



Jan Erik Körner

Niedertemperatur- Abwärmennutzung mittels Organic- Rankine-Cycle im mobilen Einsatz



Audi-Dissertationsreihe, Band 78



Niedertemperatur-Abwärmenutzung mittels Organic-Rankine-Cycle im mobilen Einsatz

Dissertation

zur

Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik

der Universität Rostock

vorgelegt von:

Dipl.-Ing. (FH) Jan Erik Körner, M.Sc.

geboren am 17.01.1982 in Flensburg



Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

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

1. Aufl. - Göttingen: Cuvillier, 2013

Zugl.: Rostock, Univ., Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik, Diss., 2013

978-3-95404-459-7

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. habil. Dr. h.c. E. Hassel
Universität Rostock
Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik
Lehrstuhl für Technische Thermodynamik

Prof. Dr.-Ing. H. Harndorf
Universität Rostock
Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik
Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren

Prof. Dr.-Ing. M. Bargende
Universität Stuttgart
Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen
Lehrstuhl für Fahrzeugantriebe

Tag der Abgabe 04.10.2012

Tag der mündlichen Prüfung 21.06.2013

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2013

Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen

Telefon: 0551-54724-0

Telefax: 0551-54724-21

www.cuvillier.de

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage 2013

Gedruckt auf säurefreiem Papier.

978-3-95404-459-7

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Fahrzeugantriebe am Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart.

Mein herzlicher Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. E. Hassel für die Übernahme der Aufgabe des Erstgutachters, sowie das mir entgegengebrachte Vertrauen. Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Harndorf danke ich sehr für die Übernahme des Korreferates. Herrn Prof. Dr.-Ing. M. Bargende danke ich für die Betreuung dieser Arbeit und seine wertvollen Anregungen. Ferner danke ich ihm für die Durchsicht der Arbeit und die Übernahme des Korreferats.

Herrn Dipl.-Ing. T. Kobs von der Audi AG danke ich sehr für die Initiation dieses Projektes. Seine stetige Unterstützung während der Durchführung und die vielen inspirierenden Gespräche haben zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Herrn Dr.-Ing. K. Straßer von der Audi AG sei für seine Anregungen in den vielen Diskussionen und das Korrekturlesen gedankt. Für ihre freundliche und stetige Hilfsbereitschaft danke ich allen Mitarbeitern des Fachgebiets sehr herzlich.

Der größte Dank gebührt meinen Eltern. Sie haben mich all die Jahre in jedweder Hinsicht liebevoll und intensiv unterstützt und somit die Grundvoraussetzungen zur Verwirklichung meiner beruflichen und privaten Lebensziele geschaffen. Für all dies, sowie für ihre stets unermessliche und bedingungslose Liebe bin ich meinen Eltern zutiefst dankbar. Schließlich danke ich Kirsten Stühm von Herzen für ihren stetigen Zuspruch, ohne den diese Arbeit nicht möglich gewesen wäre.



Kurzfassung

Die Minimierung exergetischer Verluste und die damit verbundene Wirkungsgraderhöhung und somit Emissionsminimierung werden die Weiterentwicklung des PKW Antriebsstranges in Zukunft begleiten. Einen Beitrag hierzu leistet die vorliegende Arbeit.

Die mögliche Nutzung der Abgaswärme wird anhand des Organic-Rankine-Cycle (ORC) dargestellt. Es werden den Prozess beschränkende Randbedingungen, wie sie allgemein im Kfz gelten, definiert und deren Einfluss auf den ORC erläutert. Mit dem Fokus eines hohen thermischen Wirkungsgrades wird ein Verfahren zur Optimierung der Prozessführung bezüglich der Hochdrucklage und der Überhitzungstemperatur vorgestellt.

Bezüglich der Medienauswahl werden Berechnungen für weit über 30 potentielle Arbeitsmedien durchgeführt. Neben dem thermischen Wirkungsgrad dienen insbesondere Faktoren, wie die Umweltverträglichkeit, die Toxizität, aber auch die volumetrische Leistungsdichte und das Druckverhältnis zur Bewertung der Medien. Ungeeignete Medien werden mittels Ausschlussverfahren ausgeschlossen.

Anhand der Sprache Modelica wird innerhalb der Umgebung Dymola ein komplexes Simulationsmodell aufgebaut, welches es ermöglicht den ORC dynamisch zu betreiben und Aussagen über Komponenten zu tätigen. Aufgrund der physikalischen Abbildung der Komponenten ist es ermöglicht, Randbedingungen für eine Konstruktion derselbigen festzulegen. Insbesondere der Verdampfer und der Expander stehen im Fokus für Neu-, bzw. Weiterentwicklungen.

Der Wirkungsgrad der Energieumwandlung in einem ORC mit festgelegter Prozessführung wird primär durch die Expansionsmaschine beeinflusst. Es werden gängige Maschinen vorgestellt und eine anhand objektiver Kriterien für geeignet empfundene für die Versuchsdurchführung ausgewählt. Bei der ausgewählten Maschine handelt es sich um eine Scrollmaschine, wie sie bereits in PKW-Klimaanlagen zum Einsatz kommt. Die vorgenommenen Modifikationen werden erörtert, wie auch die durch die Maschine vorgegebenen neuen Randbedingungen der Prozessführung. Es handelt sich hierbei um Begrenzungen des Hochdrucks und der maximalen Temperatur seitens der Festigkeit, aber auch um Begrenzungen bezüglich des Expansionsverhältnisses, welches beibehalten wurde.

Zur Validierung der Simulationsergebnisse wurde der ORC an einem Prüfstand aufgebaut und vermessen. Hierbei aufgetretene Herausforderungen, wie z. B. die Erfor-

VI

dernis einer Unterkühlstrecke und das dynamische Verhalten der Anlage werden genau beschrieben. Es wird eine detaillierte Energie- und Exergiebilanz durchgeführt und anhand deren die auftretenden Energiewandlungsverluste beschrieben und Verbesserungspotentiale benannt.

Da die Wärmezufuhr im Kfz in der Regel nicht konstant ist, werden hohe Ansprüche an eine Regelung des Prozesses gestellt. Aufgrund der starken Querkopplung der Stellglieder und der Regelgrößen entpuppt sich der ORC als hochgradig schwingungsfähiges System. Es wird ein Ansatz zu einer losgelösten Kombination aus Vorsteuerung und Regelung vorgestellt.

Abstract

The minimisation of exergetic losses and the resulting increase in efficiency, and thus the minimization of exhaust gas emissions, will accompany the development of the automobile powertrain of the future. A contribution towards this principle is given in this present work.

Waste heat recovery is demonstrated using the Organic Rankine Cycle (ORC). Process-limiting conditions, as they generally occur in a car, and their influence on the ORC are explained. With the focus on high thermal efficiency a method for optimizing the process design with respect to high-pressure and superheat temperature are presented.

Regarding the media selection, calculations are performed for more than 30 different working fluids. In addition to the thermal efficiency there are various interesting aspects related to the media regarding environmental compatibility, toxicity, volumetric power density, and pressure ratio. Suitable media are determined by a process of elimination.

Based on the modelling language Modelica, a Dymola model is set up and used for complex calculations, which includes the simulation of the dynamic behaviour. Due to the physical setup of the components it is possible to define boundary conditions for the design of all components. In particular, the evaporator and the expander are the focus for new construction and further development.

The efficiency of the energy conversion in an ORC is influenced primarily by the expansion engine. Commercial available machines are presented and compared by means of objective criteria. One suitable machine is selected for further experiments. The selected example is a scroll machine, because it is already used in car air conditioning systems. The modifications made are discussed, as well as the new boundary conditions caused by the machine being used. In particular the high pressure and the maximum temperature due to the strength of the housing are limited. The helix is a carryover part and hence is not optimised for the ORC.

The validation of the simulation results of the ORC was established on a test rig and is based on measurements. The requirement of a sub-cooling section and the dynamic behaviour of the system are unexpected challenges, while realising the ORC, and are described in detail. A detailed energy and exergy balance is carried out and discussed. Fields for further improvement are identified.

VIII

As the lost heat in the car is typically not constant, high demands for a control of the process are necessary. Due to the strong cross-coupling of the actuators and the control variables, the ORC turns out to be a highly oscillatory system. An approach to a combination of detached and forward feed control is presented.



Inhaltsverzeichnis

Vorwort	III
Kurzfassung	V
Abstract	VII
Abbildungsverzeichnis	XIII
Tabellenverzeichnis	XV
Symbol- und Abkürzungsverzeichnis	XVII
1 Einleitung	1
2 Theoretische Grundlagen	5
2.1 Hauptsätze der Thermodynamik	5
2.2 Exergie und Anergie	6
2.3 Thermodynamische Zustandsänderungen	7
2.4 Wärmeübertragung	8
2.5 Die Wärmekraftmaschine	9
2.6 Der Carnot-Prozess	10
2.7 Der Dampfkraftprozess	12
3 Stand der Technik	17
4 Prozess- und Komponentenauslegung	21
4.1 Simulations- und Berechnungswerkzeuge	21
4.2 Berechnungsmodelle	22
4.2.1 Pumpe	24
4.2.2 Verdampfer	24
4.2.3 Expansionsmaschine	25
4.2.4 Kondensator	31
4.3 Methode zur Ermittlung der optimalen Prozessführung	31



4.3.1	Randbedingungen im Kfz	31
4.3.2	Methode zur Ermittlung einer unter gegebenen Randbedingungen optimalen Prozessführung	33
4.4	Medienauswahl	34
4.5	Auslegung des ORC	41
4.6	Simulationsergebnisse für die Prozessführung mit R134a	43
4.6.1	Simulationsmodell	43
4.6.2	Variationsrechnung Verdampfer	45
4.6.3	Ergebnisse Gesamtprozess	48
4.7	Komponentenauslegung	57
4.7.1	Pumpe	57
4.7.2	Verdampfer	59
4.7.3	Expander	61
4.7.4	Kondensator, Sammler und Unterkühlung	66
5	Experimentelle Untersuchungen	69
5.1	Versuchsaufbau	69
5.2	Versuchsbetrieb und Stationärvermessung	73
5.2.1	Bilanzierung eines ausgewählten Betriebspunktes	73
5.2.2	Untersuchung Betriebsverhalten im gesamten Kennfeld	78
5.3	Abgleich von Simulation und Messung	81
5.3.1	Bilanzierung eines ausgewählten Betriebspunktes	81
5.3.2	Untersuchung Betriebsverhalten im gesamten Kennfeld	84
5.4	Dynamisches Systemverhalten	85
5.5	Prozessregelung	87
6	Ausblick	93
A	Medienvergleich	95
B	Stoffdaten von R134a	127
C	Messdaten	131
D	Sensorgenauigkeit und Fehlerrechnung	149
E	TIL Bibliothek	153
	Literaturverzeichnis	157
	Lebenslauf	169

Abbildungsverzeichnis

1.1	Abgastemperaturen verschiedener Fahrzeuge / Motorisierungen bei 50 km/h Konstantfahrt	2
1.2	Abgastemperaturen verschiedener Fahrzeuge / Motorisierungen bei 130 km/h Konstantfahrt	3
2.1	Pinch Point im Gegenstromwärmeübertrager	9
2.2	Energieumsatz in einer Wärmekraftmaschine (WKM) mit zu- und abgeführten Energieströmen [Has10]	9
2.3	Der Carnot-Prozess im T - s -Diagramm	11
2.4	Exergieaufnahme und Exergieverlust bei einem Carnot-Prozeß für die Wärmekraftmaschine, dargestellt im η_C - $\dot{H}$ -Diagramm. Exergieangebot durch Verbrennungsgas [BK06]	12
2.5	Schaltbild einer einfachen Dampfkraftanlage [Fra04]	13
2.6	Realer und idealer Clausius-Rankine-Prozess im T - s -Diagramm	14
2.7	Sattdampfkurve eines a) „trockenen“ Mediums (R113), b) isentropen Mediums (R12) und c) „nassen“ Mediums (R718)	15
4.1	Irreversible adiabate Expansion und reversible, isentrope Expansion im h - s -Diagramm	26
4.2	Expansion im Scrollexpander im p - h -Diagramm von R134a	27
4.3	Expansion im p - V -Diagramm	28
4.4	Effektiver Prozesswirkungsgrad als Funktion von spezifischer Enthalpie und Druck am Expandereintritt	34
4.5	Volumetrische Leistungsdichte des ORC über dem spezifischen Volumenstrom am Kondensatoreintritt	38
4.6	Enthalpiedifferenz, Druck- und Expansionsverhältnis der benötigten Expansionsmaschine	40
4.7	Global Warming Potential der untersuchten Medien	41
4.8	Spinnendiagramm zum Vergleich von R600, R600a, R290, R1234yf und R134a	42
4.9	Screenshot des Simulationsmodells	44



4.10	Effektiver Prozesswirkungsgrad als Funktion von spezifischer Enthalpie und Druck am Expandereintritt	45
4.11	Lokale Reynoldszahl über der normierten Rohrlänge für verschiedene Rohrleitungsdurchmesser	46
4.12	Wärmeübergangskoeffizient α über der normierten Rohrlänge für verschiedene Rohrleitungsdurchmesser	47
4.13	Strömungsdruckverlust innerhalb des Verdampfers über der normierten Rohrlänge für verschiedene Rohrleitungsdurchmesser	47
4.14	Balkendiagramm benötigter Rohrleitungslänge in Abhängigkeit des Rohrleitungsdurchmesser bei gleicher Wärmeübertragungsleistung . . .	48
4.15	Ergebnisse der Simulation des Gesamtprozesses	49
4.16	Sankey-Diagramm der Energieströme auf Basis der Simulationsrechnungen	51
4.17	Sankey-Diagramm der Exergieströme auf Basis der Simulationsberechnungen	55
4.18	Schnittbild des Pumpenkopfes [LEW11]	58
4.19	Berechnete Massenstromdichte am Nennleistungspunkt über dem Rohrdurchmesser	60
4.20	Rohrwendel des Verdampfers	61
4.21	Arbeitsprinzip des verwendeten Scrollexpanders	65
4.22	Foto eines zerlegten Scrollexpanders	67
4.23	Schematische Darstellung der Funktionsweise eines Hochdrucksammlers	68
5.1	Foto des Prüfstandsaufbaus	69
5.2	Schematische Darstellung des Versuchsaufbau	70
5.3	Ergebnisse der Vermessung des Gesamtprozesses	74
5.4	Sankey-Diagramm der Energieströme eines stationären Betriebspunktes	75
5.5	Sankey-Diagramm der Exergieströme eines stationären Betriebspunktes	77
5.6	Effektiver Wirkungsgrad des ORC als Funktion von Druck und spezifischer Enthalpie am Expandereintritt	78
5.7	Druck am Kondensatoreintritt über der spezifischen Enthalpie am Expandereintritt	79
5.8	Volumetrischer Wirkungsgrad des Expanders über dem Expansionsverhältnis ρ_3/ρ_4	80
5.9	Gesamtwirkungsgrad der Expansionsmaschine über dem Druckverhältnis	81
5.10	Abgleich Simulation und Messung	82
5.11	Thermischer Wirkungsgrad des ORC: Differenz zwischen Simulations- und Messergebnis	85
5.12	Dynamisches Systemverhalten: Messung einer Sprungvorgabe in der Pumpenansteuerung	86
5.13	Dynamisches Systemverhalten: Messung einer Sprungvorgabe in der Belastung des Expanders	88



5.14	Blockschaltbild des ORC (Mehrgrößensystem) mit Regelung	90
5.15	Blockschaltbild der Regelung des ORC	91
B.1	p - h -Diagramm von R134a [Nat10]	127
B.2	T - h -Diagramm von R134a [Nat10]	128
B.3	T - s -Diagramm von R134a [Nat10]	129
E.1	Zellmodellierung des Abgaswärmetauschers (Verdampfers) [TI07]	153



Tabellenverzeichnis

2.1	Thermodynamische Zustandsänderung realer Gase und Dämpfe [Gie89]	7
4.1	Gegenüberstellung von komplexem und einfachem Berechnungsmodell	23
4.2	Medien- und Prozesseigenschaften verschiedener Prozessmedien	36
4.3	Stoff- und Transportdaten des ORC mit dem Arbeitsmedium R134a am ausgewählten Betriebspunkt	49
4.3	Stoff- und Transportdaten des ORC mit dem Arbeitsmedium R134a am ausgewählten Betriebspunkt	50
4.4	Umgebungsreferenz für die Berechnung der Energie- und Exergieströme des Kältemittels.	50
4.5	Technische Daten der Kolbenpumpe [LEW11]	59
4.6	Bauarten von Expansionsmaschinen	63
4.7	Geometrische Daten des Scroll Expanders [Obr11]	66
5.1	Leistungsberechnung eines Drehstrom-Synchron-Generators in Stern- /Dreieck-Schaltung	71
5.2	Abgleich von Simulation und Messung	83
C.1	Messgrößen	131
C.2	Messdatenübersicht	133
D.1	Verwendete Sensoren	150
D.2	Fehlerrechnung an einem Beispielbetriebspunkt	152





Symbol- und Abkürzungsverzeichnis

Abkürzungen

AÖ	Auslassventil öffnet
AWT	Abgaswärmetauscher
DPF	Dieselpartikelfilter
ES	Einlassventil schließt
EXP	Expander
GWP	Erderwärmungspotential (engl.: Global Warming Potential)
Kat	Kathalysator
Kond	Kondensator
ODP	Ozonabbaupotential (engl: Ozone Depleting Potential)
TDI	Kürzel für Dieselmotoren mit Direkteinspritzung und Turboaufladung
TFSI	Twincharged Fuel Stratified Injection/Turbocharged Stratified Injection
ÜH	Überhitzung
UK	unterkritische Prozessführung
ÜK	überkritische Prozessführung
WKM	Wärmekraftmaschine

Kältemittel

R11	Trichlorfluormethan
R113	1,1,2-Trichlor-1,2,2-Trifluorethan
R12	Dichlordifluormethan
R123	2,2-Dichlor-1,1,1-Trifluorethan
R1234yf	2,3,3,3-Tetrafluoroprop-1-ene
R125	Pentafluorethan
R1270	Propylen
R134a	1,1,1,2-Tetrafluorethan
R143a	1,1,1-Trifluorethan



R152a	1,1-Difluorethan
R218	Octafluorpropan
R227ea	1,1,1,2,3,3,3-Heptafluorpropan
R236ea	1,1,1,2,3,3,3-Hexafluorpropan
R236fa	1,1,1,3,3,3-Hexafluorpropan
R245ca	1,1,2,2,3-Pentafluorpropan
R245fa	1,1,1,3,3-Pentafluorpropan
R290	Propan
R32	Difluormethan
R410a	50% R32 / 50% R125
R600	Butan
R600a	Isobutan (2-methylpropane)
R601	Pentan
R601a	Isopentan (2-methylbutane)
R717	Ammoniak
R718	Wasser
RC318	Octafluorcyclobutan

Lateinische Buchstaben

A	m^2	Fläche
c_p	J/kg K	spezifische isobare Wärmekapazität
c_v	J/kg K	spezifische isochore Wärmekapazität
D	m	Durchmesser
E	J	Gesamtenergie eines Systems
$\dot{E}$	W	Energiestrom
$\dot{E}_{\text{Ex}}$	W	Exergiestrom
$\dot{E}_{\text{Ex,Verl}}$	W	Exergieverluststrom
$\dot{E}_{\text{Ex,Verl,WÜ}}$	W	Exergieverlust bei Wärmeübertragung
f	Hz	Frequenz
G	-	Übertragungsglied
g	m/s^2	Erdbeschleunigung ($g=9,81 \text{ m/s}^2$)
h	J/kg	spezifische Enthalpie
h^+	J/kg	spezifische Totalenthalpie
H	J	Enthalpie
$\dot{H}$	W	Enthalpiestrom
I	A	Strom (Außenleiter)
I_{Str}	A	Strom (Strang)
J	kg m^2	rotatorisches Trägheitsmoment
k	-	Isentropenexponent
k	$\text{W/m}^2 \text{ K}$	Wärmedurchgangskoeffizient



