang I Kennlinien der Wärmeübertrager und des Turbinengenerators (Versuchsstand)

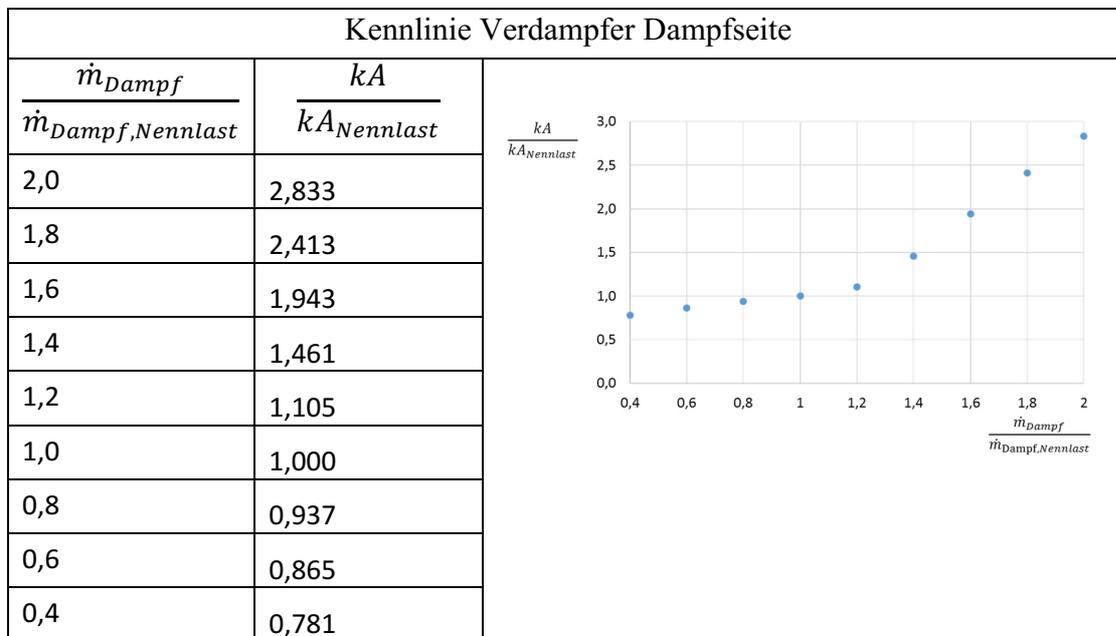
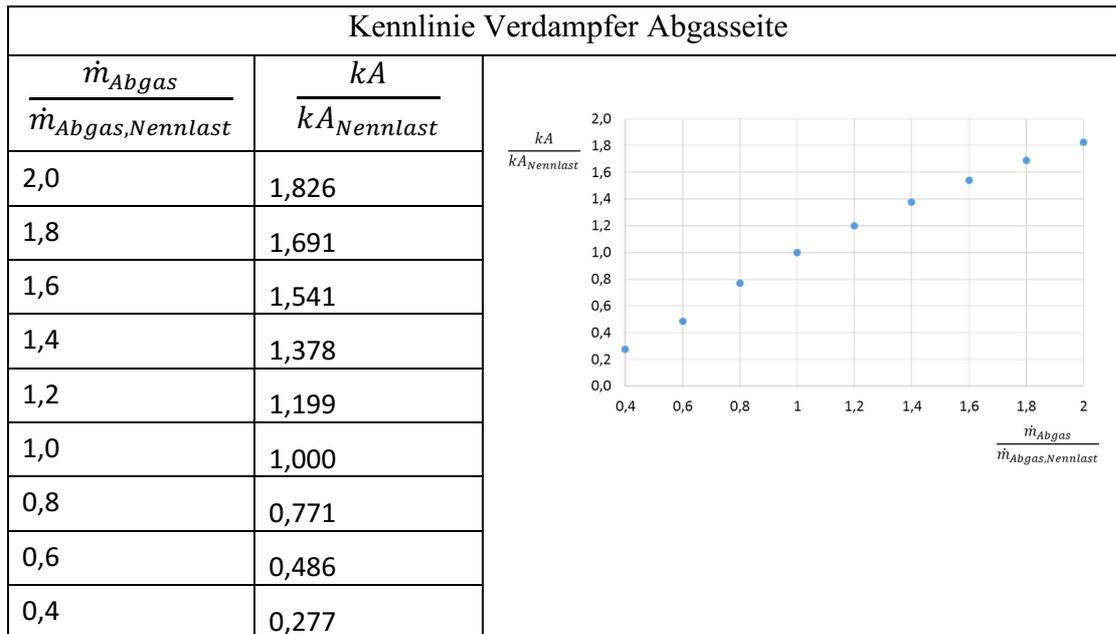
Nennlast (Volllast) Betriebspunkte für Kennlinienberechnung:

$\dot{m}_{\text{Kühlmittel,Nennlast}}$	1,572 kg/s
$\dot{m}_{\text{Abgas,Nennlast}}$	0,0369 kg/s
$kA_{\text{Nennlast,Überhitzer}}$	82,0 W/K
$\dot{m}_{\text{Dampf,Nennlast}}$	0,0213 kg/s
$kA_{\text{Nennlast,Rekuperator}}$	66,6 W/K
$kA_{\text{Nennlast,Verdampfer,Abgas}}$	125,8 W/K
$kA_{\text{Nennlast,Verdampfer,Kühlmittel}}$	2.078 W/K
$P_{\text{Nennlast,Turbinengenerator}}$	8,135 kW
$\eta_{\text{Nennlast,Turbinengenerator}}$	0,963