M	Nm	Drehmoment
m	kg	Masse
$\dot{m}$	kg/s	Massenstrom
n	min ⁻¹	Drehzahl
Nu	-	Nusselt-Zahl
P	W	Leistung
p	Pa	Druck
Pr	-	Prantl-Zahl
Q	J	Wärme
$\dot{Q}$	W	Wärmestrom
q	J/kg	spezifische Wärme
$\dot{q}$	J/kg s	Wärmestromdichte
R	Ω	Widerstand
R	K/W	Widerstandsbeiwert
Re	-	Reynolds-Zal
S	J/K	Entropie
$\dot{S}$	W/K	Entropiestrom
$\dot{S}_Q$	W/K	Entropietransportstrom
$\dot{S}_{irr}$	W/K	Entropieproduktionsstrom
s	J/kg K	spezifische Entropie
s_{irr}	J/kg K	spezifische Entropieerzeugungsrate
T	K	thermodynamische Temperatur
T_m	K	thermodynamische Mitteltemperatur der Wärmeübertragung
t	s	Zeit
U	V	Spannung (Außenleiter)
U_{Str}	V	Spannung (Strang)
V	m ³	Volumen
$\dot{V}$	m ³ /s	Volumenstrom
v	m ³ /kg	spezifisches Volumen
W	J	Arbeit
w	J/kg	spezifische (volumenänderungs-) Arbeit
w_t	J/kg	spezifische technische Arbeit
w	m/s	Geschwindigkeit
X	%	(Massen-) Anteil
x	-	Dampfgehalt
Y	J/kg	spezifische Pumpenarbeit
z	m	Höhe

**Griechische Buchstaben**

α	$\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$	Wärmeübergangskoeffizient
α	rad/s^2	Winkelbeschleunigung
δ	m	Wandstärke
Δh_v	J/kg	spezifische Verdampfungsenthalpie
Δh_{is}	J/kg	isentropie Enthalpiedifferenz
ϵ	-	Expansionsverhältnis
η	Pa s	dynamische Viskosität
η	-	(energetischer) Wirkungsgrad
η_{C}	-	Carnot-Faktor/Carnot-Wirkungsgrad
η_{th}	-	thermischer Wirkungsgrad einer Wärmekraftmaschine
η_{is}	-	isentropischer Wirkungsgrad
κ	-	Isentropenexponent idealer Gase
λ	-	Luftverhältnis einer Verbrennung
λ	-	Rohrreibungszahl
λ	$\text{W}/\text{m K}$	Wärmeleitfähigkeit
ν	m^2/s	kinematische Viskosität
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit
π	-	Druckverhältnis
φ	-	relative Feuchte
$\cos(\varphi)$	-	Wirkfaktor
Φ	$\text{kg}/\text{m}^2 \text{s}$	Massenstromdichte
ρ	kg/m^3	Dichte
ϑ	$^{\circ}\text{C}$	Celsius-Temperatur
ζ	-	Druckverlustbeiwert
ζ	-	exergetischer Wirkungsgrad

Indizes

,	Eintrittsgröße
”	Austrittsgröße
1,2,3,...	Zustände 1,2,3,...
A	Abgas
a	aus
ab	abgeführt
An	Anergie
C	Carnot
chem	chemisch
CR	Clausius-Rankine
DB	Dittus-Boelter



e	ein
Eig	Eigenbedarf
eff	effektiv
el	elektrisch
Ex	Exergie
Exp	Expander
geom	geometrisch
ges	gesamt
GN	Gnielinski
gr	groß
H	Heißseite
hyd	hydraulisch
in	innere
irr	Irreversibilität
is	isentrop
K	Kaltseite
kin	kinetisch
kl	klein
Kond	Kondensator
krit	Kritischer Punkt
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
L	Luft
m	mechanisch
m	Mittel-, mitlere
N	Nenn-
pot	potentiell
ref	Kältemittel
rel	relativ
rev	reversibel
t	technisch
th	thermisch
U	Umgebung
UK	Unterkühlung
verl	Verlust
vol	volumetrisch
WÜ	Wärmeübertragung
zu	zugeführt



Kapitel 1

Einleitung

Seit mittlerweile 125 Jahren werden PKW von Verbrennungsmotoren angetrieben. Neben einer Perfektion der Technik standen im Laufe der Zeit verschiedenste Maxime bei der Weiterentwicklung neuer Motoren im Lastenheft. In den 70er Jahren waren für die Motorenentwickler Leistungs- und Komfortsteigerungen Triebfedern für Neuentwicklungen, zu Beginn der 90er Jahre war es die Reduzierung der Emissionen. Spätestens jedoch seit Verabschiedung der Agenda 21 und des Kyoto-Protokolls sind es die Treibhausgase und in Zukunft wird es die Verknappung der fossilen Energieträger sein [FBK⁺, HESS06]. Ein zusätzlicher Antrieb wird von der Bundesregierung durch die neue Kraftfahrzeugsteuer gegeben, welche 2009 in Kraft trat und neben Hubraum, Emissionsklasse und Treibstoffart jetzt auch den CO₂-Ausstoß berücksichtigt und besteuert [Reg11].

Auf die Forderung nach einer Effizienzsteigerung des Antriebes erfolgten Entwicklungen zur Optimierung von Verbrennung und Gemischbildung, als auch Maßnahmen zur Reduzierung der Reibung und Optimierung des Antriebsstranges [BS05]. Dem motorischen Wirkungsgrad sind jedoch konzeptbedingte Grenzen gegeben, so dass dessen Wirkungsgrad eine maximale Größe von ca. 40% erreichen kann [BS05]. Die restliche, dem Motor über den Kraftstoff zugeführte Energie, geht ungenutzt über Abgas und Kühlmittel in Form von Wärme an die Umgebung verloren [Lie09]. Maßnahmen der direkten Nutzung thermischer Energie zum Beheizen des Fahrzeuginnenraums, ja sogar des Beheizens einzelner Fluide und Komponenten im Antriebsstrang und eine hiermit verbundene Minimierung der Reibleistung stellen den Stand der Technik dar und werden lediglich noch bezüglich einer geschickten Wärmeverteilung optimiert [BAYJ09, TT07, Hep11]. Diese haben jedoch ausschließlich während der Warmlaufphase, bzw. bei geringen Außentemperaturen einen Nutzen. Eine Wandlung der motorischen Abwärme in höherwertige Energieformen offeriert ein deutlich höheres Potential, den Kraftstoffverbrauch dauerhaft zu reduzieren. Die folgenden Energieformen sind in heutigen Kraftfahrzeugen von Bedeutung:

- mechanische Energie (zur Entlastung des Antriebsmotors oder zur Wandlung in elektrische Energie mittels Generator)
- elektrische Energie (zum Antrieb bei Hybridfahrzeugen und zur Entlastung des Bordnetzes)
- Wärme (zum Beheizen der Fahrgastzelle und von Komponenten des Antriebsstranges)
- Wärme (in Form von Kälte zur Klimatisierung der Fahrgastzelle und zum Kühlen von Komponenten des Antriebsstranges)

Die energetischen Verluste des Verbrennungsmotors teilen sich zu etwa gleichen Teilen auf das Kühlwasser und auf das Abgas auf [BS05, Hey89]. Die Abbildungen 1.1 und 1.2 zeigen den Abgastemperaturverlauf entlang des Abgasstranges von Fahrzeugen mit identischen Karossen und unterschiedlichen Motorisierungen bei jeweils konstanten Geschwindigkeiten von 50, respektive 130 km/h. Die thermische Energie des Abgases ist sowohl beim Otto-, als auch beim Dieselmotor betragsmäßig etwa gleich groß, sie unterscheiden sich jedoch in den Temperaturen stark. Entlang des Abgasstranges nimmt die Temperatur zudem aufgrund von Konvektions- und von Strahlungsverlusten stark ab.

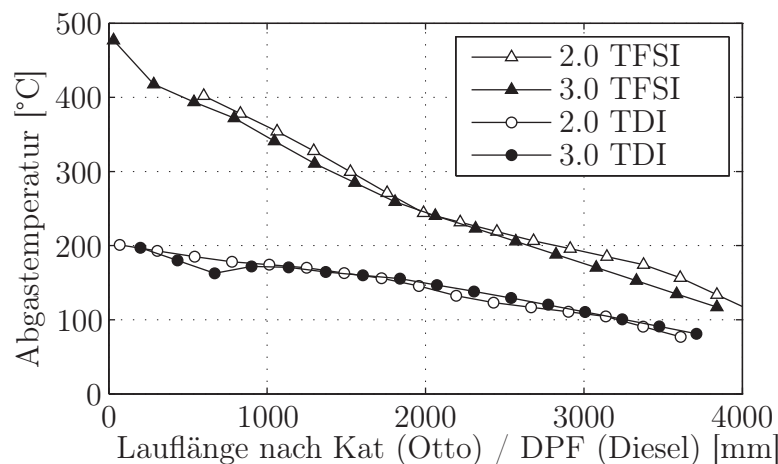


Abbildung 1.1 – Abgastemperaturen verschiedener Fahrzeuge / Motorisierungen bei 50 km/h Konstantfahrt entlang des Abgasstranges, gemessen bei 13°C Umgebungstemperatur

Betrachtet man im Vergleich zum Abgas das Kühlwasser, mit einer Betriebstemperatur von 90–105°C, so ist offensichtlich, dass die absolute Exergie des Abgases deutlich höher ist, als die des Kühlwassers und ein mittels Kühlwasserwärme angetriebener Energiewandlungsprozess gemäß Carnot, einen geringeren thermischen Wirkungsgrad haben muss. Die Wandlung der thermischen Energie des Abgases in höherwertige Energieformen scheint somit günstiger.

In der Literatur werden verschiedene Verfahren der Wandlung von thermischer in höherwertige Energie diskutiert. Die wohl scharmanteste ist die direkte Wandlung in

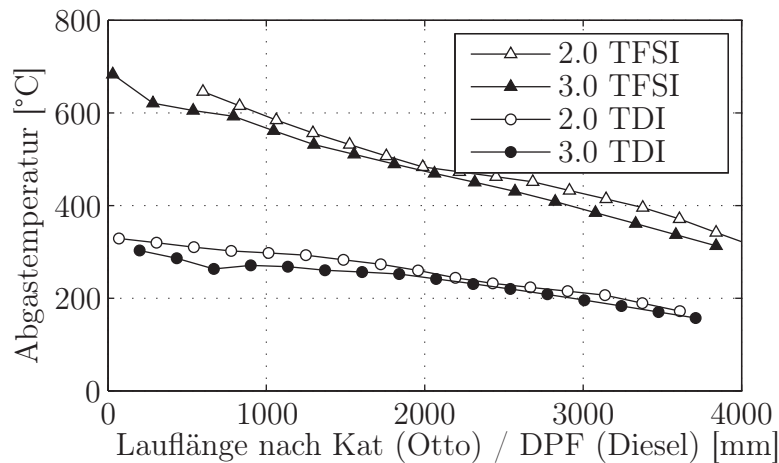


Abbildung 1.2 – Abgastemperaturen verschiedener Fahrzeuge / Motorisierungen bei 130 km/h Konstantfahrt entlang des Abgasstranges, gemessen bei 13°C Umgebungstemperatur

elektrische Energie mittels Seebeck-Effekt, da die Konvertierung von Wärme in elektrischen Strom ohne bewegliche Teile und allein aufgrund materialintrinsischer Eigenschaften erfolgt [DRHS09]. Es werden hierbei unterschiedlich dotierte in Reihe verschaltene Halbleiter zwischen zwei Keramikelementen angeordnet. Die eine Keramik wird direkt oder indirekt durch das Abgas beheizt, die andere mittels Wasser oder Luft gekühlt und an den Enden der Reihenschaltung kann elektrischer Strom abgegriffen werden.

Allen gemein ist, dass sich seitens der Halbleiter nur bei konstanten, und werkstoffabhängig optimalen Temperaturen auf Hoch- und Niedertemperaturseite maximale Wirkungsgrade ergeben. Des weiteren sind die Module je nach verwendetem Halbleiter nur eingeschränkt thermisch stabil und verlieren bei Überhitzung ihre thermoelektrischen Eigenschaften [EHH09]. Für komplett integrierte Systeme wurden bisher Wirkungsgrade von 3,9–11% am Nennauslegungspunkt ermittelt [EHH09, DRHS09, BLL⁺09, Wei09]. In einem Versuchsaufbau von [ML09] wurden Systemwirkungsgrade bei durchschnittlichen Fahrzyklen von maximal 3% erzielt. Bislang stehen einem wirtschaftlichen Einsatz im PKW die hohen Kosten der seltenen Erden und die komplexen Produktionsprozesse entgegen [Pat08, Boe08].

Eine weitere, aber weniger intensiv diskutierte Möglichkeit ist die Erzeugung von Kälte. Im automotiven Bereich wird hier insbesondere das Verfahren von Adsorptionskälteanlagen diskutiert. In [Gra08] wird die Integration eines Zweibettadsorbers in einen PKW dargestellt. Der erzielte coefficient of performance (COP) liegt hierbei im Bereich von 0,3–0,4. Als spezifische Leistung sind hier Werte von 2–3 dm³/kW Adsorbens angegeben. In [BKL09] werden, je nach Adsorbens, spezifische Kälteleistungen von 20–70 W/dm³ und ein COP von 0,15 angegeben. Diese geringen Leistungsdichten führen in

der Praxis für nutzbare Kühlleistungen zu Anlagenvolumina $>50\text{ l}$, was in einem PKW aus heutiger Sicht nicht wirtschaftlich integrierbar ist.

Eine aus heutiger Sicht viel versprechende Möglichkeit zur Wandlung von Abwärme in höherwertige Energie ist mit Hilfe von thermodynamischen Kreisprozessen, wobei hier insbesondere der Organic-Rankine-Cycle (ORC) zum Tragen kommt.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, eine Methode herzuleiten, die es dem Entwickler ermöglicht, einen ORC für ein Kfz auszulegen und letztendlich zu realisieren. Die für einen thermodynamischen Kreisprozess erforderlichen Randbedingungen werden definiert, wobei hier insbesondere Augenmerk auf die besonderen Umstände im Kfz gelegt wird. Es wird ein Prozess vorgestellt der es ermöglicht, unter gegebenen Randbedingungen, die letzten Freiheitsgrade bezüglich der Prozessführung hinsichtlich eines maximalen Prozesswirkungsgrades auszuschöpfen. Es werden mehr als 30 für Kreisprozesse geläufige Medien auf Basis von Berechnungen verglichen und bewertet.

Für einen konkreten Anwendungsfall erfolgt die Umsetzung eines ausgewählten Prozesses, wobei hier insbesondere auf die Auslegung von Komponenten und des Gesamtsystems eingegangen wird. Der Prozess wird stationär am Prüfstand vermessen und sowohl energetisch, als auch exergetisch bilanziert. Neben der stationären Vermessung des Prozesses erfolgt eine dynamische Vermessung, mit der ein erster Ansatz einer Regelung vorgestellt wird. Es werden die Potentiale zur Rückgewinnung der Abgaswärme aufgezeigt, als auch die vorhandenen Schwachstellen und Verbesserungspotenziale des Kreisprozesses. Ein besonderer Augenmerk wird auf die Besonderheiten der Integration eines Dampfkraftprozesses in einem PKW gelegt, wobei der abgasseitige Druckverlust nicht betrachtet wird.

Kapitel 2

Theoretische Grundlagen

2.1 Hauptsätze der Thermodynamik

Der erste Hauptsatz der Thermodynamik beschreibt das Prinzip der Erhaltung der Energie. Jedes System besitzt eine extensive Zustandsgröße, die Energie E , wobei diese sich aus der Summe aus innerer Energie U , kinetischer Energie E_{kin} , potentieller Energie E_{pot} , elektrischer Energie E_{el} , nuklearer Energie E_{nuk} , Gravitationsenergie E_{grav} und chemischer Energie E_{chem} berechnet. Die Energie eines Systems kann sich nur durch Energietransport über die Systemgrenze ändern. [BK06]

Für die Energie gilt ein Erhaltungssatz. Die allgemeine Form des 1. Hauptsatzes als Leistungsbilanz für ein offenes, thermodynamisches, instationäres System mit der Gesamtenergie E lautet gemäß [Kab06]:

$$\frac{dE}{dt} = \sum \dot{Q} + \sum P + \sum_{\text{ein}} \dot{m}_e \left(h + \frac{w^2}{2} + g \cdot z \right)_e - \sum_{\text{aus}} \dot{m}_a \left(h + \frac{w^2}{2} + g \cdot z \right)_a \quad (2.1)$$

In Worten besagt diese Gleichung, dass sich die zeitliche Änderung der Energie E eines offenen Systems durch die Summe aller dem System zugeführten Wärmestrom- und Leistungsterme (mechanische und elektrische) und die mit den eintretenden (Index e) und austretenden (Index a) Massenströmen mitgeführte Energie ergibt. Ändert sich das Volumen des Bilanzraumes mit der Zeit, muss auch Volumenänderungsleistung berücksichtigt werden. Ein dem System zugehender Wärmestrom $\dot{Q}$ bzw. zugehende Leistung P wird positiv gewertet, abgehende negativ [Kab06].

Der zweite Hauptsatz der Thermodynamik: Jedes System besitzt eine extensive Zustandsgröße Entropie S . Die Entropie eines Systems ändert sich gemäß [BK06]:

- durch Wärmetransport über die Systemgrenze
- durch Stofftransport über die Systemgrenze

- durch irreversible Prozesse im Inneren des Systems (Entropieerzeugung), das sind insbesondere Wärmeübergang bei endlicher Temperaturdifferenz und Reibung.

Die Entropie ist daher keine Erhaltungsgröße. Die mit der Wärmeenergie dQ über die Systemgrenze transportierte Entropie dS_Q berechnet sich gemäß Gleichung 2.2. Hierbei ist T die thermodynamische Temperatur an der Stelle der Systemgrenze, an der dQ übergeht.

$$dS_Q = \frac{dQ}{T} \quad (2.2)$$

Die allgemeine Entropiebilanz für ein offenes instationäres System lautet gemäß [Luc07]:

$$\frac{dS}{dt} = \sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \sum_{\text{ein}} (\dot{m}_e \cdot s_e) - \sum_{\text{aus}} (\dot{m}_a \cdot s_a) + \dot{S}_{\text{irr}} \quad (2.3)$$

Die durch irreversible Prozesse im Inneren des Systems erzeugte Entropie S_{irr} ist niemals negativ. Sie ist für reversible (ideale) Prozesse des Systems null. Mechanische und elektrische Energie sind am Entropietransport nicht beteiligt und erweisen sich als entropiefreie Energien.

2.2 Exergie und Anergie

Ableitend aus dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik lässt sich der Begriff der Exergie E_{Ex} definieren. Sie ist der Anteil der Energie, welcher sich in jede andere Energieform, insbesondere Arbeit wandeln lässt, wenn das System in einen Gleichgewichtszustand mit der Umgebung gebracht wird. Sie setzt sich zusammen aus uneingeschränkt wandelbaren Energien, wie z. B. mechanischen Energien, sowie allen Formen der Arbeit und aus bedingt wandelbaren Energien, wie z. B. der Wärme und der thermischen inneren Energie eines Stoffstromes. Die Exergie ist keine Erhaltungsgröße und stets abhängig von den Bezugsgrößen, zumeist der Umgebungstemperatur und der Temperatur des betrachteten Energiestromes [Luc07, BK06].

Der nicht wandelbare Teil der Energie wird als Anergie E_{An} bezeichnet. Die Summe aus Exergie und Anergie entspricht der Energie. Bei der Wandlung von Energie wird stets Exergie in Anergie gewandelt. Hat ein System keine Exergie, sondern nur noch Anergie, so ist es nicht mehr im Stande, Arbeit zu verrichten oder Wärme zu transportieren.

$$E = E_{\text{Ex}} + E_{\text{An}} \quad (2.4)$$

Unabhängig von der Umgebung in andere Energieformen wandelbare Größen sind die technische Arbeit, Nutzarbeit, potentielle Energie, kinetische Energie und elektrische Energie. Wärme ist nur bedingt wandelbar und besteht aus Exergie und Anergie.

Die Exergie eines Stoffstromes berechnet sich durch Anwendung des ersten und zweiten Hauptsatz gemäß [BK06] mit der Umgebung (Index U) als Referenz zu:

$$e_{\text{Ex}} = (h - h_{\text{U}}) - T_{\text{U}} \cdot (s - s_{\text{U}}) + \left(\frac{w^2}{2} - \frac{w_{\text{U}}^2}{2} \right) + g \cdot (z - z_{\text{U}}) \quad (2.5)$$

Hierbei ist die Exergie der Wärme anhand der mittleren Temperatur T_{m} , bei der der Wärmestrom übertragen wird definiert:

$$\dot{E}_{\text{Ex,Q}} = \left(1 - \frac{T_{\text{U}}}{T_{\text{m}}} \right) \cdot \dot{Q} \quad (2.6)$$

2.3 Thermodynamische Zustandsänderungen

Anhand von erstem und zweitem Hauptsatz lassen sich die Wechselwirkungen eines Systems mit seiner Umgebung berechnen. Bedingt durch diese Wechselwirkungen erfolgen Änderungen des Zustandes. In Tabelle 2.1 sind die aus den Hauptsätzen abgeleiteten Beziehungen für verschiedene Zustandsänderungen bezüglich spezifischer Wärme q_{12} , spezifischer technischer Arbeit $w_{t,12}$ und spezifischer Volumenänderungsarbeit w_{12} gelistet.

Tabelle 2.1 – Thermodynamische Zustandsänderung realer Gase und Dämpfe [Gie89]

Zustands- änderung Konstante	spez. Wärme q_{12}	spez. techn. Arbeit $w_{t,12} = \int_1^2 v \, dp$	spez. Volumen- änderungsarbeit $w_{12} = - \int_1^2 p \, dv$
Isobare $p = \text{const.}$	$h_2 - h_1$	0	$p(v_1 - v_2)$
Isochore $v = \text{const.}$	$(h_2 - h_1) - v(p_2 - p_1)$	$v(p_2 - p_1)$	0
Isotherme $T = \text{const.}$	$T(s_2 - s_1)$	$(h_2 - h_1) - T(s_2 - s_1)$	$(h_2 - h_1) - T(s_2 - s_1) - (p_2 v_2 - p_1 v_1)$
Isentrope $s = \text{const.}$	0	$h_2 - h_1$	$(h_2 - h_1) - (p_2 v_2 - p_1 v_1)$

2.4 Wärmeübertragung

Die in einem Wärmeübertrager lokal von einem heißen (Index H) auf ein kaltes (Index K) Medium übertragene Wärme lässt sich anhand des folgenden Ansatzes berechnen [HM06]:

$$\dot{Q} = kA \cdot \Delta T_{\log,m} \quad (2.7)$$

wobei die Wärmedurchgangszahl k die übertragbare Wärme pro Fläche A bei gegebener Temperaturdifferenz beschreibt und sich anhand der Geometrie und der lokalen Strömungseigenschaften berechnen lässt.

$$\frac{1}{kA} = \frac{1}{\alpha_{\text{ref}} \cdot A_{\text{ref}}} + \frac{\delta}{\lambda_m \cdot A_m} + \frac{1}{\alpha_A \cdot A_A} \quad (2.8)$$

λ_m ist die Wärmeleitfähigkeit des Wärmetauschermaterials, δ entspricht der Wandstärke. Der Wärmeübergangskoeffizient α beschreibt die Intensität des Wärmeübergangs von einem strömenden Medium an der Oberfläche. Die logarithmische mittlere Temperaturdifferenz $\Delta T_{\log,m}$ berechnet sich zu:

$$\Delta T_{\log,m} = \frac{\Delta T_{\text{gr}} - \Delta T_{\text{kl}}}{\ln(\Delta T_{\text{gr}}/\Delta T_{\text{kl}})} \quad (2.9)$$

wobei im Falle eines Gegenstromwärmeübertragers

$$\Delta T_{\text{gr}} = T'_H - T''_K \quad (2.10)$$

$$\Delta T_{\text{kl}} = T''_H - T'_K \quad (2.11)$$

und im Falle eines Gleichstromwärmeübertragers

$$\Delta T_{\text{gr}} = T'_H - T'_K \quad (2.12)$$

$$\Delta T_{\text{kl}} = T''_H - T''_K \quad (2.13)$$

Pinch Point Gemäß Gleichung 2.7 ist der Betrag der lokal übertragenen Wärme proportional zur lokalen logarithmischen Temperaturdifferenz, welche einen minimalen Wert nicht unterschreiten sollte. Die Position im Wärmetauscher mit der geringsten Temperaturdifferenz wird allgemein als Pinch Point bezeichnet [SKWF07, BK06, Luc07]. Je geringer die Temperaturdifferenz an diesem Punkt, desto größer muss die Übertragungsfläche sein, um einen einwandfreien Betrieb gewährleisten zu können. In Abbildung 2.1 ist beispielhaft der Temperaturverlauf in einem mit Abgas getriebenen Verdampfer dargestellt. In der linken Abbildung ist eine unterkritische Verdampfung, in der rechten eine überkritische Verdampfung dargestellt.

Der Temperaturverlauf des Wärme abgebenden Abgases ist aufgrund seiner nahezu konstanten spezifischen Wärmekapazität linear über dem Enthalpiestrom. Sehr

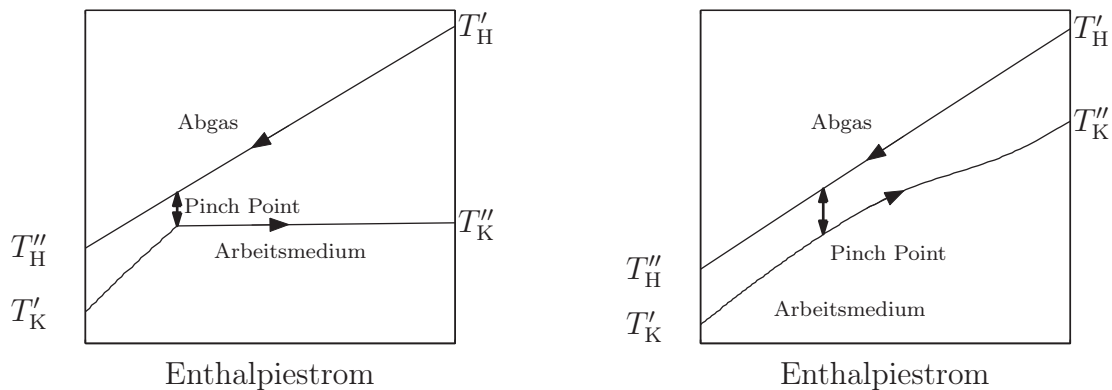


Abbildung 2.1 – Pinch Point im Gegenstromwärmeübertrager – links: unterkritische Verdampfung, rechts: überkritische Verdampfung

deutlich ist in der linken Abbildung zu erkennen, dass die lokale Temperaturdifferenz bei unterkritischer Verdampfung dort am geringsten ist, wo das Arbeitsmedium zu sieden beginnt. Diese lokal geringe Temperaturdifferenz bedingt schlechte Wärmeübertragungseigenschaften und hat zur Folge, dass das Medium absolut betrachtet deutlich weniger hoch erhitzt werden kann, als bei vergleichsweise überkritischer Verdampfung, wie sie in der rechten Abbildung dargestellt ist.

2.5 Die Wärmekraftmaschine

Die Umwandlung von Wärme in Arbeit wird thermodynamisch durch den Prozess einer Wärmekraftmaschine beschrieben, wie sie in Abbildung 2.2 schematisch dargestellt ist. Hierbei wird der Wärmestrom $\dot{Q}_{zu}$ von einem hohen Temperaturniveau T_H durch Abgabe technischer Leistung P_t auf ein niedrigeres Temperaturniveau T_K gebracht.

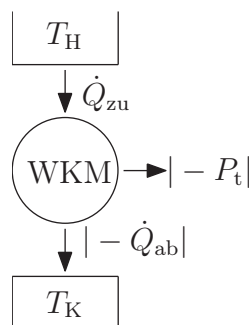


Abbildung 2.2 – Energieumsatz in einer Wärmekraftmaschine (WKM) mit zu- und abgeführten Energieströmen [Has10]

Nach der Energiebilanz ist die von einer im Kreisprozess arbeitenden Wärmekraftmaschine abgegebene Arbeit gleich der Differenz aus zugeführter und abgeführter Wär-

me, siehe Gleichung 2.14. Der thermische Wirkungsgrad definiert sich als Quotient aus abgegebener Leistung und zugeführtem Wärmestrom, vgl. Gleichung 2.15 [Has10].

$$|P_t| = \dot{Q}_{zu} - |\dot{Q}_{ab}| \quad (2.14)$$

$$\eta_{th} = \frac{-P_t}{\dot{Q}_{zu}} \quad (2.15)$$

2.6 Der Carnot-Prozess

Der zweite Hauptsatz der Thermodynamik beschreibt die Durchführbarkeit von Prozessen und lässt sich quantitativ anhand der Zustandsgröße Entropie beschreiben. Jeder Transport von Wärme über Systemgrenzen ist zugleich mit einem Transport von Entropie verbunden, dies gilt selbst bei einem reversiblen Prozess. Der Wärmekraftmaschine wird mit dem eintretenden Wärmestrom auch Entropie zugeführt. Diese muss bei stationären Prozessen stets anhand eines austretenden Wärmestromes abgeführt werden. Die Entropie steigt also bei der Wandlung von Wärme in Arbeit, ungeachtet dessen, ob der Prozess als reversibel oder irreversibel betrachtet wird. Wärme kann also nur beschränkt in Arbeit gewandelt werden. Mit einer Entropiebilanz besteht nun die Möglichkeit, den thermischen Wirkungsgrad einer reversiblen Wärmekraftmaschine präzise anzugeben. Als Referenz-Kreisprozess für Wärmekraftmaschinen wird in der Literatur [BK06, Luc07] häufig der Carnot-Kreisprozess gewählt, welcher schematisch im T - s -Diagramm in Abbildung 2.3 dargestellt ist.

Die Prozessführung ist hierbei durch die folgenden Zustandsänderungen beschrieben:

- 1 $\rightarrow$ 2 isentrope Verdichtung unter Zufuhr technischer Arbeit $W_{t,12}$
- 2 $\rightarrow$ 3 isotherme Wärmezufuhr Q_{23} bei konstant hoher Temperatur T_H
- 3 $\rightarrow$ 4 isentrope Expansion unter Abgabe von technischer Arbeit $W_{t,34}$
- 4 $\rightarrow$ 1 isotherme Wärmeabgabe Q_{41} bei konstant niedriger Temperatur T_K

Der zugeführte Wärmestrom entspricht der schraffierten Fläche unter der Linie T_H , die abgeführte Wärme entspricht entsprechend der Fläche unter der Linie T_K . Die Differenz beider Flächen (1–2–3–4) entspricht der technischen Arbeit $W_{t,34}$. Die Besonderheit des Carnot Prozesses ist, dass die Druckänderungen reversibel erfolgen und die Entropiezunahme des Arbeitsmediums lediglich durch Wärmezufuhr zustande kommt. Der Prozess ist zwar technisch nicht realisierbar, da er aber den theoretisch optimalen Prozess, bezogen auf den thermischen Wirkungsgrad darstellt, orientieren sich alle Wärmekraftmaschinen-Prozesse an dieser Prozessführung. Mit einer konstanten Fluidtemperatur bei Wärmezufuhr-, bzw. Wärmeabfuhr gelten die folgenden Gleichungen gemäß [BK06, Luc07]:

$$Q_{23} = \int_2^3 T \, dS = T_H \Delta S_{23} \quad (2.16)$$

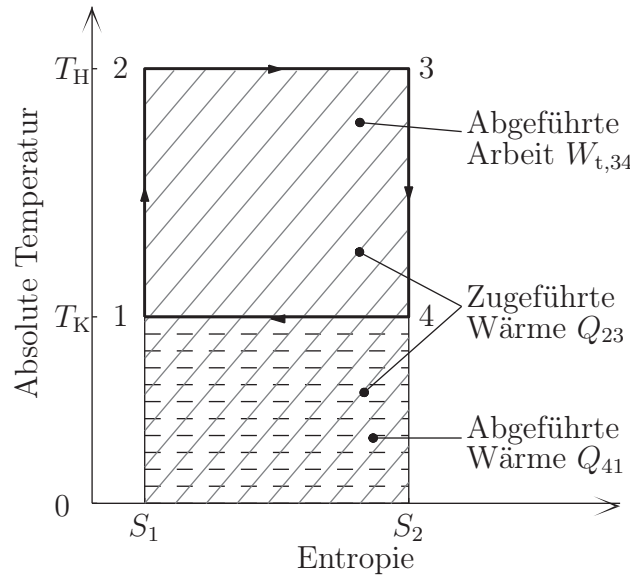


Abbildung 2.3 – Der Carnot-Prozess im T - s -Diagramm

$$|Q_{41}| = \left| \int_4^1 T \, dS \right| = T_K |\Delta S_{41}| \quad (2.17)$$

Aufgrund der konstanten Temperaturniveaus bei Wärmezufuhr, als auch -abfuhr, und der Tatsache, dass $\Delta \dot{S}_{23} = |\Delta \dot{S}_{41}|$, kann die Definition des thermischen Wirkungsgrades auf die Beziehung der Prozesstemperaturen vereinfacht werden:

$$\eta_{\text{th}}^{\text{rev}} = \frac{W_{t,34}}{Q_{23}} = \frac{Q_{23} - |Q_{41}|}{Q_{23}} = \frac{T_H \Delta S_{23} - T_K |\Delta S_{41}|}{T_H \Delta S_{23}} = 1 - \frac{T_K}{T_H} = \eta_C \quad (2.18)$$

In der Praxis lässt sich der Carnot-Prozess aufgrund seiner komplizierten Prozessführung und der Sensitivität bezüglich von Irreversibilitäten wirtschaftlich nicht realisieren. Es steht dem hohen thermischen Wirkungsgrad eine recht schlechte energetische Ausbeute gegenüber. Abbildung 2.4 verdeutlicht diesen Sachverhalt im η_C - $\dot{H}$ -Diagramm. Die abgegebene Wärme eines Verbrennungsgases fällt über einen weiten Temperaturbereich an und ist in der Regel bis zu einer Temperatur von ca. 120°C nutzbar [BK06]. Die Fläche unter der Kurve stellt den Exergiestrom $\dot{E}_Q$ dar. Der Carnot-Prozess nutzt Wärme nur auf einem konstanten Temperaturniveau, so dass alle Wärme höheren Temperaturniveaus zunächst abgekühlt werden muss – Exergie also vernichtet wird¹. Die Wärme unterhalb der oberen Prozesstemperatur kann durch

¹Der Exergieverlust der Wärmeübertragung kann nur durch ein Angleichen des Temperaturverlaufs der thermischen Quelle und dem der Wärmezufuhr des Prozesses reduziert werden. In der Praxis tritt immer ein Exergieverlust bei der Wärmeübertragung auf.

den Carnot-Prozess nicht genutzt werden. Die Energieausbeute ist also von der oberen Prozesstemperatur abhängig und somit umgekehrt proportional zum Wirkungsgrad. Der Prozess steht also im Zielkonflikt zwischen Energieausbeute und thermischen Wirkungsgrad.

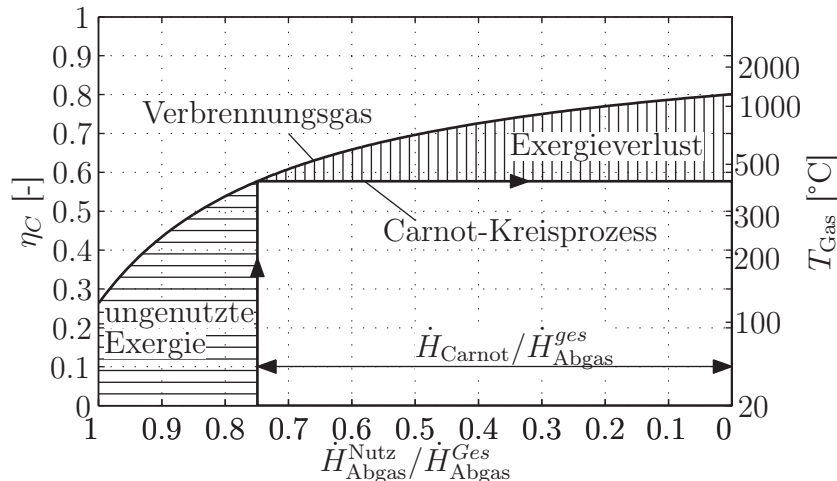


Abbildung 2.4 – Exergieaufnahme und Exergieverlust bei einem Carnot-Prozess für die Wärmekraftmaschine, dargestellt im η_C - $\dot{H}$ -Diagramm. Exergieangebot durch Verbrennungsgas [BK06]

2.7 Der Dampfkraftprozess

Der ideale Clausius-Rankine-Prozess In Anlehnung an den Carnot-Kreisprozess erfanden Clausius und Rankine den nach ihnen benannten, reversiblen Dampfkraftprozess. In Abbildung 2.5 sind schematisch die Komponenten und die Verschaltung eines Clausius-Rankine-Kreisprozesses dargestellt. Die näherungsweise adiabate Pumpe dient zur Förderung des flüssigen Wassers und gleichzeitig zur Druckerhöhung. Es handelt sich bei der Zustandsänderung um einen isentropen Verlauf, bei dem die technische Arbeit $W_{t,12}$ aufgewandt wird. Auf diesem hohen Druckniveau wird das Arbeitsmedium durch Zufuhr von Wärme Q_{23} isobar verdampft. Die Wärmezufuhr erfolgt bei gleitender Medientemperatur, d. h., dass analog zu Abbildung 2.4, ein größerer Teil der zuführbaren Energie tatsächlich genutzt wird und der Exergieverlust bei der Wärmezufuhr somit geringer ist, als bei einem Carnot-Prozess. In der Regel verläuft diese Zustandsänderung durch das Nassdampfgebiet des Arbeitsmediums und ist in diesem Bereich somit isotherm, analog dem Carnot-Prozess. In einer adiabaten Expansionsmaschine wird das Arbeitsmedium unter Abgabe von technischer Arbeit $W_{t,34}$ isentrop auf den Ausgangsdruck expandiert. Im Kondensator wird das gasförmige Medium durch Abgabe von Wärme Q_{41} isobar und größtenteils isotherm verflüssigt und somit wieder

auf den Ausgangszustand gebracht. In Abbildung 2.6 ist die Prozessführung in einem T - s -Diagramm dargestellt.