Kennlinien der Wärmeübertrager und des Turbinengenerators (Versuchsstand)





Anhang J Daten zur Wärmeverlustberechnung

Verdampfer	
Rohrinnendurchmesser	0,35 m
Rohrlänge	2,00 m
Dicke der Rohrwand	0,003 m
Dicke der Isolierung	0,025 m
Innerer Wärmeübergangskoeffizient	$100 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Äußerer Wärmeübergangskoeffizient	$10 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Wärmeleitfähigkeit der Isolierung	$0,04 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Vorlauf Heißwasser (Kühlmittel) zum Verdampfer	
Rohrinnendurchmesser	0,031 m
Rohrlänge	0,70 m
Dicke der Rohrwand	0,002 m
Dicke der Isolierung	0,013 m
Innerer Wärmeübergangskoeffizient	$100 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Äußerer Wärmeübergangskoeffizient	$10 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Wärmeleitfähigkeit der Isolierung	$0,04 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}$

Rücklauf Heißwasser (Kühlmittel) vom Verdampfer	
Rohrinnendurchmesser	0,031 m
Rohrlänge	0,50 m
Dicke der Rohrwand	0,022
Dicke der Isolierung	0,013
Innerer Wärmeübergangskoeffizient	$100 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Äußerer Wärmeübergangskoeffizient	$10 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Wärmeleitfähigkeit der Isolierung	$0,04 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}$

Vorlauf Abgas zum Verdampfer	
Rohrinnendurchmesser	0,05 m
Rohrlänge	0,74 m
Dicke der Rohrwand	0,002 m
Dicke der Isolierung	0,02 m
Innerer Wärmeübergangskoeffizient	$100 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Äußerer Wärmeübergangskoeffizient	$10 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Wärmeleitfähigkeit der Isolierung	$0,14 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}$

Rücklauf Abgas vom Verdampfer	
Rohrinnendurchmesser	0,05 m
Rohrlänge	2,10 m
Dicke der Rohrwand	0,002 m
Dicke der Isolierung	0,02 m
Innerer Wärmeübergangskoeffizient	$100 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Äußerer Wärmeübergangskoeffizient	$10 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Wärmeleitfähigkeit der Isolierung	$0,14 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}$

Vorlauf Dampf zum Verdampfer	
Rohrinnendurchmesser	0,11 m
Rohrlänge	0,45 m
Dicke der Rohrwand	0,002 m
Dicke der Isolierung	0,02 m
Innerer Wärmeübergangskoeffizient	$100 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Äußerer Wärmeübergangskoeffizient	$10 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Wärmeleitfähigkeit der Isolierung	$0,14 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}$

Rücklauf Dampf vom Verdampfer	
Rohrinnendurchmesser	0,11 m
Rohrlänge	2,00 m
Dicke der Rohrwand	0,002 m
Dicke der Isolierung	0,02 m
Innerer Wärmeübergangskoeffizient	$100 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Äußerer Wärmeübergangskoeffizient	$10 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Wärmeleitfähigkeit der Isolierung	$0,14 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}$

Vorlauf Abgas zum Überhitzer	
Rohrinnendurchmesser	0,05 m
Rohrlänge	0,60 m
Dicke der Rohrwand	0,002 m
Dicke der Isolierung	0,02 m
Innerer Wärmeübergangskoeffizient	$100 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Äußerer Wärmeübergangskoeffizient	$10 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Wärmeleitfähigkeit der Isolierung	$0,14 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}$

Rücklauf Abgas vom Überhitzer	
Rohrinnendurchmesser	0,05 m
Rohrlänge	0,40 m
Dicke der Rohrwand	0,002 m
Dicke der Isolierung	0,02 m
Innerer Wärmeübergangskoeffizient	$100 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Äußerer Wärmeübergangskoeffizient	$10 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Wärmeleitfähigkeit der Isolierung	$0,14 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}$

Rücklauf Dampf vom Überhitzer	
Rohrinnendurchmesser	0,05 m
Rohrlänge	1,00 m
Dicke der Rohrwand	0,002 m
Dicke der Isolierung	0,02 m
Innerer Wärmeübergangskoeffizient	$100 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Äußerer Wärmeübergangskoeffizient	$10 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Wärmeleitfähigkeit der Isolierung	$0,14 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}$

Verrohrung Turbine mit Bypass	
Rohrinnendurchmesser	0,07 m
Rohrlänge	4 m
Dicke der Rohrwand	0,002 m
Dicke der Isolierung	0,02 m
Innerer Wärmeübergangskoeffizient	$100 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Äußerer Wärmeübergangskoeffizient	$10 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Wärmeleitfähigkeit der Isolierung	$0,14 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}$

Anhang K Kennfeld für Leistungsregelung des Gasbrenners

		Solltemperatur [°C]					
		450	500	550	600	650	700
Abgasgebläse Regelsignal [V]	1	0	0	0	0	0	0
	2	0	0	0	0	0,3	0,5
	3	0	0	0	0,3	0,8	1
	4	0	0	0,2	1	1,2	1,5
	5	0	0,3	0,6	1,5	1,8	3,5
	6	0,3	0,8	1	2	4	5
	7	0,5	1,6	2	4	6	10
	8	1	2	3,8	6	7	10
	9	2	3	4	8	10	10
	10	2,5	4	6	10	10	10

Anhang L Messdaten und Ergebnisse der Plausibilitätsprüfung (VDI 2048) ohne Turbine

Druckmessungen												
Messstelle	Messpunkt 60 %			Messpunkt 70 %			Messpunkt 80 %					
	Messwert [bar]	Angepasster Messwert [bar]	Beitrag Chi ²	Messwert [bar]	Angepasster Messwert [bar]	Beitrag Chi ²	Messwert [bar]	Angepasster Messwert [bar]	Beitrag Chi ²			
Abgas nach Brennkammer	2	1,00645	1,00604	0,01397	1,00556	0,01599	1,00485	1,00426	0,03006			
Abgas nach Überhitzer*	4	1,00364	1,00399	0,00995	1,00221	0,01762	1,00064	1,00125	0,03171			
Abgas nach Verdampfer*	6	1,00000	1,00050	0,00267	0,99846	0,00000	0,99602	0,99590	0,00017			
Dampf nach Überhitzer*	11	0,53212	0,53220	0,00180	0,55878	0,00000	0,59099	0,59102	0,00029			
Dampf nach Rekuperator	17	0,19157	0,19157	0,00000	0,21181	0,00002	0,21027	0,21027	0,00000			
Temperaturmessungen												
Messstelle	Messpunkt 60 %			Messpunkt 70 %			Messpunkt 80 %					
	Messwert [°C]	Angepasster Messwert [°C]	Beitrag Chi ²	Messwert [°C]	Angepasster Messwert [°C]	Beitrag Chi ²	Messwert [°C]	Angepasster Messwert [°C]	Beitrag Chi ²			
Abgas nach Brennkammer (Thermoelement)	1	577,647	577,647	0,00000	590,865	0,00000	610,080	610,080	0,00000			
Abgas nach Überhitzer (Thermoelement)	3	300,261	300,261	0,00000	314,753	0,00000	329,755	329,755	0,00000			
Abgas nach Verdampfer (Thermoelement)	5	88,757	88,757	0,00000	90,907	0,00000	93,243	93,243	0,00000			
Dampf nach Überhitzer (PT100)	10	278,849	278,849	0,00000	289,888	0,00000	302,706	302,706	0,00000			
Dampf nach Drossel (PT100)	16	265,217	265,217	0,00000	276,573	0,00000	289,217	289,217	0,00000			
Dampf nach Rekuperator (PT100)	18	98,451	98,452	0,00000	103,281	0,00009	108,085	108,084	0,00000			
Kondensat in Kondensatbehälter (PT100)	13	43,945	43,935	0,00009	49,665	0,00168	40,932	40,923	0,00008			
Vorlauf Kondensator Kühlung (PT100)	20	25,809	25,882	0,00578	26,313	0,16021	28,480	28,395	0,00797			
Rücklauf Kondensator Kühlung (PT100)*	21	52,234	52,163	0,00578	56,658	0,16025	51,388	51,475	0,00797			
Vorlauf Heizwasser (PT100)	22	103,340	103,340	0,00000	103,309	0,00000	103,279	103,279	0,00000			
Rücklauf Heizwasser (PT100)	23	96,650	96,650	0,00000	97,919	0,00000	98,990	98,990	0,00000			
Massenstrommessungen												
Messstelle	Messpunkt 60 %			Messpunkt 70 %			Messpunkt 80 %					
	Messwert [kg/s]	Angepasster Messwert [kg/s]	Beitrag Chi ²	Messwert [kg/s]	Angepasster Messwert [kg/s]	Beitrag Chi ²	Messwert [kg/s]	Angepasster Messwert [kg/s]	Beitrag Chi ²			
Massenstrom Abgas	7	0,026298	0,026304	0,00003	0,028998	0,00005	0,031700	0,031714	0,00013			
Massenstrom Dampf (Staudrucksonde)*	12	0,015253	0,015040	0,00543	0,015427	0,016536	0,018951	0,017345	0,19635			
Massenstrom Kondensator Kühlung	14	0,340555	0,340463	0,00055	0,314324	0,02153	0,452892	0,453017	0,00058			
Massenstrom Heizwasser (Temperiergerät)	24	0,950799	0,950799	0,00000	1,253111	0,00000	1,632627	1,632627	0,00000			
Massenstrom Dampf über Pumpendrehzahl*		0,014587	0,015040	0,29075	0,015671	0,016639	0,017345	0,017345	0,19614			
Massenstrom Dampf über Energiebilanz des Kondensators*		0,015086	0,015040	0,00305	0,016080	0,09622	0,017176	0,017345	0,01051			
Chi ² -Testverhältnis			0,404		0,998			0,492				