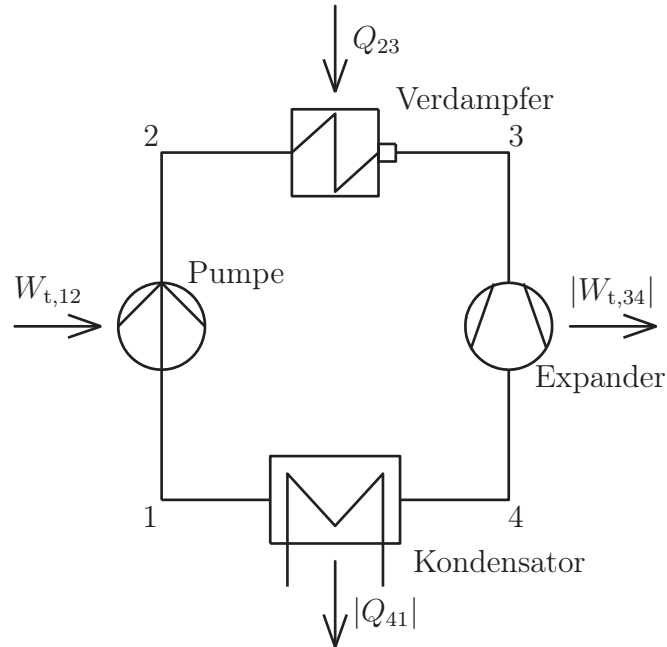


Abbildung 2.5 – Schaltbild einer einfachen Dampfkraftanlage [Fra04]

Der thermische Wirkungsgrad des idealen Clausius-Rankine-Prozesses lässt sich gemäß [Luc07] durch Gleichung 2.19 vereinfacht als Verhältnis der Prozesstemperaturen ausdrücken.

$$\eta_{\text{th,CR}}^{\text{rev}} = \frac{|w_{t,34} - w_{t,12}|}{q_{23}} = 1 - \frac{|q_{41}|}{q_{23}} = 1 - \frac{T_0}{T_{\text{m},23}} = \eta_{\text{C}} \quad (2.19)$$

Die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr $T_{\text{m},23}$ ist hierbei wie folgt definiert:

$$T_{\text{m},23} = \frac{q_{23}}{s_3 - s_2} = \frac{h_3 - h_2}{s_3 - s_2} \quad (2.20)$$

Der reale Clausius-Rankine-Prozess Bei einem realen Dampfkraftprozess treten in allen Komponenten Irreversibilitäten auf. Diese verschlechtern den Gesamtwirkungsgrad, so dass die Betrachtung aus den vorigen Absätzen als ideale Referenz betrachtet, und zur Bewertung jeder einzelnen Komponente, herangezogen werden kann.

In der gesamten Anlage treten nicht zu vernachlässigende Strömungsdruckverluste auf. Insbesondere der Verdampfer und der Kondensator sind hiervon betroffen, so verschlechtern sich die Eigenschaften bei der Wärmeübertragung nicht unerheblich. Pumpe, als auch Expansionsmaschine arbeiten nicht isentrop und insbesondere durch Drossel-, Stoß- und Reibungsvorgänge (Dissipation) steigt die Entropie und die abgegebene Arbeit sinkt. Aufgrund des Energiewandlungsverlustes in der Expansionsmaschine

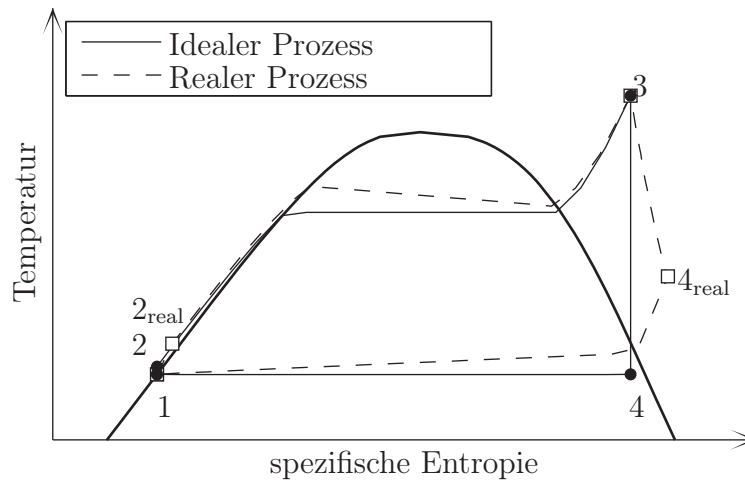


Abbildung 2.6 – Realer und idealer Clausius-Rankine-Prozess im T - s -Diagramm

ist die Temperatur am Austritt höher, als bei idealer Prozessführung. Die vom Kondensator abzuführende Wärme erhöht sich somit [Str06]. Die genannten Effekte sind in Abbildung 2.6 in einem T - s -Diagramm übertrieben dargestellt.

Der Organic-Rankine-Cycle Der Organic-Rankine-Cycle (ORC) ist ein Verfahren des Betriebs von Dampfkraftprozessen, analog zum Clausius-Rankine-Prozess, jedoch mit einem anderen Arbeitsmedium als Wasser. Das Arbeitsmedium ist eine organische Flüssigkeit mit einer in der Regel niedrigeren Verdampfungstemperatur als Wasser. Der ORC kommt vor allem dann zum Einsatz, wenn die zugeführte Wärme auf einem relativ niedrigen Temperaturniveau liegt. Eine Auswahl in Frage kommender Medien ist der Literatur zu entnehmen [SKWF07], bzw. in Kapitel 4.4 zusammengestellt. Bei der Auswahl des Arbeitsmediums sind die Rahmenbedingungen, wie Temperaturniveau der Wärmequelle und der Wärmesenke zu beachten. Um beim Wärmeübergang entstehende Irreversibilitäten möglichst gering zu halten, sollten die Temperaturverläufe von Arbeitsmedium und Wärmequelle möglichst eng verlaufen.

Bei der Bewertung eines Arbeitsmediums wird in der Regel die Sattedampfkurve im T - s -Diagramm betrachtet. Die Sattedampfkurve „trockener“ Medien ist steigend, hierzu gehören in der Mehrzahl höhermolekulare Substanzen wie R113 und R601a. Die Sattedampfkurve „nasser“ Medien ist fallend, hierzu gehören beispielsweise Wasser und Ethanol. Des weiteren gibt es Medien mit einer nahezu senkrechten, also isentropen, Steigung. R600a und R12 sind hier beispielhaft zu nennen. In Abbildung 2.7 sind beispielhaft Medien mit entsprechenden Sattedampfkurven dargestellt.

Der Einsatz eines isentropen, bzw. eines trockenen Arbeitsmediums bringt thermodynamische, als auch mechanische Vorteile mit sich. So kann bei diesen Medien

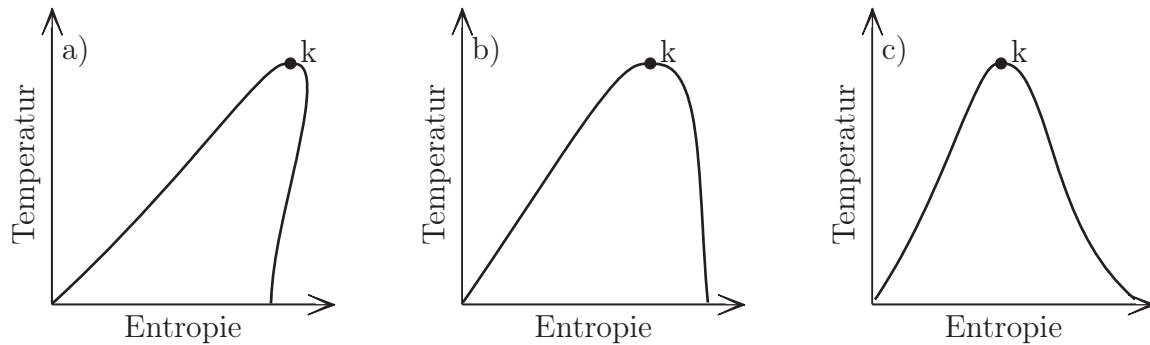


Abbildung 2.7 – Sattdampfcurve eines a) „trockenen“ Mediums (R113), b) isentropen Mediums (R12) und c) „nassen“ Mediums (R718)

die Überhitzung recht gering gehalten werden, ohne dass die isentrope Entspannung in das Nassdampfgebiet erfolgt. Es erfolgt somit keine mechanische Schädigung der Expansionsmaschine durch Tropfenschlag innerhalb der Maschine. Ferner ist die für eine Überhitzung benötigte Wärmeübertragerfläche aufgrund des geringen Wärmeübergangskoeffizienten von Gasen sehr groß. Gleiches gilt für die Kühlung von Gas bei einer Expansion weit in das Gasgebiet hinein, wo das Medium stark überhitzt bleibt. Die reale Expansion sollte somit möglichst parallel zur Sattdampflinie erfolgen, um die Wärmeübertragungsflächen möglichst klein zu halten.



Kapitel 3

Stand der Technik

Basierend auf den Grundlagen der Thermodynamik kommen für die Wandlung von Wärme in Wellenarbeit unterschiedliche rechtsdrehende Kreisprozesse in Frage. Ihnen allen gemein ist, dass ein Arbeitsmedium gefördert, bzw. komprimiert und anschließend erhitzt/verdampft wird, um dann in einer Expansionsmaschine technische Arbeit zu verrichten. Bei einer geschlossenen Prozessführung wird das entspannte Arbeitsmedium gekühlt, bzw. kondensiert und zurück geführt, um so den Kreislauf zu schließen. Bei einer offenen Prozessführung handelt es sich bei dem Arbeitsmedium in der Regel um Luft, welche anstatt gekühlt zu werden schlichtweg durch frische Umgebungsluft ausgetauscht wird. Es handelt sich hierbei um den Joule, bzw. Gasturbinenprozess oder um einen offenen Clausius-Rankine-Prozess. Ein weiteres Unterscheidungsmerkmal der Prozesse ist der Aggregatzustand des Arbeitsmediums. So gibt es Prozesse, deren Arbeitsmedium ausschließlich gasförmig vorliegt, wie in den Stirling-, Ericsson-, oder Joule-Prozessen. Prozesse, bei denen das Arbeitsmedium auch in flüssigem Zustand vorkommt, sind beispielsweise der Rankine- und der Kalina-Prozess.

Für Realisierung eines Energiewandlungsprozesses in einem Fahrzeug liegt der primäre Fokus neben dem Wirkungsgrad auf der Leistungsdichte und der Einfachheit der Anlage. All diese Kriterien scheint der Rankine-Prozess zu erfüllen. Nicht ohne Grund wird dieser als einziger in der Literatur verstärkt diskutiert. Alle anderen Prozesse werden lediglich zu Vergleichszwecken, bzw. der Vollständigkeit halber betrachtet und fallen für weitere Betrachtungen aus genannten Gründen weg [TT07, Quo07, Mol07, Feu08]. Die gegenwärtigsten Prozesse zur Wandlung von Wärme in Wellenarbeit sind der Clausius-Rankine-Prozess, wie er in Dampfkraftwerken zum Einsatz kommt und der Organic-Rankine-Cycle (ORC). Dieser wird im Gegensatz zum Clausius-Rankine-Cycle mit einem anderen Arbeitsmedium als Wasser betrieben. Oftmals ist dies ein organisches Fluid mit einer geringen Siedetemperatur.

Bereits in der Vergangenheit gab es sehr viele Versuche, die thermische Energie des Abgases mittels Dampfkraftprozess in mechanische Arbeit zu konvertieren. Das wohl älteste Beispiel ist die Kitson-Still, eine Lokomotive der 1930er Jahre mit kombiniertem Diesel- und Dampfantrieb. Die Kolben des Dieselmotors waren doppeltwirkend und

wurden von einer Seite mit Diesel und von der anderen Seite mit Dampf beaufschlagt. Mit dieser Technik wurde eine Effizienzsteigerung auf 40% erzielt [The11].

Mittlerweile ist diese Technik im Bereich der Seefahrt vereinzelt in den Serieneinsatz gekommen. Hierbei wird eine Dampfturbine durch Wasserdampf angetrieben. Die erzeugte mechanische Energie wird zum Antrieb eines Generators verwendet, was in Folge ein Stromaggregat ersetzen kann. Die erreichbaren Kraftstoffverbrauchseinsparungen betragen hier 18 g/kWh [BH07].

Für kleinere Fischerbote wird in [LS07] ein überkritischer und mit CO₂ als Arbeitsmedium betriebener ORC mit einem Wirkungsgrad von 14% vorgestellt. Das Gesamtsystem erzielt hierbei Kraftstoffverbrauchseinsparungen von bis zu 10%. Als Expansionsmaschine wird eine Turbine verwendet. Zur Kondensation des Arbeitsmediums wird ein Meerwasserwärmetauscher verwendet.

Im Bereich der Schienenfahrzeuge berichtet [Ber09] von einer Realisierung eines ORC für Dieselmotoren. Die Expansion erfolgt hier mittels Tauchkolbenexpander, welcher die Nebenaggregate antreibt, bzw. der Antriebsunterstützung dient. Als Arbeitsmedium werden hier Silikonöle verwendet.

Aus dem Automobilbereich stammen verschiedenste Veröffentlichungen, welche alle einen starken Forschungscharakter aufweisen und noch fern der Serie sind. In [RSF09, FSO08] wird von einem Clausius-Rankine-Prozess für den automotiven Einsatz berichtet. Als Arbeitsmedium kommt Wasser mit einer maximalen Prozesstemperatur von 300°C zum Einsatz, als Expansionsmaschine wurden sowohl ein Flügelzellenexpander, als auch ein Axialkolbenexpander getestet. Des Weiteren wurde ein mit Ethanol betriebener ORC zur Nutzung von Kühlwasserenthalpie untersucht. Die erzielten Gesamtsystemwirkungsgrade liegen bei bis zu 17%.

[EKK⁺07] berichtet von einer Realisierung im PKW mittels Axialkolbenexpander und Wasser als Arbeitsmedium, die maximale Prozesstemperatur beträgt hier 450°C.

In [SHHB09] wird eine Flügelzelle als Expansionsmaschine eingesetzt. Bei maximalen Prozesstemperaturen von 400°C werden Wirkungsgrade von 15% realisiert.

In [Ehr05] wird die Realisierung eines ORC mit Wasser als Arbeitsmedium vorgestellt. Die erreichbaren Wirkungsgrade betragen 8–15%.

Ein Großteil der Veröffentlichungen aus dem Automobilbereich legen das Hauptaugenmerk auf die Realisierung eines ORC im PKW. Die hierbei in Betracht gezogenen Medien sind oftmals aus der Kraftwerkstechnik oder der Geothermie abgeleitet, so wurden größtenteils Wasser und Ethanol untersucht. Ein umfangreicher Vergleich verschiedenster Arbeitsmedien für die Geothermie wird auf Basis von Berechnungen in [SKWF07, GK10] diskutiert. Die Randbedingungen sind jedoch zum Teil erheblich von denen im PKW abweichend, als dass im PKW höhere Temperaturen seitens der Wärmequelle zur Verfügung stehen, als auch die Baugröße der Komponenten, wie z. B. die des Kondensators, begrenzt ist.

Ein Medienvergleich aus dem Automotive Bereich ist in [CC05] gegeben. Hier wird jedoch als einzige Bewertungsgröße der thermische Wirkungsgrad zu Grunde gelegt, was wie bereits erwähnt, nicht alle Randbedingungen im Automobil abdeckt.

Die Wahl einer geeigneten Expansionsmaschine entscheidet stark über den erzielbaren Gesamtwirkungsgrad eines ORC. Während in Dampfkraftwerken üblicherweise Dampfturbinen eingesetzt werden [Str06], scheint die Entscheidung für eine optimale Maschine im Bereich der geringen Leistungsklasse noch nicht gefallen zu sein.

[AS09] vergleicht hierzu einen Kolbenexpander, eine Axial- und eine Radialturbine. Der isentrope Wirkungsgrad des Kolbenexpanders liegt hier höher als der der Turbine, was jedoch durch die höheren mechanischen Verluste, bedingt durch den Bedarf eines Getriebes wieder ausgeglichen wird. Als großer Unterschied kann jedoch die Drehzahl der beiden Maschinen genannt werden. Die Drehzahl einer Turbine für entsprechend geringe Leistungen liegt im Bereich von $250.000 \text{ } 1/\text{min}$.

[MJC⁺09] vergleicht einen Scrollexpander mit einem Gerotor. Die erreichten Wirkungsgrade, als auch die Nenndrehzahlen stimmen bei beiden Bauarten stark überein.

Die Arbeit von [Hoe09] bevorzugt einen Axialkolbenexpander und unterstreicht hierbei insbesondere die einfache Bauart und den einfachen Betrieb.

Eine Variation der Prozessparameter Verdampfungs- und Überhitzungstemperatur für gegebene Kondensationstemperaturen wird in [SRGF09] für Wasser und Ethanol durchgeführt. Hierbei fällt auf, dass der Hochdruck auf 10 bar limitiert wird. Des weiteren wird auf den Nutzungsgrad der Abgasenergie eingegangen und so ein optimaler Betriebspunkt in Abhängigkeit der Abgastemperatur ermittelt.

[DLBT09] untersucht Wasser, Ethanol und R600a und kommt zu dem Schluss, dass insbesondere der Massenstrom ausschlaggebend für das Maß der wandelbaren Energie ist, da hiervon der Wärmeübergang im Verdampfer und im Kondensator stark abhängt.



Kapitel 4

Prozess- und Komponentenauslegung

4.1 Simulations- und Berechnungswerkzeuge

Die Berechnung eines Organic-Rankine-Cycle gestaltet sich je nach Detaillierungsgrad als mehr oder minder komplex. Insbesondere die genauere Betrachtung des lokalen Wärmeübergangs und des lokalen Druckverlustes in Wärmeübertragern, aber auch die Berechnung der Stoffdaten an sich resultieren in Differentialgleichungssystemen. Durch die Verschaltung verschiedener Komponenten in einem geschlossenen Kreis ergibt sich zudem eine Kopplung der Teilsysteme, was sich in Drehzahl-, Druck-, Enthalpie- und Massenstrombeeinflussungen über die Systemgrenze eines jeden Teilsystems äußert.

Im Bereich der PKW-Klimatisierung hat sich zur Berechnung solch komplexer Differentialgleichungssysteme Dymola/Modelica etabliert. Modelica ist eine objektorientierte Beschreibungssprache für die Abbildung komplexer und domänenübergreifender physikalischer Modelle, die 1997 im Programmiersprachenstandard 1.0 erschien. Die Entwicklung erfolgt bis heute durch eine gemeinnützige Organisation von Modellierern und Softwareentwicklern. Die aktuelle Version hat die Nummer 3.2. Ein in Modelica formuliertes, physikalisches Modell wird von einem Modelica-Translator in ein mathematisches Modell übersetzt und mittels eines Lösungsalgorithmus gelöst. Als grafische Benutzeroberfläche hat sich Dymola etabliert, was es ermöglicht, physikalische Modelle als grafische Objekte darzustellen und diese mittels Konnektoren physikalisch zu verbinden. Diese Verbindungen stellen jedoch im Gegensatz zu anderen Sprachen keine Signalflüsse dar, sie beschreiben vielmehr Gleichungssysteme. Diese Gleichungssysteme können gewöhnliche Differentialgleichungen oder algebraische Gleichungen sein [Dyn09]. Der Modellierer muss sich also nicht mit dem Rechenweg zur Findung der Lösung beschäftigen, sondern lediglich mit der physikalisch korrekten Abbildung eines jeden Teilsystems.

Die Modelica Bibliothek TIL stammt von der TLK-Thermo GmbH und dem Institut für Thermodynamik der Universität Braunschweig. Sie dient der stationären, als auch der dynamischen Berechnung von thermodynamischen Systemen, wobei hier vor-

wiegend Klimaanlage, Wärmepumpen und hydraulische Systeme zu nennen sind. TIL basiert auf einer flachen, offenen und objektorientierten Struktur, was es dem Benutzer ermöglicht jederzeit in alle Untersysteme zu gelangen und auch selbst die Bibliothek zu erweitern, bzw. zu bearbeiten [TI07].

Innerhalb TIL sind für sämtliche verschiedenartige Medien (gas, refrigerant, liquid, moist air, wall, SLE medium) als Grundgeüst für alle Komponenten sogenannten Zellen definiert. Eine Zelle beinhaltet jeweils die Definition eines Wärmeübergangsmodells und die eines Druckverlustmodells, siehe Anhang E. Die Stoff- und die Transportdaten stammen hierbei aus TILMedia.

Angebunden an TIL ist die objektorientierte Modelica Bibliothek TILMedia, welche Berechnungsroutinen der Fluideigenschaften aus REFPROP Datensätzen beinhaltet. Es ist somit möglich, sämtliche Stoffdaten verschiedener Arbeitsmedien als Funktion von (p, h) , (p, T) , (p, s) und (ρ, T) zu berechnen. Des Weiteren ist die Einbindung von feuchter Luft ebenfalls gestattet, so dass die spezifische Wärmekapazität des im Kondensator Wärme aufnehmenden Mediums korrekt abgebildet werden kann. Die REFPROP Stoffdaten stammen von der Thermophysical Properties Division des US-National Institute of Standards and Technology [NIS11].