* Redundante Messstellen für Messwertanpassung gemäß VDI 2048

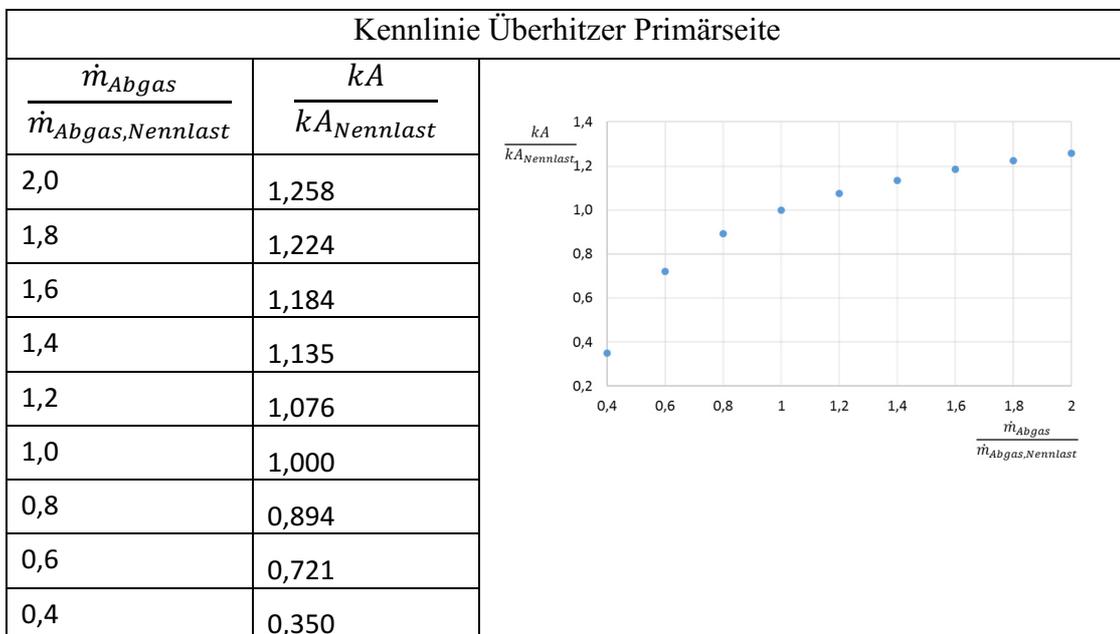
Druckmessungen									
Messstelle	Messpunkt 90 %			Messpunkt 100 %			Beitrag Chi ²	Beitrag Chi ²	Beitrag Chi ²
	Messwert [bar]	Angepasster Messwert [bar]	Messwert [bar]	Messwert [bar]	Angepasster Messwert [bar]	Messwert [bar]			
Abgas nach Brennkammer	2	1,00426	1,00346	0,05407	1,00322	1,00223	0,08294		0,08294
Abgas nach Überhitzer*	4	0,99904	0,99988	0,05979	0,99688	0,99797	0,10004		0,10004
Abgas nach Verdampfer*	6	0,99366	0,99333	0,00113	0,99069	0,98994	0,00631		0,00631
Dampf nach Überhitzer*	11	0,62153	0,62154	0,00008	0,66000	0,65996	0,00032		0,00032
Dampf nach Rekuperator	17	0,21041	0,21041	0,00000	0,21035	0,21035	0,00000		0,00000
Temperaturmessungen									
Messstelle	Messpunkt 90 %			Messpunkt 100 %			Beitrag Chi ²	Beitrag Chi ²	Beitrag Chi ²
	Messwert [°C]	Angepasster Messwert [°C]	Messwert [°C]	Messwert [°C]	Angepasster Messwert [°C]	Messwert [°C]			
Abgas nach Brennkammer (Thermoelement)	1	629,044	629,044	0,00000	649,522	649,522	0,00000		0,00000
Abgas nach Überhitzer (Thermoelement)	3	342,881	342,881	0,00000	355,135	355,135	0,00000		0,00000
Abgas nach Verdampfer (Thermoelement)	5	95,480	95,480	0,00000	97,982	97,982	0,00000		0,00000
Dampf nach Überhitzer (PT100)	10	314,369	314,369	0,00000	326,978	326,978	0,00000		0,00000
Dampf nach Drossel (PT100)	16	301,424	301,424	0,00000	314,038	314,038	0,00000		0,00000
Dampf nach Rekuperator (PT100)	18	112,954	112,952	0,00000	117,516	117,515	0,00000		0,00000
Kondensat in Kondensatbehälter (PT100)	13	45,729	45,708	0,00045	42,272	42,247	0,00070		0,00070
Vorlauf Kondensator Kühlung (PT100)	20	29,995	29,901	0,00947	38,684	38,641	0,00207		0,00207
Rücklauf Kondensator Kühlung (PT100)*	21	51,410	51,505	0,00947	51,238	51,283	0,00207		0,00207
Vorlauf Heizwasser (PT100)	22	103,250	103,250	0,00000	104,297	104,297	0,00000		0,00000
Rücklauf Heizwasser (PT100)	23	99,951	99,951	0,00000	101,449	101,449	0,00000		0,00000
Massenstrommessungen									
Messstelle	Messpunkt 90 %			Messpunkt 100 %			Beitrag Chi ²	Beitrag Chi ²	Beitrag Chi ²
	Messwert [kg/s]	Angepasster Messwert [kg/s]	Messwert [kg/s]	Messwert [kg/s]	Angepasster Messwert [kg/s]	Messwert [kg/s]			
Massenstrom Abgas	7	0,034497	0,034521	0,00034	0,037598	0,037637	0,00074		0,00074
Massenstrom Dampf (Staudrucksonde)*	12	0,019530	0,018765	0,04205	0,020863	0,020322	0,01849		0,01849
Massenstrom Kondensator Kühlung	14	0,521435	0,521583	0,00061	0,957291	0,974630	0,01040		0,01040
Massenstrom Heizwasser (Temperiergerät)	24	2,217091	2,217091	0,00000	2,740960	2,740960	0,00000		0,00000
Massenstrom Dampf über Pumpendrehzahl*		0,018251	0,018765	0,23841	0,019813	0,020322	0,19844		0,19844
Massenstrom Dampf über Energiebilanz des Kondensators*		0,018562	0,018765	0,03573	0,019793	0,020322	0,21487		0,21487
Chi ² -Testverhältnis			0,509			0,650			

* Redundante Messstellen für Messwertanpassung gemäß VDI 2048

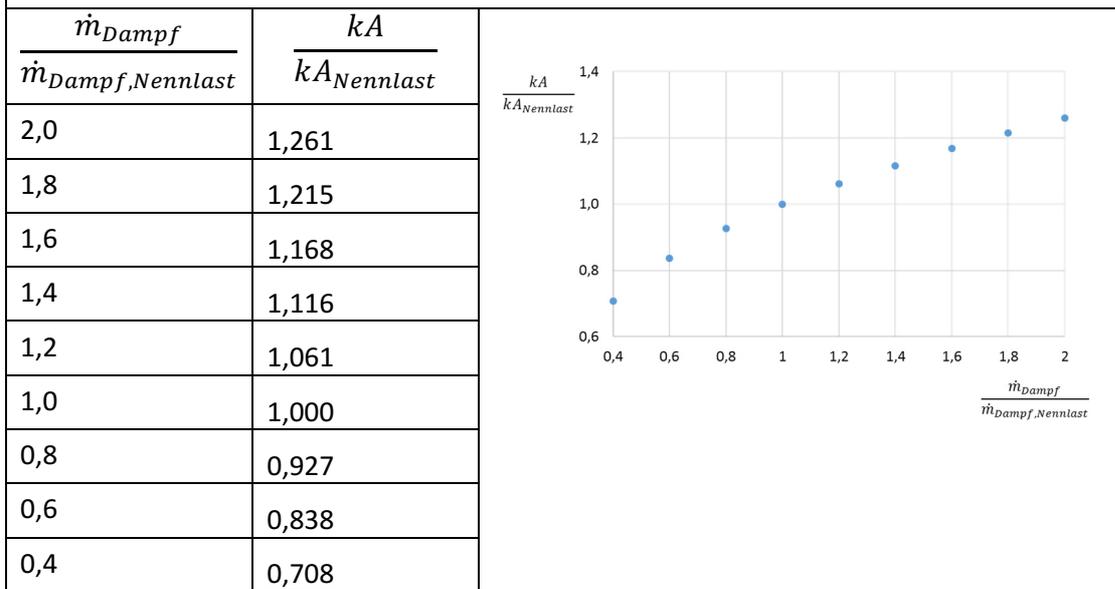
Anhang M Kennlinien der Wärmeübertrager (BHKW mit 220 kW_{mechanisch})

Nennlast (Volllast) Betriebspunkte für Kennlinienberechnung:

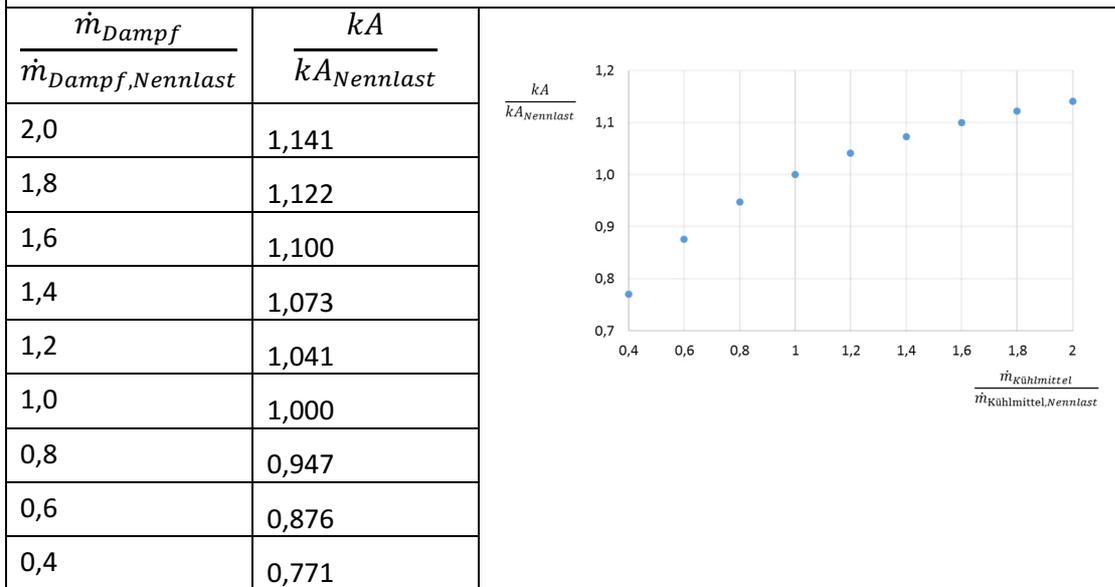
$\dot{m}_{\text{Kühlmittel,Nennlast}}$	8,8 kg/s
$\dot{m}_{\text{Abgas,Nennlast}}$	0,217 kg/s
$kA_{\text{Nennlast,Überhitzer}}$	437,7 W/K
$\dot{m}_{\text{Dampf,Nennlast}}$	0,121 kg/s
$kA_{\text{Nennlast,Rekuperator}}$	614,2 W/K
$kA_{\text{Nennlast,Verdampfer,Abgas}}$	688,6 W/K
$kA_{\text{Nennlast,Verdampfer,Kühlmittel}}$	6836,7 W/K