4.2 Berechnungsmodelle

Bei der Berechnung, bzw. bei der Simulation von Kreisprozessen hängt die Rechengenauigkeit unter anderem von der Detailtiefe des Simulationsmodells ab. Die Simulationsgeschwindigkeit wiederum sinkt mit steigender Detailtiefe. Folglich ist es dienlich, je nach Anwendungsfall, Berechnungsmodelle unterschiedlicher Genauigkeit einzusetzen. Das hier verwendete einfache, stationäre Berechnungsmodell erlaubt eine schnelle Analyse von Prozessen und ist insbesondere für den Vergleich vieler verschiedener Medien und Parameterstudien sehr gut geeignet, da die Rechenzeit hier sehr gering ist. Das komplexe Modell erlaubt es, den Kreisprozess sehr detailliert zu berechnen und hieraus die Komponentenauslegung abzuleiten. Hier sorgt insbesondere die Berechnung von lokalem Wärmeübergang und lokalem Druckverlust für lange Rechenzeiten. Das komplexe Modell ist ferner in der Lage, das Systemverhalten dynamisch abzubilden, wogegen das einfache Modell lediglich stationäre Betriebszustände abbildet. Neben der Berechnung der benötigten Wärmeübertragungsflächen dient das Modell zugleich der Ermittlung der benötigten Füllmasse und Auslegung des Sammlers, vgl. Kapitel 4.7.4. Des Weiteren ist es möglich, anhand des komplexen Berechnungsmodells das Regelungskonzept des Kreisprozesses zu testen. In Tabelle 4.1 werden die Eigenschaften der beiden verwendeten Simulationsmodelle gegenübergestellt.

Tabelle 4.1 – Gegenüberstellung von komplexem und einfachem Berechnungsmodell

Komponente/ Eigenschaft	einfaches Modell	komplexes Modell
Rohrleitungen	vernachlässigt	5 Zellen
Wärmeübertrager	≤ 5 Zellen	5-50 Zellen
Druckverlust	konstant	Wagner [Wag01]
Wärmeübergang	konstant	linear kombinierte Gnilinski/Dittus- Boelter [TI07, Spi05, DB30, Gni76]
Kondensation von Feuchtigkeit der Kühlluft	vernachlässigt	berücksichtigt
Expansionsmaschine	Berücksichtigung von η_{is} und η_m	Berücksichtigung von η_{is} , η_{vol} , η_m und η_{geom}
Wirkungsgrade	konstant	konstant
Drehzahl	nicht berücksichtigt	beeinflusst durch Druckverhältnis, Volumenstrom und An-/Abtriebsmoment
Kondensationsdruck	konstant	stellt sich in Abhän- gigkeit von System- parametern und Um- gebungsbedingungen ein
Abbildung von statio- nären Betriebspunk- ten	ja	ja
Abbildung von dyna- mischem Betriebsver- halten	nein	ja

In der Bibliothek TIL sind die im Kältekreis gebräuchlichen Komponenten wie Pumpe, Kondensator und Sammler sehr detailliert abgebildet. Die in der Bibliothek TIL nicht enthaltenen komplexen Modelle von Abgaswärmetauscher (einem abgewandelten Verdampfer) und Expander werden im folgenden genauer erörtert. Des weiteren werden die einfachen Berechnungsmodelle für alle Komponenten vorgestellt. Die aus der Bibliothek übernommenen Komponenten werden im Anhang E kurz zusammengefasst.

4.2.1 Pumpe

Einfaches Berechnungsmodell Die Speisepumpe dient der Förderung des Arbeitsmediums und der Druckerhöhung. Die spezifische Pumpenarbeit Y_{12} berechnet sich als Quotient aus Druckdifferenz und der Dichte des Mediums. Aufgrund der nahezu konstanten Dichte des flüssigen Arbeitsmediums, ist die Zustandsänderung nahezu isochor. Die hydraulische Pumpenleistung $P_{12,\text{hyd}}$ berechnet sich aus dem Produkt aus spezifischer Arbeit und Massenstrom [Koe04, Die05]. Unter Berücksichtigung mechanischer Verluste ergibt sich die Wellenleistung P_{12} und erlaubt die Berechnung der spezifischen Enthalpie am Pumpenaustritt.

$$Y_{12} = \frac{p_2 - p_1}{\frac{1}{2}(\rho_1 + \rho_2)} \approx \frac{p_2 - p_1}{\rho_1} \quad (4.1)$$

$$P_{12,\text{hyd}} = \dot{m} \cdot Y_{12} \quad (4.2)$$

$$P_{12} = P_{12,\text{hyd}} \frac{1}{\eta_m} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (4.3)$$

4.2.2 Verdampfer

Einfaches Berechnungsmodell Im Verdampfer wird das Arbeitsmedium bei unterkritischer Prozessführung durch Zufuhr von Wärme zunächst erhitzt, anschließend bei konstanter Temperatur verdampft und schließlich überhitzt. Der lokal übertragene Wärmestrom $\dot{Q}_{23}$ lässt sich anhand des bereits in Kapitel 2.4 gezeigten Ansatzes anhand von Temperaturdifferenz, Wärmeübertragungsfläche und Wärmedurchgangszahl berechnen. Für den Wärmeübergangskoeffizienten auf der Abgasseite α_A wird ein konstanter Wert von $50 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ und auf der Kältemittelseite α_{ref} von $5000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ festgelegt. Diese Werte basieren auf Berechnungen des komplexen Simulationsmodells.

Die spezifische Enthalpie am Austritt berechnet sich auf Basis einer isobaren Zustandsänderung über den folgenden Ansatz:

$$\dot{Q}_{23} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) \quad (4.4)$$

Komplexes Berechnungsmodell Der Verdampfer wird für die folgenden Simulationen mittels Dymola als neue Komponente in die Bibliothek TIL eingefügt. Hierfür kann auf die bereits bestehenden Komponenten aufgebaut werden.

Für das für die Wärmeabgabe zur Verfügung stehende Heißgas stehen keine REFPROP Daten zur Verfügung. Es ist also ein eigener Datensatz aus bekannten Stoffdaten zu erstellen, welcher sämtliche Wärmetransporteigenschaften abdeckt.

Die für die Berechnung des Wärmeübergangs und des Druckverlustes benötigten Daten beschränken sich auf einen sehr geringen Teil der in konventionellen Zellen definierten Größen. Da im folgenden lediglich Abgas einer Dieselverbrennung für die

Wärmeabgabe verwendet wird und der Druck dem Umgebungsdruck entspricht, ist es ausreichend, die Stoff- und Transportdaten lediglich für dieses Abgas als Funktion der Temperatur und des Luftverhältnisses zu hinterlegen. Die Daten der spezifischen Wärmekapazität c_p , der Dichte ρ und der spezifische Enthalpie h stammen aus einer Berechnungsroutine vom IVK der Universität Stuttgart [Gri06]. Die Transporteigenschaften Wärmeleitfähigkeit λ und die kinetische Viskosität ν stammen aus der Datenbasis von A. Schweizer [Sch10]. Effekte wie die Kondensation des im Abgas enthaltenen Wassers werden in diesem Ansatz nicht berücksichtigt. Da die Prozesstemperatur des Abgases nach Abgaswärmetauscher (Verdampfer) jedoch stets über 100°C liegt, ist dieser Effekt vernachlässigbar. Die Prandtl-Zahl lässt sich anhand des folgenden Ansatzes aus Dichte ρ , kinematischer Viskosität ν , spezifischer Wärmekapazität c_p und der Wärmeleitfähigkeit λ berechnen [BS08]:

$$Pr = \frac{\rho \cdot \nu \cdot c_p}{\lambda} \quad (4.5)$$

Der Verdampfer ist ferner analog zu den bereits in TIL vorhandenen Wärmeübertragern als Gegenstromwärmeübertrager mit n Zellen ausgeführt. Die Parametrierung bezüglich der Geometrie ist von der Konstruktion abgeleitet. Als Wärmeübergangsmodell dient die lineare Gnilinski/Dittus-Boelter-Korrelation [TI07, Spi05, DB30, Gni76], der Druckverlust wird durch das Modell von Wagner [Wag01] beschrieben. Die Wärmeleitung wird durch das Fouriersche Gesetz beschrieben [Gie89]. Die Berechnungsalgorithmen hierzu werden von denen des Kondensators übernommen, siehe Anhang E.1.

4.2.3 Expansionsmaschine

Einfaches Berechnungsmodell In der Expansionsmaschine wird das überhitzte Arbeitsmedium unter Abgabe von Leistung P_{34} entspannt. Da die Expansionsmaschine nicht ideal isentrop arbeitet, ist bei der Entspannung der isentrope Wirkungsgrad η_{is} zu berücksichtigen. Schematisch ist dieser Sachverhalt in Abbildung 4.1 in einem h - s -Diagramm dargestellt. Die Enthalpie am Austritt der Expansionsmaschine berechnet sich somit wie folgt [BK06, Luc07]:

$$h_4 = h_3 - \eta_{is}(h_3 - h_{4,is}) \quad (4.6)$$

Die Leistung der Expansionsmaschine berechnet sich aus dem Produkt aus Massenstrom und Enthalpiedifferenz. Der mechanische Wirkungsgrad η_m ist < 1 .

$$P_{34} = \dot{m} \cdot (h_4 - h_3) \cdot \eta_m \quad (4.7)$$

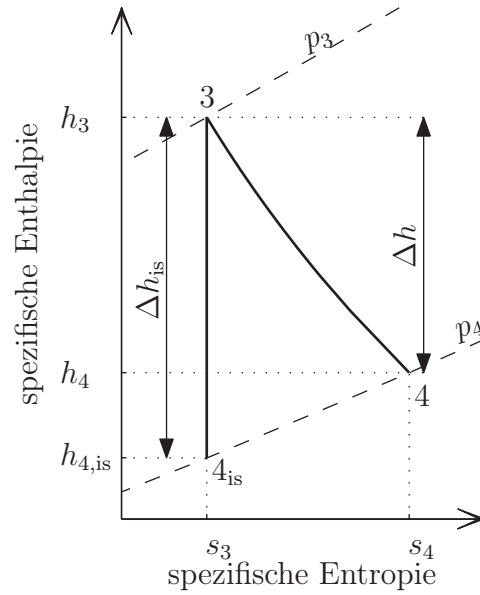


Abbildung 4.1 – Irreversible adiabate Expansion $3 \rightarrow 4$ und reversible, isentrope Expansion $3 \rightarrow 4_{\text{is}}$ im h - s -Diagramm

Komplexes Berechnungsmodell Die in dieser Arbeit verwendete Expansionsmaschine ist bezüglich der Bauart ein Scrollexpander, siehe Kapitel 4.7.3. Für die Simulation sind sowohl die thermodynamischen Vorgänge innerhalb des Expanders, als auch die mechanischen Zusammenhänge von Belang und werden im Folgenden beschrieben.

Grundlegend wird der von außen in die Expansionsmaschine eintretende Fluidstrom durch den Index A und der aus der Maschine austretende Fluidstrom durch den Index B gekennzeichnet. Für die Berechnungen innerhalb des Expanders werden für den Eingang der Index 3 und für den Ausgang der Index 4 verwendet.

Die Expansion in der Scrollmaschine erfolgt aufgrund von Verlusten bei der Energiewandlung nicht isentrop und wird daher anhand des isentropen Wirkungsgrades η_{is} beschrieben. Des Weiteren ist, bedingt durch die feste Geometrie der Spiralen, ein volumetrisches Expansionsverhältnis ϵ gegeben, wobei V_1 dem kleinsten und V_2 dem größten eingeschlossenem Volumen entsprechen.

$$\epsilon = \frac{V_2}{V_1} \quad (4.8)$$

In Abbildung 4.2 ist der Expansionsvorgang in einem p - h -Diagramm dargestellt. Strichpunktiert in rot dargestellt sind Linien konstanter spezifischer Entropie s , und in gestrichelt grün Linien konstanter Dichte ρ . Der Zustandspunkt 3 ist der Eintritt in den Expander und in seinen thermodynamischen Eigenschaften vollständig durch Druck p und spezifische Enthalpie h beschrieben. Die weiteren dargestellten Zustandspunkte werden im folgenden anhand von Gleichungen hergeleitet und erörtert.

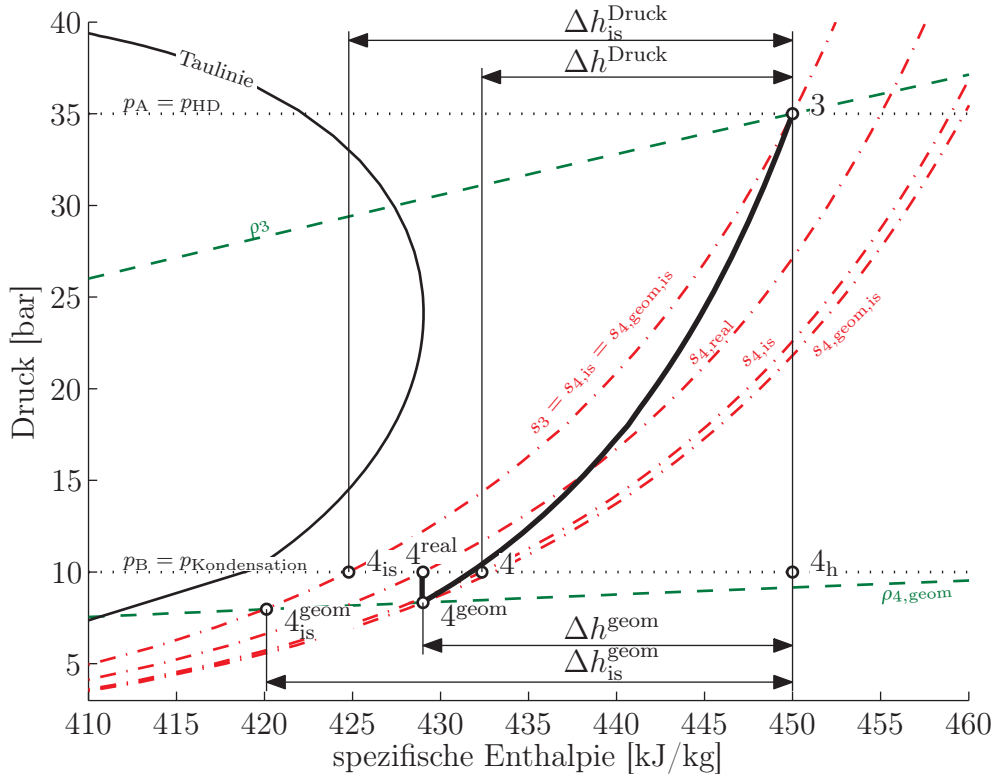


Abbildung 4.2 – Expansion im Scroll expander im p - h -Diagramm von R134a – abgebildet ist ein beispielhafter Betriebspunkt, der sich im Betrieb einstellen kann. Das Expansionsverhältnis ϵ des Scroll beträgt 5

Eine isentrope Entspannung auf den Austrittsdruck p_B , welcher sich im Betrieb einstellt, erfolgt ausgehend von Zustandspunkt 3 auf den Punkt 4_{is} .

$$p_{4,is} = p_B \quad (4.9)$$

$$s_{4,is} = s_3 \quad (4.10)$$

Berücksichtigt man den isentropen Wirkungsgrad η_{is} bei der Entspannung, so berechnet sich der Punkt 4 folgendermaßen:

$$p_4 = p_B \quad (4.11)$$

$$h_4 = h_3 + \eta_{is} \cdot (h_{4,is} - h_3) \quad (4.12)$$

Bei den vorhergegangenen Betrachtungen wurde, wie schon im einfachen Berechnungsmodell, das geometrische Expansionsverhältnis, welches durch den Scroll vorgegeben ist, außer Acht gelassen. Bezieht man es bei den Berechnungen mit ein, so berechnet sich der Austritt bei isentroper Expansion, Zustandspunkt 4_{is}^{geom} , anhand von spezifischer Entropie und Dichte wie folgt:

$$\rho_{4,is}^{geom} = \frac{\rho_3}{\epsilon} \quad (4.13)$$

$$s_{4, \text{is}}^{\text{geom}} = s_3 \quad (4.14)$$

Bezieht man zusätzlich den isentropen Wirkungsgrad in die Berechnungen mit ein, so ergibt sich für den Zustandspunkt 4^{geom} folgender Zusammenhang:

$$\rho_4^{\text{geom}} = \frac{\rho_3}{\epsilon} \quad (4.15)$$

$$h_4^{\text{geom}} = h_3 + \eta_{\text{is}} \cdot (h_{4, \text{is}}^{\text{geom}} - h_3) \quad (4.16)$$

Da sich Hoch- und Niederdruckniveau innerhalb der Anlage im Betrieb einstellen, und das geometrische Expansionsverhältnis fest ist, ist ansich nie gewährleistet, dass die reale Expansion immer genau auf das Druckniveau des Kondensators erfolgt. Eine Über- bzw. Unterexpansion, wie sie in Abbildung 4.3 dargestellt ist, ist die Folge. Bei der Unterexpansion verlässt das Arbeitsmedium die Expansionsmaschine, obwohl es noch nicht das untere Druckniveau der Anlage erreicht hat. Es expandiert also nach Austritt aus dem Scroll isenthalp und ohne technische Arbeit zu verrichten auf den Druck p_B . Bei der Überexpansion, wie sie auch in Abbildung 4.2 dargestellt ist, muss das Arbeitsmedium nachdem es das untere Anlagendruckniveau erreicht hat unter Aufwendung technischer Arbeit weiter expandiert werden bis die zwischen den Spiralen liegende Kammer sich öffnet. Um auf den unteren Anlagendruck zu gelangen, erfolgt auch hier eine isenthalpe Zustandsänderung auf den Punkt 4^{real} , welcher den tatsächlichen Austritt aus der Maschine darstellt.

$$h_{4, \text{real}} = h_{4, \text{geom}} \quad (4.17)$$

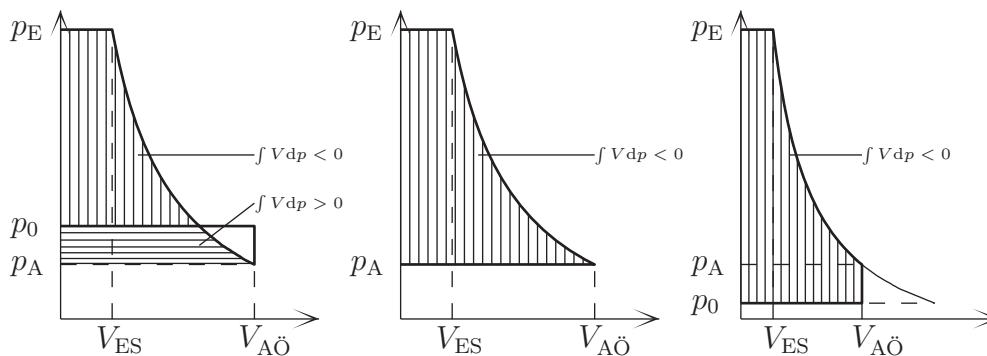


Abbildung 4.3 – Expansion im p - V -Diagramm. Links: Überexpansion unter Aufwendung technischer Arbeit; Mitte: optimale Expansion; rechts: Unterexpansion, also isenthalpe Expansion bei Expanderaustritt.

Aufgrund der Bauart eines Scroll treten zwei Arten von Undichtigkeit auf: Leakage radial zwischen den Scrolls und Leakage axial zwischen Scroll und Gehäuse. Dieser

Leckmassenstrom wird im Simulationsmodell anhand des volumetrischen Wirkungsgrades η_{vol} berücksichtigt und reduziert den effektiv Leistung verrichtenden Teil des Massenstromes entsprechend. Der volumetrische Wirkungsgrad des Expanders ist gemäß Gleichung 4.18 definiert, wobei $\dot{V}_{\text{th}}$ dem gemäß Volumen der Einlasskammer und Drehzahl theoretischen Volumenstrom und $\dot{V}_3$ dem Einlassvolumenstrom entspricht.

$$\eta_{\text{vol}} = 1 - \frac{\dot{V}_3 - \dot{V}_{\text{th}}}{\dot{V}_3} \quad (4.18)$$

Die Berechnung der an die Welle abgegebenen hydraulischen Leistung P_{hyd} erfolgt anhand von Massenstrom und effektiver Enthalpiedifferenz Δh_{eff} .

$$P_{\text{hyd}} = -\eta_{\text{vol}} \cdot \dot{m} \cdot \Delta h_{\text{eff}} \quad (4.19)$$

Die effektive Enthalpiedifferenz entspricht der Enthalpiedifferenz bei Druckexpansion Δh^{Druck} und reduziert sich bei einer Überexpansion um den positiven Betrag der Überexpansion $\Delta h^{\text{Überexpansion}}$.

Der tatsächliche Austritt aus dem Expander berechnet sich anteilig aus einem Teilstrom, der durch den Scroll expandiert wird und einem, der isenthalp am Scroll vorbei strömt. Zusätzlich werden in der Simulation sämtliche mechanischen Verluste auf das Kältemittel übertragen, die Maschine also als adiabat betrachtet. Folglich kann dem eintretenden Enthalpiestrom die mechanische Leistung abgezogen werden, um so den Austrittsenthalpiestrom zu berechnen.

$$\Delta h_{\text{is}}^{\text{Druck}} = h_3 - h_{4,\text{is}} \quad (4.20)$$

$$\Delta h^{\text{Druck}} = h_3 - h_4 \quad (4.21)$$

$$\Delta h_{\text{is}}^{\text{geom}} = h_3 - h_{4,\text{is}}^{\text{geom}} \quad (4.22)$$

$$\Delta h^{\text{geom}} = h_3 - h_4^{\text{geom}} \quad (4.23)$$

$$\Delta h^{\text{Expansion}} = \min(\Delta h^{\text{Druck}}, \Delta h^{\text{geom}}) \quad (4.24)$$

$$\Delta h^{\text{Überexpansion}} = \Delta h^{\text{Druck}} - \Delta h^{\text{geom}} \quad (4.25)$$

$$\Delta h_{\text{eff}} = \Delta h^{\text{Expansion}} + \min(0; \Delta h^{\text{Überexpansion}}) \quad (4.26)$$

$$\dot{H}_{\text{B}} = \dot{H}_3 + P_{\text{Welle}} \quad (4.27)$$

Bedingt durch die Über- bzw. Unterexpansion verschlechtert sich der Wirkungsgrad des Expanders. Um diese Verschlechterung zu beziffern wird der geometrische Wirkungsgrad eingeführt.

$$\eta_{\text{geom}} = \frac{\Delta h_{\text{eff}}}{h_3 - h_{4,\text{is}}^{\text{geom}}} \quad (4.28)$$

Des Weiteren gilt für die Expansionsmaschine als geschlossene Einheit, dass die Summe von ein- und austretendem Massenstrom im stationären Betrieb gleich Null

sein muss (Massenerhaltung). Die Speicherung von Masse wird aufgrund des geringen Kammervolumens zu Null gesetzt.

$$\dot{m}_A + \dot{m}_B = 0 \quad (4.29)$$

$$\frac{dm}{dt} = 0 \quad (4.30)$$

Für die Energieerhaltung gelten folgende Zusammenhänge:

$$\dot{H}_A = \dot{m}_A \cdot h_A \quad (4.31)$$

$$\dot{H}_B = \dot{m}_B \cdot h_B \quad (4.32)$$

$$\dot{H}_A + \dot{H}_B + P_{\text{Welle}} = 0 \quad (4.33)$$

Der Druckabbau dp innerhalb der Maschine spiegelt sich in der Differenz zwischen Ein- und Austrittsdruck wieder.

$$p_{\text{ein}} = p_{\text{aus}} + dp \quad (4.34)$$

Das Betriebsverhalten des Scroll ist analog einer Verdrängermaschine abgebildet. Der Volumenstrom ist idealisiert direkt proportional zur Drehzahl und dem theoretischen Fördervolumen pro Umdrehung. Der Einfluss der Druckdifferenz auf den Volumenstrom ist sehr gering und wird anhand eines Korrekturtermes abgebildet. Der Term $\frac{dn_N}{dp_N}$ beschreibt den Einfluss der Druckdifferenz am Nennleistungspunkt und wird proportional zur tatsächlichen Druckdifferenz skaliert.

$$\dot{V}_3 \cdot \eta_{\text{vol}} = \left(n + \frac{dn_N}{dp_N} \cdot dp \right) \cdot V_1 \quad (4.35)$$

Das Momentengleichgewicht beschreibt den Zusammenhang des durch die Entspannung des Arbeitsmediums abgegebenen Moments M_{hyd} , das Massenträgheitsmoment der Expansionsmaschine Ja , als auch den des Abtriebsmomentes M_{Welle} .

$$Ja + M_{\text{hyd}} + M_{\text{Welle}} = 0 \quad (4.36)$$

Die hydraulische Leistung, wie sie vom Fluid in der Maschine umgesetzt wird, wurde bereits in Gleichung 4.19 hergeleitet. Die mechanische Verlustleistung P_{Verl} wird anhand der geometrischen Enthalpiedifferenz und eines zunächst konstanten mechanischen Wirkungsgrades η_m berechnet.

$$P_{\text{Verl}} = -\eta_{\text{Vol}} \cdot \dot{m} \cdot \Delta h_{\text{geom}} \cdot (1 - \eta_m) \quad (4.37)$$

Die Wellenleistung P_{Welle} berechnet sich somit aus der Differenz von hydraulischer und Verlustleistung, bzw. aus dem Moment des Fluides und der Winkelgeschwindigkeit.

$$P_{\text{Welle}} = P_{\text{hyd}} + P_{\text{Verl}} = M_{\text{Fluid}} \cdot \omega \quad (4.38)$$

4.2.4 Kondensator

Einfaches Berechnungsmodell Im Kondensator wird das Arbeitsmedium unter Abgabe von Wärme $\dot{Q}_{41}$ isobar auf den Ausgangszustand gekühlt. Die entnommene Wärme berechnet sich aus dem Produkt aus Massenstrom und Enthalpiedifferenz [HM06]. Die weiteren Berechnungen sind denen des Verdampfers gleich, so dass die Gleichungen 2.7–2.13 gelten.

$$\dot{Q}_{41} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \quad (4.39)$$

Für eine erste Prozessauslegung wird der maximale Wärmeübertragungskoeffizient luftseitig mit $\alpha_L = 55 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ und kältemittelseitig mit $\alpha_{\text{ref}} = 5000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ angenommen. Diese Daten stammen von konventionellen Kältemittelkondensatoren, wie sie in PKW-Klimaanlagen üblich sind [Moe10]. Hieraus resultieren kA -Werte in Höhe von bis zu 400 W/K , je nach Betriebspunkt und Größe des Kondensators. Für eine erste Prozessauslegung ist es dienlich, die Übertragungsfläche als sehr groß anzunehmen, um eine Kondensation stets sicher zu stellen.

4.3 Methode zur Ermittlung der optimalen Prozessführung

4.3.1 Randbedingungen im Kfz

Zur Auswahl des für einen ORC in Frage kommenden Mediums und zur Prozessbewertung sind zunächst Informationen über die Wärmequelle und die zur Verfügung stehende Wärmesenke erforderlich. Die Wärmesenke wird in einem PKW in der Regel durch die Umgebungsluft gestellt. Die minimale Prozesstemperatur liegt also geringfügig (minimale treibende Temperaturdifferenz, Kondensatorfläche, Lufteintrittsfläche) oberhalb der Umgebungstemperatur und wird für den Auslegungsfall mit 40°C angenommen. Der untere Prozessdruck ergibt sich bei allen Medien durch die Kondensationstemperatur¹.

¹Höhere Kondensationstemperaturen wie sie in diversen Veröffentlichungen [FSO08, SRGF09] vorgeschlagen werden, führen zu einer höheren Dichte am Kondensatoreintritt und zu größeren mittleren Temperaturdifferenzen. Folglich wird eine geringere Kondensatorfläche benötigt. Dieser Ansatz kann jedoch nur theoretischer Natur sein, da ein ORC im PKW mit einem dynamischen Wärmeangebot leben muss. Im Teillastbetrieb des ORC, also bei geringerer zugeführter Wärme, würde die Kondensationstemperatur somit aufgrund des für diesen Betriebspunkt überdimensionierten Kondensators, auf nahezu Umgebungstemperaturniveau absinken. Der Kondensationsdruck verhält sich hier entsprechend. Eine solche Variation des unteren Prozessdruck kann jedoch von keiner Expansionsmaschine verkraftet werden, da diese in der Regel mit festem Expansionsverhältnis arbeiten. Ein Kondensationsdruck unterhalb des Umgebungsdrucks bringt zusätzlich den Nachteil der Undichtigkeit der Anlage mit sich. Abhilfe kann lediglich die Wärmeabgabe in das Kühlwasser verhelfen, wobei der Prozesswirkungsgrad bei höheren Kondensationstemperaturen sinkt.

Bezüglich der Baugröße erweist sich der Kondensator als kritisches Bauteil, da die treibende Temperaturdifferenz zwischen kondensierendem Arbeitsmedium und Umgebungsluft sehr gering ist. Folglich wird hier eine relativ große Übertragungsfläche benötigt. Zusätzlich bringt die geringe Dichte des Arbeitsmediums einen hohen Volumenstrom, und somit die Anforderung großer Rohrquerschnittsflächen mit sich. Der Kondensator kann also als kritisches und, bezüglich der Unterbringung im PKW, den Prozess begrenzendes Bauteil erachtet werden. Im folgenden Medienvergleich wird die Baugröße des Kondensators nicht explizit vorgegeben, sondern vielmehr die benötigte Baugröße anhand des Volumenstromes des eintretenden Gases miteinander verglichen.

Die Wärmequelle ist das Abgas an der Stelle des Wärmeübertragereintritts. Von besonderer Bedeutung ist neben dem Wärmestrom das Temperaturniveau, auf dem der Wärmestrom zur Verfügung steht, da sich erst hieraus die tatsächlich übertragbare Wärme berechnen lässt.

Wie bereits in Abbildung 2.4 dargestellt, ist auch beim realen Prozess der Zielkonflikt zwischen hoher Wärmeausbeute und hohem Wirkungsgrad gegeben. Beim ORC wird die obere Prozesstemperatur nicht nur durch die Wärmequelle und die Werkstoffe in der Expansionsmaschine, sondern vielmehr durch die Stabilität des Arbeitsmediums, bzw. des Schmiermittels begrenzt. Viele in Frage kommenden Arbeitsmedien sind zwar thermisch relativ stabil, das dem Fluid beigemengte Öl, welches zur Schmierung von Pumpe und Expansionsmaschine zwingend erforderlich ist, verbietet jedoch eine maximale Prozesstemperatur oberhalb 200°C, da dieses zu verkoken beginnt [ND108]. Abhilfe würde hier der Einsatz von trockenlauffähigen Maschinen bringen, wie es in Kraftwerksdampfturbinen üblich ist. Andere Medien wiederum zersetzen sich bei hohen Temperaturen, bei Kontakt mit Wasser, Luft und/oder Metallen in ihre Bestandteile. Das Kältemittel R1234yf (vgl. Tabelle A.9) beispielsweise beginnt sich oberhalb von 175°C zu zersetzen [RGKM10].

Wie aus Abbildung 1.1 und 1.2 ersichtlich, nimmt die Abgastemperatur über der Lauflänge entlang des Abgasstranges stark ab. Des Weiteren sinkt die Temperatur mit sinkender Antriebsleistung. Um in möglichst vielen Betriebszuständen des Fahrzeuges eine kontinuierliche Prozessführung sicherstellen zu können, erfolgt eine Limitierung der oberen Prozesstemperatur auf 150°C, was eine häufige Einsatzbereitschaft und somit einen deutlich höheren Nutzungsgrad, bei geringerem Prozesswirkungsgrad, zur Folge hat.

Für eine sichere Prozessführung und einen objektiven Vergleich unter gleichen Randbedingungen wird die maximale Prozesstemperatur in der Auslegung für die Medienauswahl auf 150°C begrenzt. Hieraus resultiert ein maximal erreichbarer thermischer Wirkungsgrad von $\eta_C = 0,26$.

In stationären Anlagen wird in der Regel in das Nassdampfgebiet hinein, bis zu einer Endnässe von bis zu 12% expandiert [BK06]. Aufgrund der dynamischen Wärmezufuhr im PKW sind Schwankungen in der Überhitzungstemperatur nicht auszuschließen. Folglich variiert der Zustand am Austritt aus dem Expander gleichermaßen. Um hier

eine mechanische Beschädigung durch zu starken Tropfenschlag zu verhindern, wird in der Auslegung festgelegt, dass die Endnässe des Arbeitsmediums nach der Expansion $< 1\%$ sein soll, also $x_4 > 0,99$. Dies sorgt für eine ausreichend geringe Endnässe auch bei Schwankungen der Überhitzungstemperatur.

Für die weitere Auslegung sind der isentrope und der mechanische Wirkungsgrad der Expansionsmaschine festzulegen. In diversen Veröffentlichungen werden für die Expansionsmaschine isentrope Wirkungsgrade von 0,70 bis 0,85 und mechanische Wirkungsgrade von 0,80 bis 0,90 angenommen [MRKW09, Ehr05, DLBT09, FSO08]. Für die weiteren Berechnungen wird $\eta_{is} = 0,7$ und $\eta_m = 0,8$ als belastbarer Wert festgelegt.

4.3.2 Methode zur Ermittlung einer unter gegebenen Randbedingungen optimalen Prozessführung

Im Weiteren wird zunächst für alle im Vergleich stehenden Medien eine identische, reale Prozessführung ohne Mehrfachexpansion oder Speisewasservorwärmung analog zu Abbildung 2.5 betrachtet. Mit den gegebenen Randbedingungen des vorherigen Kapitels können die Eckpunkte des Organic-Rankine-Cycles berechnet werden. Die maximale Prozesstemperatur und der Hochdruck haben noch geringe Freiheitsgrade und lassen somit eine Parametervariation zur Identifikation optimaler Prozessparameter mit dem Fokus eines maximalen Prozesswirkungsgrad zu.

In Abbildung 4.4 ist ein p - h -Diagramm für das Medium R134a dargestellt. Des Weiteren sind die Isothermen der maximalen oberen Prozesstemperatur von 150°C , als auch die der Kondensationstemperatur von 40°C eingezeichnet. Der Schnittpunkt der Siedelinie und der 40°C Isotherme ist definiert als Zustandspunkt 1: Pumpeneintritt. Ausgehend von diesem Punkt kann ein möglicher Pumpenausritt in Abhängigkeit der Druckdifferenz berechnet werden und ist durch den Zustandspunkt 2 gekennzeichnet. Der Zustandspunkt 3 ist in Druck und Temperatur relativ frei wählbar und lediglich durch die obere Prozesstemperatur und die Endnässe nach der Expansion begrenzt. Folglich liegt Zustandspunkt 4 als Expanderaustritt und zugleich Kondensatoreintritt auf Kondensationsdruckniveau und befindet sich in der Gasphase. Schematisch sind verschiedene mögliche Prozessverläufe dargestellt, die sich durch die freie Wahl von Punkt 3 ergeben können. Die grüne Fläche stellt Isolinien konstanten Prozesswirkungsgrades dar, die sich in Abhängigkeit des Punktes 3 ergeben.

Aus Abbildung 4.4 lässt sich der optimale, also der maximale effektive Wirkungsgrad, bei einem Hochdruck von 60,5 bar und einer spezifischen Enthalpie von 483 kJ/kg ablesen und entspricht 7,5%. Das geometrische Expansionsverhältnis beträgt 7,2. Eine weitere Erhöhung des Druckes bei gleicher Temperatur hat aufgrund der steigenden Pumpenarbeit einen negativen Einfluss auf den effektiven Wirkungsgrad. Dieser kann nur durch gleichzeitige Druck- und Temperatursteigerung gesteigert werden, was jedoch durch die Begrenzung der maximalen Temperatur ausgeschlossen ist.

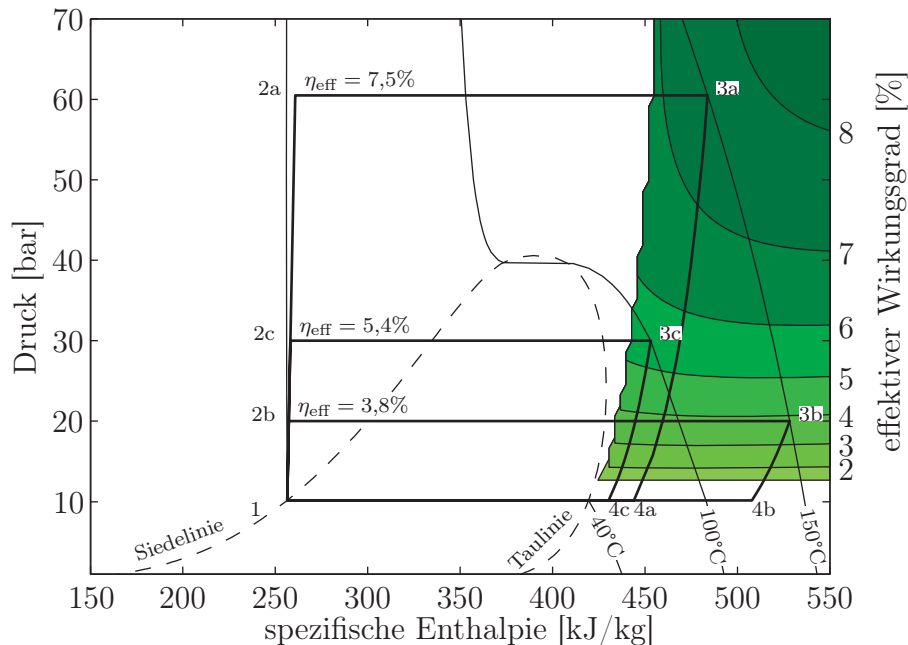


Abbildung 4.4 – Effektiver Prozesswirkungsgrad als Funktion von spezifischer Enthalpie und Druck am Expandereintritt eines ORC bei 40°C Kondensations-temperatur, dargestellt im p - h -Diagramm von R134a. Die Kurven sind Isolinien konstanten Prozesswirkungsgrades bei gegebenen Betriebsparametern. Die stark durchgezogenen Linien stellen drei beispielhafte Prozessverläufe dar.

Die so ermittelten Zustandspunkte erlauben eine genauere Betrachtung jeder einzelnen am Prozess beteiligten Komponente, wie auch den Vergleich verschiedener Medien unter gleichen Randbedingungen.

Es ist bei dieser Herangehensweise zu beachten, dass für die Kondensation eines überhitzten Gases eine größere Wärmeübertragungsfläche benötigt wird, als wenn in das Nassdampfgebiet expandiert werden würde – es wird jedoch ein sehr guter Näherungswert für gute Prozessparameter und den Vergleich verschiedener Medien geliefert.

4.4 Medienauswahl

Im Anhang A sind die Ergebnisse dieser zuvor vorgestellten Parametervariation für diverse Medien dargestellt. Des weiteren sind charakteristische Daten, wie Umweltverträglichkeit, Toxizität, Ozonabbau- und Treibhauspotential zu den Stoffen gelistet. In der nachfolgenden Tabelle sind die wichtigsten Punkte zur Prozess- und Medienbeurteilung zusammengefasst.