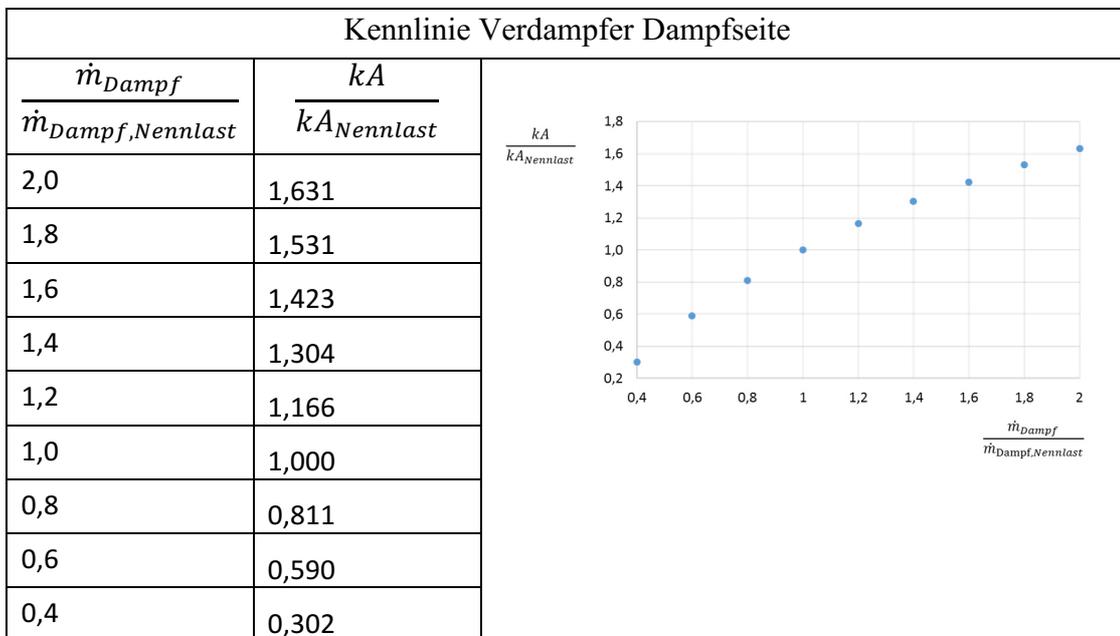
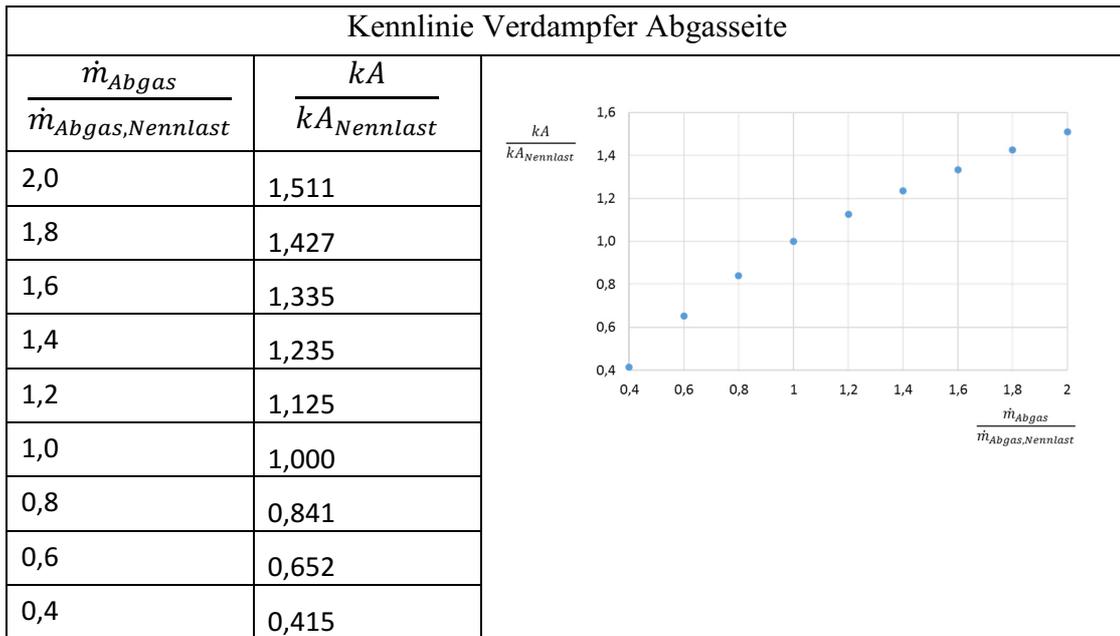
Kennlinie Überhitzer Sekundärseite



Kennlinie Verdampfer Kühlmittelseite

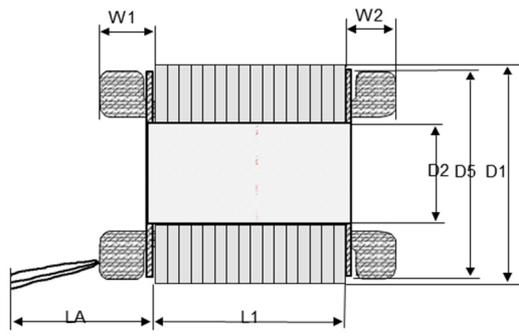


Kennlinien der Wärmeübertrager (BHKW mit 220 kWmechanisch)



Anhang N Datenblatt des Turbogenerators (TG5)

	<h2>Spezifikation Motorelement</h2>		Sycotec GmbH & Co KG Wangener Str. 78 D-88299 Leutkirch	
			Kunde Eckert Element SP90-25.2	Spez. Nr. 180713/12 Datum: 13. Jul 18

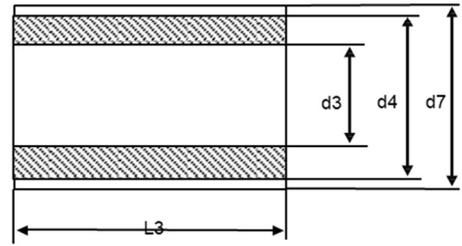


D1*)	D2	D5	W1	W2	D6
mm	mm	max.mm	max.mm	max.mm	Isol.disc
90	42	86	#34	#30	90

D1*) = unbearbeiteter Außendurchmesser des Stators

L1	L2 incl.	LA	A1)	A2)	Isol.
mm	isol.discs	mm	mm ²	mm	Klasse
25	27	300	1,5	2,2	F

A1) = Drahtquerschnitt (U1:braun, V1:blau, W1:schwarz)
 A2) = max. Drahtdurchmesser incl. Isolation

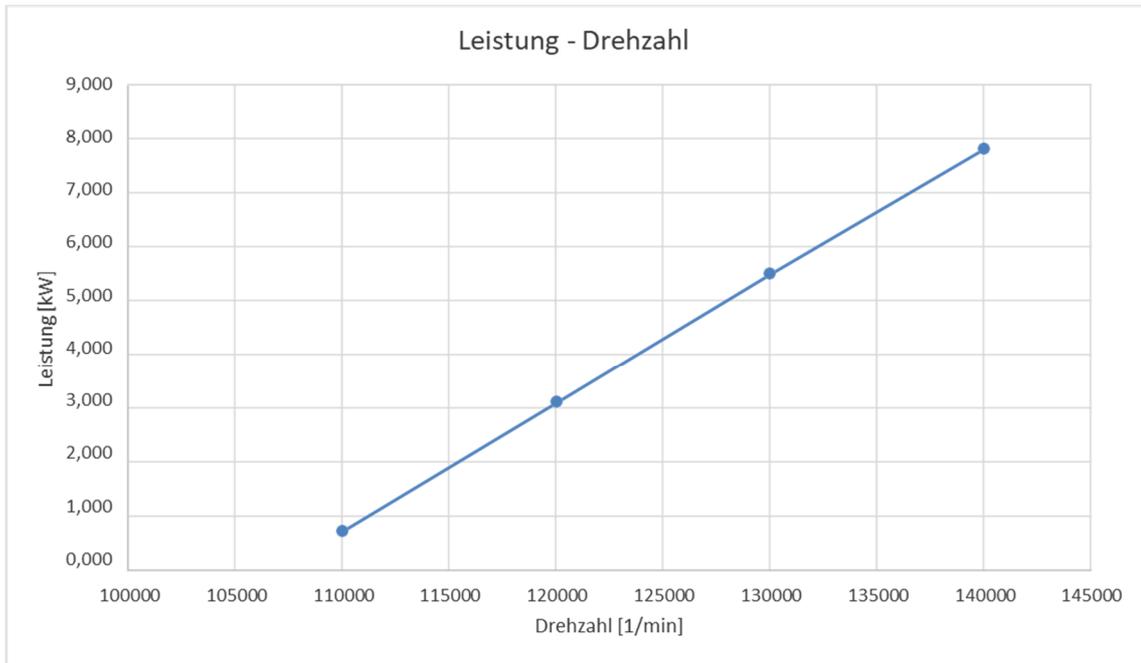


d3	d4	d7	L	L3
mm	mm	mm	mm	mm
0	26	30	25	35

L=aktive Länge L3=Gesamtlänge incl. Endring
 Magnet Material: NdFeB
 Armierung: Stahl
 Rotorwell e: weichmagnetisches Material
 Rotor Sensor:

Motorelement Charakteristik		Konditionen: sinusförmige Spannung und Strom; Luft- und Lagerreibung nicht berücksichtigt.							
Frequenz	[Hz]	1833	2000	2167	2333				
Drehzahl	[U/min]	110000	120000	130000	140000				
Zwischenkreisspannung	[V]	670	670	670	670				
Spannung Ph-Ph	[V]	507	532	545	549				
Motor EMK	[V]	512	558	605	651				
Phasenstrom	[A]	0,90	3,65	6,32	8,80				
Betriebsart		S1	S1	S1	S1				
Spieldauer		100%	100%	100%	100%				
Drehmoment	[Nm]	0,497	0,262	0,422	0,555				
Eingangsleistung P1	[kW]	0,880	3,290	5,748	8,135				
Ausgangsleistung P2	[kW]	0,750	3,122	5,520	7,832				
Verluste	[kW]	0,128	0,170	0,228	0,303				
Wirkungsgrad	[%]	85,4	95,4	96,0	96,3				
Kühlung: Wasserkühlung / TELC(H2O)									
Temperaturschutz: 3*PTC 150°C 1*PT100									
Bemerkung:									
berechnete Werte für passive Gleichrichtung									