Das Global Warming Potential (GWP) gibt an, wie viel eine festgelegte Menge eines Gases zum Treibhauseffekt beiträgt, wobei CO₂ als Referenz den Wert 1 zugewiesen bekommen hat. Es wird durch diesen Wert der Einfluss auf die mittlere Erderwär-

nung beschrieben und zumeist für einen zeitlichen Horizont von 100 Jahren betrachtet [FRA⁺07]. Das Ozone Depleting Potential (ODP) ist definiert als Verhältnis des Ozonabbau, bedingt durch die gegebene Substanz, gegenüber dem Ozonabbau, bedingt durch die gleiche Masse von R11 [IESIN11]. Das ODP von R11 hat somit per Definition den Wert 1. Als Maß für die Baugröße der Anlage wird der Volumenstrom am Kondensatoreintritt $\dot{V}_4$ durch die zugeführte Wärme $\dot{Q}_{23}$ dividiert dargestellt.

Tabelle 4.2 – Medien- und Prozesseigenschaften verschiedener Prozessmedien

Medieneigenschaften					Prozessführung						
Name	GWP	ODP	B. Tox.	Schmelztemp. [°C]	$p_{\min}$ [bar]	$p_{\max}$ [bar]	ϵ [-]	$V_4/\dot{Q}_{23}$ [l/min kW]	η_{eff} [%]	Prozess	
Benzol	k.A.	0	b	b	6	0,2	5,7	21,5	166,0	11,9	ÜK
Ethanol	k.A.	0	b	a	-114	0,2	8,3	38,1	175,2	11,9	ÜK+ÜH
Methanol	k.A.	0	b	b	-98	0,4	4,7	10,1	102,4	9,6	ÜK+ÜH
Neopentan	k.A.	0	c	d	-17	2,7	26,9	16,2	20,2	9,1	ÜK
R11	4000-4750	1	a	d	-111	1,7	20,9	13,1	30,4	11,0	ÜK
R113	5000-6130	0,9	a	d	-35	0,8	12,2	17,5	57,6	10,7	ÜK
R12	8500-10900	0,9-1	a	c, d	-158	9,6	50,8	6,1	7,6	7,9	ÜK
R123	77-93	0,02	a	d	-107	1,5	20,9	16,5	32,0	10,5	ÜK
R1234yf	4	0	c	c, d	-29	10,2	57,7	7,1	6,6	6,9	ÜK
R125	2800-3400	0	a	a	-103	20,1	78,6	4,3	3,8	5,3	ÜK
R1270	2	0	c	b	-185	16,5	67,1	4,5	5,0	7,0	ÜK
R134a	1300-1430	0	a	c	-101	10,2	60,5	7,2	6,6	7,5	ÜK
R143a	3800-4470	0	c	a	-111	18,3	70,6	4,2	4,4	6,0	ÜK
R152a	124-140	0	c	b	-117	9,1	54,9	6,9	7,4	8,3	ÜK
R218	7000-8830	0	a	a	-183	12,7	57,2	5,4	4,8	4,8	ÜK
R227ea	2900-3220	0	a	a	-131	7,0	46,7	9,2	8,2	6,7	ÜK
R236ea	1370	0	a	c	-146	3,4	30,0	11,3	15,0	8,5	ÜK+ÜH
R236fa	6300	0	a	c	-94	4,4	40,0	13,7	12,4	8,0	ÜK
R245ca	693	0	b	b	-82	1,7	25,5	20,5	27,4	10,0	ÜK
R245fa	950-1030	0	b	c	-103	2,5	30,9	17,3	20,0	9,4	ÜK+ÜH

B.: Brennbarkeit; a=nicht brennbar; b=leicht entzündlich; c=hoch entzündlich

Tox.: Toxizität; a=ungiftig; b=gesundheitsschädlich; c=umweltgefährlich; d=giftig

Prozessführung: ÜK: unterkritisch; ÜK: überkritisch; ÜH: Überhitzung



Tabelle 4.2 – Medien- und Prozesseigenschaften verschiedener Prozessmedien

Medieneigenschaften						Prozessführung					
Name	GWP	ODP	B.	Tox.	Schmelztemp. [°C]	$p_{\min}$ [bar]	$p_{\max}$ [bar]	ϵ [-]	$V_4/\dot{Q}_{23}$ [l/min kW]	η_{eff} [%]	Prozess
R290	0-3	0	c	a	-188	13,7	64,1	5,6	5,8	7,2	ÜK
R32	650-675	0	c	a	-136	24,8	90,0	3,3	3,4	6,9	ÜK
R410a	1720-2090	0	a	a	-103	24,3	87,8	3,6	3,4	6,3	ÜK
R600	<1	0	c	a	-138	3,8	33,8	12,9	15,6	9,3	ÜK+ÜH
R600a	4	0	c	a	-159	5,3	38,7	10,4	11,8	8,5	ÜK
R601	11	0	c	c, d	-130	1,2	15,2	16,3	41,2	10,2	ÜK
R601a	k.A.	0	c	c, d	-160	1,5	18,3	15,7	32,6	10,0	ÜK
R717	0-1	0	b	b, d	-78	15,6	73,1	3,9	4,0	8,6	ÜK+ÜH
R718	<1	0	a	a	0	0,1	0,4	4,1	460,6	5,8	ÜK+ÜH
RC318	8700-10300	0	a	a	-40	4,9	41,2	13,4	10,8	7,0	ÜK
Toluol	k.A.	0	b	c	-95	0,1	2,6	29,8	452,2	11,8	ÜK

B.: Brennbarkeit: a=nicht brennbar; b=leicht entzündlich; c=hoch entzündlich

Tox.: Toxizität: a=ungiftig; b=gesundheitsschädlich; c=umweltgefährlich; d=giftig

Prozessführung: ÜK: unterkritisch; ÜH: überkritisch; ÜH: Überhitzung

Die in der Anlage benötigten Rohrleitungsquerschnitte sind über eine maximale Strömungsgeschwindigkeit und den Volumenstrom miteinander gekoppelt. Der spezifische Volumenstrom am Kondensatoreintritt kann als Maß für die Baugröße des Kondensators und auch die der gesamten Anlage angesehen werden und sollte für den Einsatz im PKW möglichst kleine Werte haben. Der Quotient aus effektiver Leistung und spezifischem Kondensatoreintrittsvolumenstrom $P_{\text{eff}}/(\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}})$ entspricht einer volumetrischen Leistungsdichte.

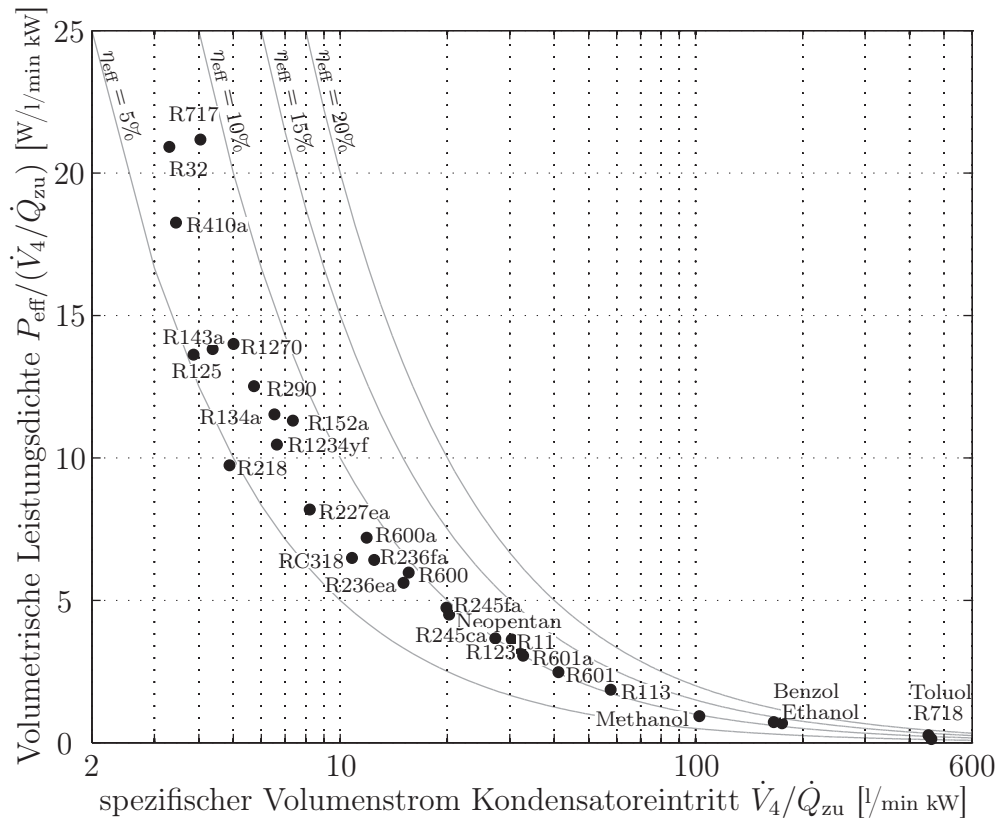


Abbildung 4.5 – Volumetrische Leistungsdichte des ORC über dem spezifischen Volumenstrom am Kondensatoreintritt

In Abbildung 4.5 ist für alle Medien diese volumetrische Leistungsdichte über dem spezifischen Kondensatoreintrittsvolumenstrom $\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$ dargestellt. Die durchgezogenen Kurven sind Isolinien konstanter Wirkungsgrade. Deutlich ersichtlich ist, dass Medien mit einem vergleichsweise hohen thermischen Wirkungsgrad und einem hohen Kondensatoreintrittsvolumenstrom, wie z. B. Ethanol, Benzol und Toluol eine relativ geringe volumetrische Leistungsdichte besitzen und daher bei gleicher Leistung eine relativ größere Anlage benötigen. Sehr gut für den Einsatz im PKW geeignete Medien besitzen eine hohe volumetrische Leistungsdichte, wie z. B. R32, R717 und R410a. Das klassisch in Dampfkraftwerken eingesetzte Medium Wasser (R718) besitzt eine ver-

gleichsweise relativ geringe, auf den Zustand vor Kondensator bezogene volumetrische Leistungsdichte.²

Neben der volumetrischen Leistungsdichte ist bei der Wahl eines geeigneten Mediums auch die Expansionsmaschine entscheidend. Für die Auswahl ist der Zustand vor und nach Expansionsmaschine entscheidend, da diese die Stufenzahl, die Bauart und die -größe des Expanders maßgeblich bestimmen. Verdrängungsmaschinen sind grundsätzlich sehr gut für hohe Betriebsdrücke geeignet. Nachteilig ist jedoch, dass bei großem Expansions- und Druckverhältnis in der Regel die Stufenzahl erhöht werden muss. Hier sind Turbinen im Vorteil, da diese bei höheren Druck- und Expansionsverhältnissen einen größeren Anteil der Energie in Nutzarbeit wandeln können [GSA91]. Ferner ist neben Druck und Dichte des Mediums auch die spezifische Enthalpie des Mediums von Interesse. Strauß [Str06] gibt beispielsweise für Überdruckturbinen eine optimale Stufenenthalpiedifferenz von 90 kJ/kg und für die wirkungsgradschlechteren Gleichdruckturbinen von 180 kJ/kg an.

In Abbildung 4.6 sind die Enthalpiedifferenz, das Druck- und das Expansionsverhältnis für die betrachteten Medien dargestellt.

Die Automobilindustrie muss ab dem Jahr 2011 entsprechend der EU-Richtlinie 2006/40/EG [Das06] bei Neufahrzeugen auf stark klimaschädliche Kältemittel in Kfz-Klimaanlagen verzichten. Dies bringt eine Limitierung des Global Warming Potential auf 150 mit sich. Seitens des Montrealer Protokolls sind die Ozonschicht abbauende Medien, also jene mit einem ODP > 1 , für den kommerziellen Einsatz verboten [Das06] und brauchen daher für die weiteren Untersuchungen nicht in Betracht gezogen werden. In Abbildung 4.7 ist das Global Warming Potential (GWP) der untersuchten Medien aufgetragen.

Angesichts der Tatsache, dass der Verdampfer von mitunter sehr heißem Abgas durchströmt wird, ist bezüglich brennbarer Stoffe entsprechende Vorsicht geboten. Zwar handelt es sich bei dem Abgas einer stöchiometrischen Verbrennung um ein Inertgas, jedoch ist auch hier nicht auszuschließen, dass bei undichtem Verdampfer ein Feuer entsteht. Bezüglich der Toxizität ist anzumerken, dass es sich um einen geschlossenen Kreisprozess handelt, wobei hier Leckagen und Beschädigungen des Systems bei einem Unfall nicht auszuschließen sind. Ungiftige und nicht brennbare Medien sind hier klar zu bevorzugen.

Unter Berücksichtigung der vorangestellten Schaubilder und Tabellen kommen von den ursprünglich 31 Medien nur noch vier für den Einsatz im PKW in die engere Wahl:

- R600 (Butan)
- R600a (Isobutan)
- R1234yf (2,3,3,3-Tetrafluorpropen)
- R290 (Propan)

²Hier ist anzumerken, dass es sich nicht um ein organisches Medium handelt und es eher für eine Prozessführung bei sehr viel höheren Temperaturen geeignet ist, vergleiche [Str06].

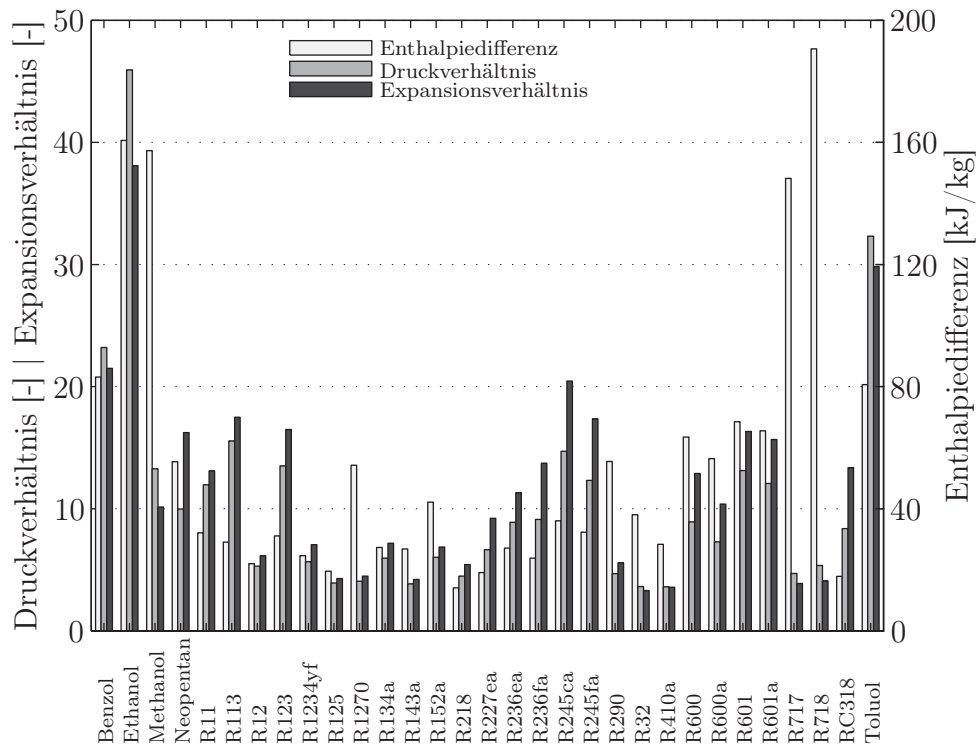


Abbildung 4.6 – Enthalpiedifferenz, Druck- und Expansionsverhältnis der benötigten Expansionsmaschine

In Abbildung 4.8 sind die in Frage kommenden Medien in einem Spinnendiagramm aufgetragen. Hier werden die für die Medienausswahl wichtigen Kriterien nochmals dargestellt, so dass diese anschaulich verglichen werden können. Die Achsen sind derart skaliert, als dass ein großer Abstand vom Mittelpunkt jeweils gute Eigenschaften darstellt, und ein kleiner Abstand schlechtere Eigenschaften. Eine große eingeschlossene Fläche repräsentiert somit ein gut geeignetes Medium, wobei hier noch keine Wertung der einzelnen Kriterien eingeflossen ist. Da die dargestellten Medien bereits nach diversen Kriterien gefiltert wurden, ähneln sich diese in den meisten Prozesseigenschaften sehr stark. Große Unterschiede sind lediglich in Brennbarkeit und Toxizität erkennbar.

R1234yf ist ein Medium, welches von den Firmen DuPont und Honeywell entwickelt wurde, um das Kältemittel R134a zu ersetzen, welches derzeit in PKW Klimaanlage im Einsatz ist. Es besitzt sehr vergleichbare thermodynamische Eigenschaften und kann R134a mit nur geringen Adaptionen am Kältekreis direkt ersetzen. Es besitzt kein ODP und das Treibhauspotential hat einen Wert von 4. Aus dem gesamten Prozess der Einführung von R1234yf heraus weiß man, wie aufwendig und teuer die Industrialisierung eines PKW-Kältemittels ist. Folglich ist die Verwendung bereits zugelassener Kältemittel für den kommerziellen Erfolg unabdingbar. Die optimale Prozessführung gestaltet

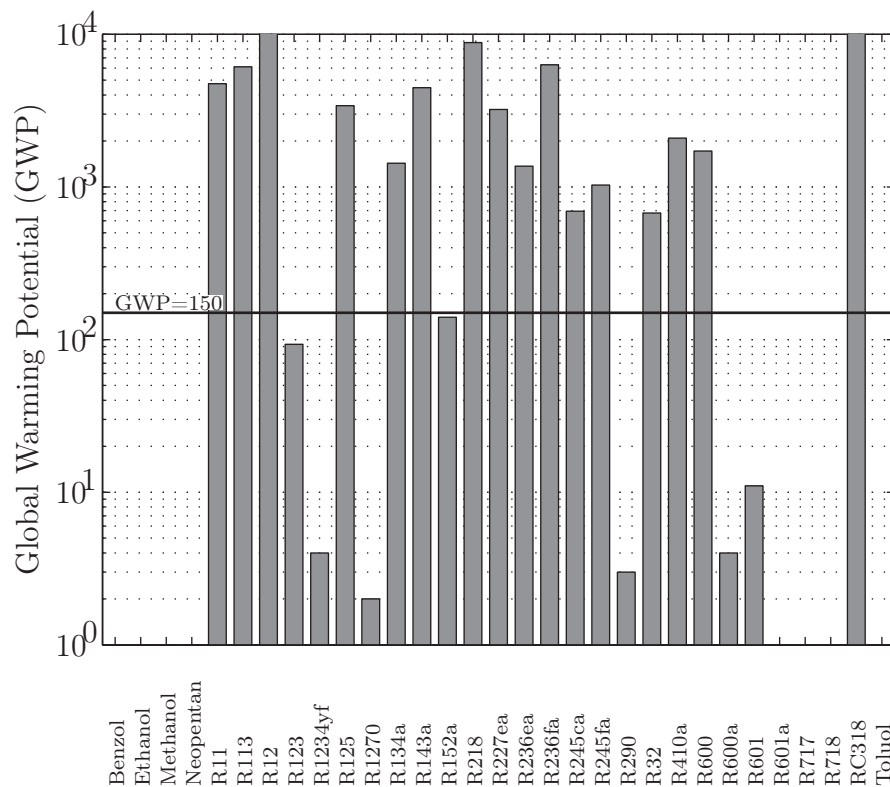


Abbildung 4.7 – Global Warming Potential der untersuchten Medien

sich als überkritisch, siehe Tabelle A.9. Erst Mitte 2011 startet die Produktion von kommerziellen Mengen an R1234yf in einer gemeinschaftlich durch DuPont und Honeywell betriebenen Anlage [Rei10]. Aufgrund der relativ deckungsgleichen Eigenschaften von R134a und R1234yf wird für die folgenden Untersuchungen R134a als Arbeitsmedium ausgewählt.

4.5 Auslegung des ORC

Die Auslegung eines ORC, bzw. dessen Leistungsklasse hängt in der Praxis von verschiedenen Faktoren ab. Eine grundsätzliche Auslegung für eine maximale Leistung, bzw. für eine maximale Abgasenergienutzung steht im direkten Zielkonflikt mit dem vorhandenen Bauraum im PKW, da dieser sich proportional zur Leistung verhält. Des weiteren kann davon ausgegangen werden, dass der Wirkungsgrad der mechanischen Komponenten in der Teillast deutlich geringer als am Nennauslegungspunkt ist. Folglich sollte der ORC derart ausgelegt sein, dass dieser möglichst häufig im Bereich seiner Nennleistung betrieben werden kann.