	<h2 style="text-align: center;">Spezifikation Motorelement</h2>		Sycotec GmbH&Co KG Wangener Str. 78 D-88299 Leutkirch	
			Kunde Element	Eckert SP90-25.2



Anhang O Messdaten und Ergebnisse der Plausibilitätsprüfung (VDI 2048) mit Turbine

Druckmessungen												
Messstelle	Messpunkt 60 %			Messpunkt 70 %			Messpunkt 80 %			Beitrag Chi ²	Beitrag Chi ²	
	Messwert [bar]	Angepasster Messwert [bar]	Beitrag Chi ²	Messwert [bar]	Angepasster Messwert [bar]	Beitrag Chi ²	Messwert [bar]	Angepasster Messwert [bar]	Beitrag Chi ²			
Abgas nach Brennkammer	2	1,01029	1,00956	0,04446	1,01447	1,00971	1,01375	1,00722	1,002341	0,42341	0,00211	
Abgas nach Überhitzer*	4	1,00700	1,00752	0,02216	1,00516	1,00722	1,00374	1,00421	0,01472	0,01472	0,05358	
Abgas nach Verdampfer*	6	1,00063	1,00404	0,06147	1,00278	1,00289	0,99963	0,99987	0,00094	0,00094	0,00094	
Dampf nach Überhitzer*	11	0,50657	0,50669	0,00393	0,53643	0,53843	0,57405	0,57638	0,00094	0,00094	0,00094	
Dampf nach Rekuperator*	17	0,21019	0,20915	0,29346	0,21006	0,20946	0,21033	0,21002	0,00094	0,00094	0,00094	
Dampf nach Turbine	15	0,20873	0,20977	0,29462	0,20967	0,21012	0,21015	0,21069	0,00287	0,00287	0,00287	
Dampf in Verdampfer	9	0,52223	0,51600	0,20433	0,55035	0,54842	0,58875	0,58636	0,05649	0,05649	0,05649	
Temperaturmessungen												
Messstelle	Messpunkt 60 %			Messpunkt 70 %			Messpunkt 80 %			Beitrag Chi ²	Beitrag Chi ²	
	Messwert [°C]	Angepasster Messwert [°C]	Beitrag Chi ²	Messwert [°C]	Angepasster Messwert [°C]	Beitrag Chi ²	Messwert [°C]	Angepasster Messwert [°C]	Beitrag Chi ²			
Abgas nach Brennkammer (Thermoelement)	1	578,592	578,592	0,000	596,950	596,956	610,924	610,933	0,000	0,000		
Abgas nach Überhitzer (Thermoelement)	3	285,527	285,527	0,000	312,509	312,511	329,916	329,921	0,000	0,000		
Abgas nach Verdampfer (Thermoelement)	5	87,096	87,096	0,000	89,622	89,622	92,243	92,243	0,000	0,000		
Dampf nach Überhitzer (PT100)	10	267,186	267,186	0,000	285,420	285,421	299,013	299,012	0,000	0,000		
Dampf nach Drossel (PT100)	16	157,118	157,118	0,000	157,118	157,118	163,580	163,581	0,000	0,000		
Dampf nach Rekuperator (PT100)	18	86,416	86,414	0,000	90,598	90,603	93,812	93,814	0,000	0,000		
Kondensat in Kondensatbehälter (PT100)	13	58,130	58,132	0,000	57,873	57,898	57,942	57,945	0,000	0,000		
Vorlauf Kondensator Kühlung (PT100)	20	50,872	50,987	0,015	49,896	49,593	49,531	49,584	0,002	0,002		
Rücklauf Kondensator Kühlung (PT100)*	21	26,353	26,237	0,015	26,870	27,175	27,708	27,661	0,002	0,002		
Vorlauf Heizwasser (PT100)	22	102,114	102,114	0,000	106,007	106,007	107,085	107,087	0,000	0,000		
Rücklauf Heizwasser (PT100)	23	96,029	96,029	0,000	97,541	97,541	99,291	99,291	0,000	0,000		
Massenstrommessungen												
Messstelle	Messpunkt 60 %			Messpunkt 70 %			Messpunkt 80 %			Beitrag Chi ²	Beitrag Chi ²	
	Messwert [kg/s]	Angepasster Messwert [kg/s]	Beitrag Chi ²	Messwert [kg/s]	Angepasster Messwert [kg/s]	Beitrag Chi ²	Messwert [kg/s]	Angepasster Messwert [kg/s]	Beitrag Chi ²			
Massenstrom Abgas	7	0,026249	0,026259	0,000092	0,028942	0,028954	0,031717	0,031756	0,000925	0,000925		
Massenstrom Kondensator Kühlung	14	0,362896	0,363045	0,001280	0,416169	0,415749	0,460332	0,460369	0,000045	0,000045		
Massenstrom Heizwasser (Temperiergerät)	24	1,178993	1,178993	0,000000	0,850392	0,850383	0,973947	0,973941	0,000000	0,000000		
Massenstrom Dampf über Pumpendrehzahl*	25	0,015474	0,015363	0,005640	0,016430	0,015917	0,017370	0,017172	0,013484	0,013484		
Massenstrom Dampf über Energiebilanz des Kondensators*	26	0,015833	0,015363	0,095996	0,016271	0,015917	0,017416	0,017172	0,020160	0,020160		
Chi ² -Testverhältnis			1,057		0,687			0,593				

* Redundante Messstellen für Messwertanpassung gemäß VDI 2048