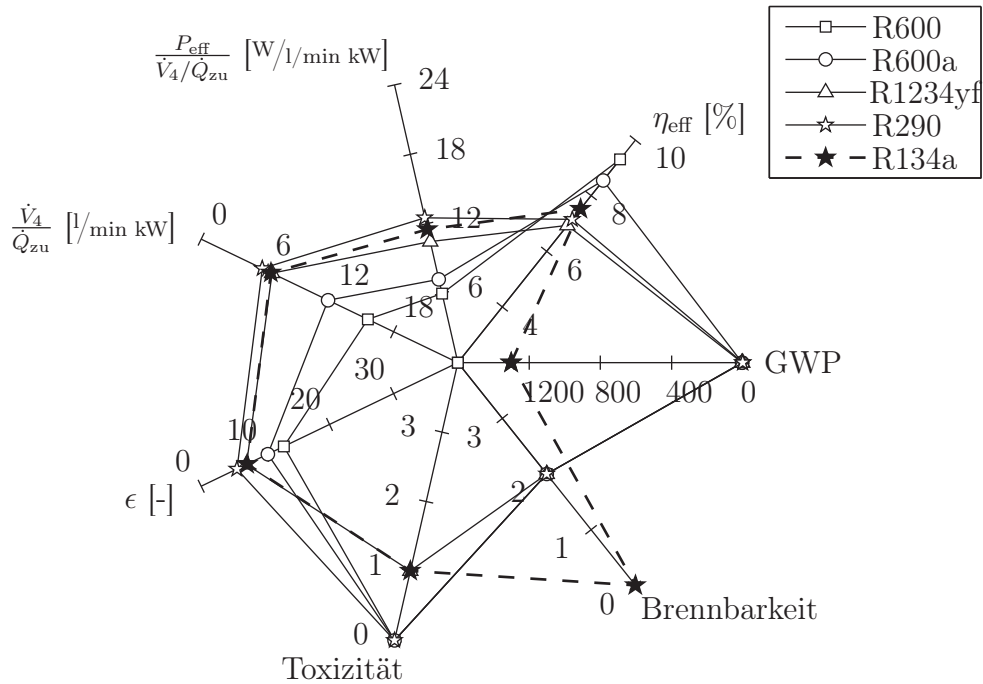


Abbildung 4.8 – Spinnendiagramm zum Vergleich von R600, R600a, R290, R1234yf und R134a. Brennbarkeit (0:nicht brennbar; 1:leicht entzündlich; 2:hoch entzündlich); Toxizität (0:ungiftig; 1:umweltgefährdend bzw. gesundheitsschädlich; 2:giftig).

Die für den Betrieb eines ORC zur Verfügung stehende Abwärme hängt neben der Motorisierung hauptsächlich vom Fahr-/Nutzungsprofil ab. Eine nutzungsspezifische Auslegung soll jedoch nicht Schwerpunkt dieser Arbeit sein.

Als harte Randbedingung des in dieser Arbeit vorgestellten ORC dient das Bauvolumen des Kondensators. Hier wird für eine erste Realisierung das doppelte Bauvolumen eines konventionellen Klimakondensators vorgegeben. Diese führen im Kälteanlagenbetrieb auf einem Druckniveau von ca. 10 bar bis zu 7 kW Wärme bei 20°C Umgebungstemperatur ab [Moe10]. Da der Kondensator zur Sicherheit mehr Wärme abführen können muss als dem Prozess zugeführt wird, steht hiermit fest, dass die dem Prozess maximal zugeführte Wärme 14 kW betragen darf. Hieraus resultiert eine maximale mechanische Leistung von ca. 1050 W. Diese kann mittels Generator in elektrische Leistung gewandelt werden und der Entlastung des motoreigenen Generators dienen.

4.6 Simulationsergebnisse für die Prozessführung mit R134a

4.6.1 Simulationsmodell

Um für die Komponentenauslegung belastbare Daten zu ermitteln, werden anhand des komplexen Simulationsmodells Berechnungen des ORC mit dem Medium R134a durchgeführt. Die Simulation wird während der Komponentenauslegung in einem iterativen Verfahren stets dem Auslegungsstand der Hardware angepasst. In Abbildung 4.9 ist ein Screenshot der Oberfläche des Dymola-Simulationsmodells abgebildet. Eingangsgrößen in das Modell sind:

- Pumpendrehzahl oder Antriebsmoment
- Abgastemperatur, Abgasmassenstrom, Luftverhältnis
- Expanderdrehzahl oder Expanderbremsmoment
- Lufttemperatur, Luftdruck, relative Luftfeuchtigkeit, Luftmassenstrom

Ausgangsgrößen sind neben den Leistungen von Pumpe und Expander sämtliche Zustandsgrößen aller Fluide an allen beliebigen Positionen.

Für die Umsetzung am Prüfstand wird eine überdimensionierte Kolbenpumpe eingesetzt (vgl. Kapitel 4.7.1), welche in der Lage ist beliebige Betriebspunkte anzufahren und somit deutlich mehr Freiheitsgrade bezüglich des Betriebspunktes bietet, als eine auf einen Betriebspunkt/Auslegungsfall optimierte Komponente.

In Kapitel 4.3.2 wurde die Berechnung eines optimalen Betriebspunktes eines Kreisprozesses unter gegebenen Randbedingungen erörtert und in Abbildung 4.4 das Ergebnis dargestellt. Vernachlässigt wurde bei der Berechnung der Einfluss des Expansionsverhältnisses der Expansionsmaschine, was wie bereits in Kapitel 4.2.3 dargestellt, einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss hat.

Als Expansionsmaschine kommt ein umgebauter Scrollverdichter einer PKW-Klimaanlage zum Einsatz, vgl. Kapitel 4.7.3. Dieser hat ein festes, auf den Kälteanlagenbetrieb optimiertes, Kompressions-, bzw. Expansionsverhältnis und ist mit 2,5 deutlich niedriger, als das für den optimalen Betriebspunkt benötigte Expansionsverhältnis von 7,2³. Unter Berücksichtigung dieser neuen Randbedingung lassen sich die Berechnungen des Kapitel 4.3.2 wiederholen und führen zu folgendem Ergebnis (vgl. Abbildung 4.10).

Der mit gegebenen Komponenten maximal erreichbare thermische Wirkungsgrad beträgt 5,1% und wird bei einem Hochdruck p_3 von 26,5 bar und einer Verdampfer Eintrittstemperatur von 150°C erreicht. Ein höherer maximaler Druck würde die Leistungsaufnahme der Pumpe erhöhen, die Leistungsabgabe des Expanders aufgrund des beschränkenden Expansionsverhältnisses jedoch nicht. Ferner ist die erste Baustufe der

³Eine Neuentwicklung eines Scroll mit dem Expansionsverhältnis von 7,2 wird für erste Prinzipversuche als zu aufwändig erachtet. Folglich wird ein geringerer Prozesswirkungsgrad in Kauf genommen.

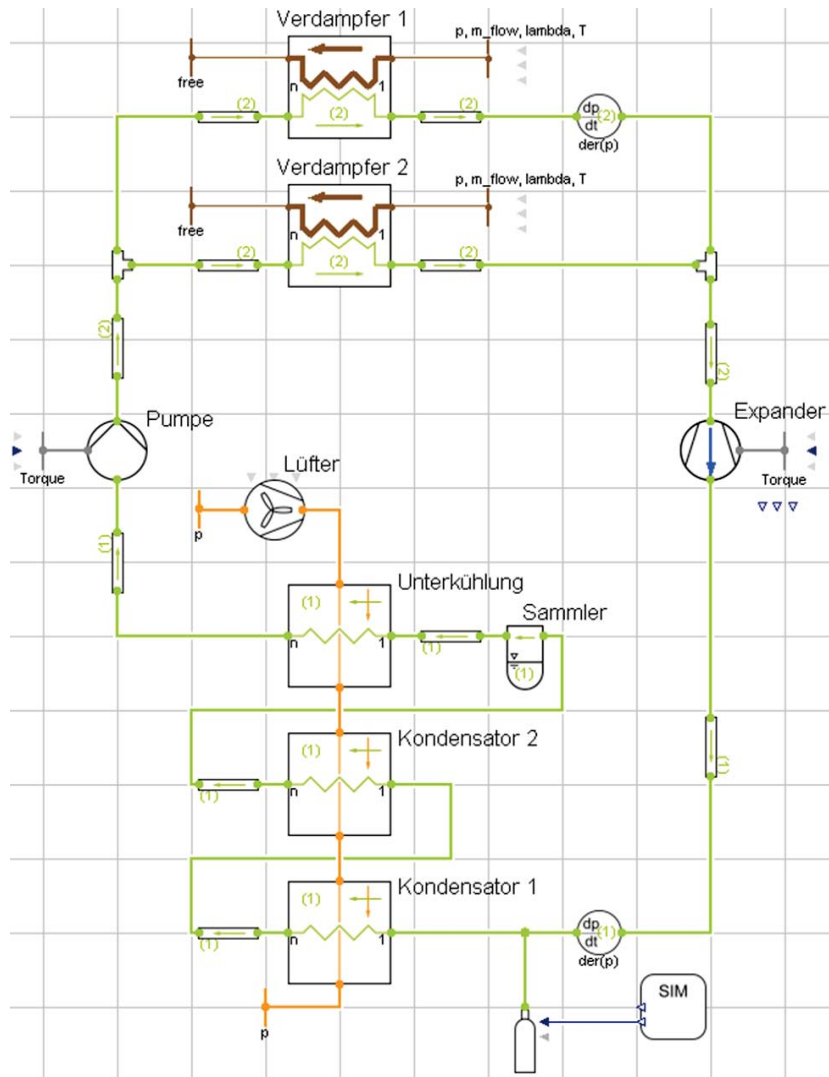


Abbildung 4.9 – Screenshot des Simulationsmodells

Expansionsmaschine für einen maximalen Druck von 30 bar und eine maximale Temperatur von 160°C freigegeben.

Für die Kondensation des Arbeitsmediums werden zwei vom Arbeitsmedium in Serie durchströmte Klimakondensatoren genutzt, vgl. Kapitel 4.7.4.

Somit ist die einzige komplett unbekannte Komponente der Verdampfer, wobei hier die gewünschten Eigenschaften (Erreichung der Verdampfungsendtemperatur bei möglichst geringem Druckverlust und möglichst hohem Wirkungsgrad) bekannt sind. In vorangegangenen Versuchen waren diverse Abgaswärmetauscher untersucht worden. Der Wirkungsgrad variierte hierbei je nach Betriebspunkt zwischen 50% und 90% [KG09]. Somit steht für die Auslegung des Verdampfers der Zielwert des Wirkungsgrades am Auslegungspunkt von $\eta_{AWT} \geq 85\%$ fest. Als Wärmequelle des ORC

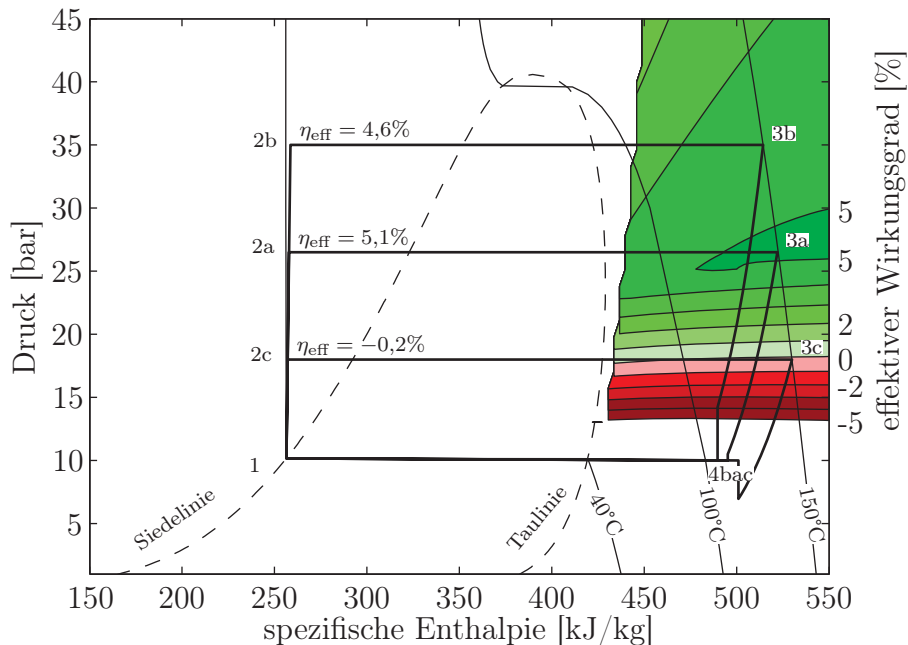


Abbildung 4.10 – Effektiver Prozesswirkungsgrad als Funktion von spezifischer Enthalpie und Druck am Expandereintritt eines ORC bei 40°C Kondensations-temperatur, dargestellt im p - h -Diagramm von R134a unter Berücksichtigung des Expansionsverhältnisses der Expansionsmaschine ($\epsilon = 2,5$). Die Kurven sind Iso-linien konstanten Prozesswirkungsgrades bei gegebenen Betriebsparametern. Die starken durchgezogenen Linien stellen drei beispielhafte Prozessverläufe dar.

dienen am Prüfstand zwei Dieselmotoren, welche Rauchgas mit einer Temperatur von bis zu 1300°C und je einer Leistung von bis zu 6,2kW bereitstellen. Die folgende Variationsrechnung dient als Grundlage für die Konstruktion des Verdampfers, wie sie in Kapitel 4.7.2 beschrieben wird .

4.6.2 Variationsrechnung Verdampfer

Der Verdampfer wird des Fertigungsaufwandes und der hohen Druckfestigkeit wegen als Rohrwendel ausgeführt, vergleiche Kapitel 4.7.2. Zur Ermittlung der benötigten Übertragungsflächen wird unter stets gleichen thermodynamischen, als auch geometrischen Randbedingungen der Rohrquerschnitt variiert und die Rohrlänge entsprechend der zu übertragenden Wärme angepasst. Als Referenz für die Auslegung dient in den folgenden Abbildungen eine spezifische Enthalpie am Verdampfereintritt von 257 kJ/kg und am Austritt von 522 kJ/kg, wobei der Druck am Austritt mit 26,5 bar festgelegt ist und der Massenstrom 74,5 kg/h beträgt. Die zu übertragende Wärme beträgt je Rauchgasquelle 5,27 kW und entspricht somit einem Wirkungsgrad von 85%.

Die Strömungsgeschwindigkeit steigt mit sinkendem Rohrleitungsquerschnitt und mit zunehmender Temperatur aufgrund der sinkenden Dichte. Als Maß für das Turbulenzverhalten innerhalb der Rohrleitung gilt die Reynolds-Zahl Re , wie sie in Abbildung 4.11 für verschiedene Querschnitte über der normierten Lauflänge dargestellt ist. Ferner ist auf der oberen Abszisse die spezifische Enthalpie dargestellt. Sehr deutlich ist eine Zunahme der Reynolds-Zahl in Richtung Austritt des Verdampfers zu erkennen, wobei hier ein deutlicher Sprung mit Eintritt in das Zweiphasengebiet zu erkennen ist. Des weiteren ist die Reynolds-Zahl bei geringen Rohrquerschnitten, bedingt durch die höhere Strömungsgeschwindigkeit, größer als für große Querschnitte.

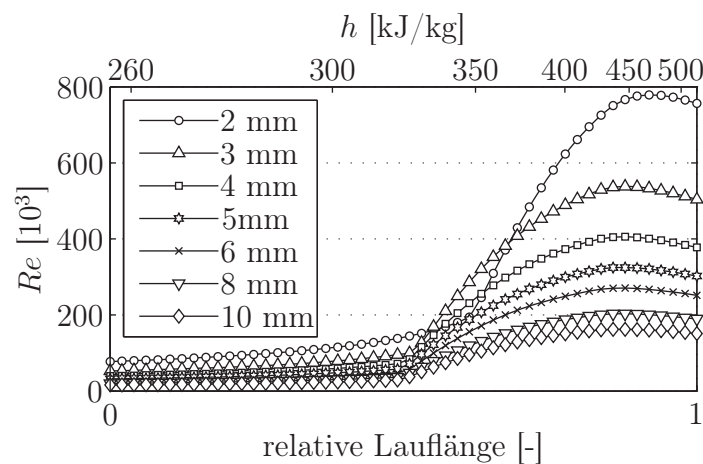


Abbildung 4.11 – Lokale Reynoldszahl über der normierten Rohrlänge für verschiedene Rohrleitungsdurchmesser. Auf der oberen Abszisse ist die spezifische Enthalpie aufgetragen.

Der lokale Wärmeübergangskoeffizient α wird anhand der aus der linearen Gnielinski/Dittus-Boelter [Gni76, DB30, TI07] Korrelation stammenden Nusselt-Zahl berechnet und ist in Abbildung 4.12 dargestellt. Ein Ansteigen zum Austritt des Verdampfers ist durch die steigende Turbulenz (Reynolds-Zahl) zu erklären. Dem entgegen wirkt das Sinken von Dichte und Viskosität mit steigendem Dampfgehalt. Beide Effekte überlagert ergeben den in der Abbildung dargestellten Verlauf, wo der Wärmeübergangskoeffizient mit der Lauflänge zunächst steigt und in der Gasphase wieder absinkt. Sehr deutlich geht hervor, dass kleinere Rohrdurchmesser einen hohen Wärmeübergangskoeffizienten begünstigen. Folglich ist die benötigte Übertragungsfläche auf Seite des Arbeitsmediums hier geringer. Auf Seite des Abgases ist der Wärmeübergangskoeffizient vergleichsweise gering und über der Lauflänge aufgrund des ausbleibenden Phasenübergangs konstant. In den Berechnungen ergeben sich Werte von ca. $40\text{--}65 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Ein hoher Wärmeübergangskoeffizient, bedingt durch hohe Strömungsgeschwindigkeiten, geht immer einher mit hohen Strömungsdruckverlusten, wie es in Abbildung 4.13 deutlich zu erkennen ist. Der absolute Druckverlust steigt hierbei exponentiell

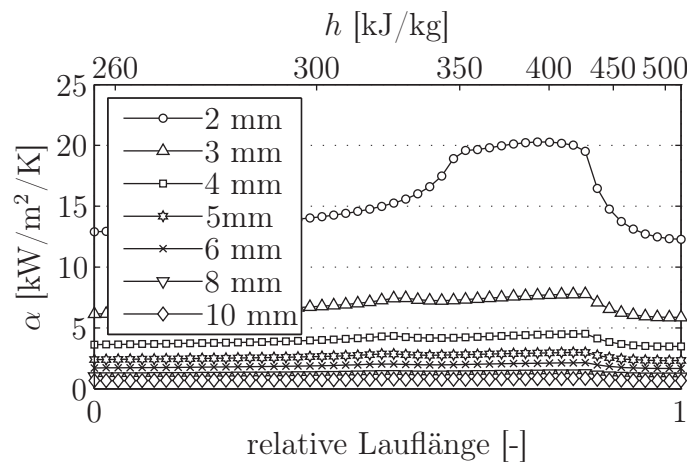


Abbildung 4.12 – Wärmeübergangskoeffizient α über der normierten Rohrlänge für verschiedene Rohrdurchmesser. Auf der oberen Abszisse ist die spezifische Enthalpie aufgetragen.

mit sinkendem Durchmesser und gleichzeitig steigender Rohrlängigkeit an. Liegt der Druckverlust des Verdampfers bei 4 mm Rohrdurchmesser noch unter 0,3 bar, so steigt dieser Wert bei 3 mm Rohrdurchmesser auf 1,3 bar und bei 2 mm Rohrdurchmesser auf über 10,7 bar an.

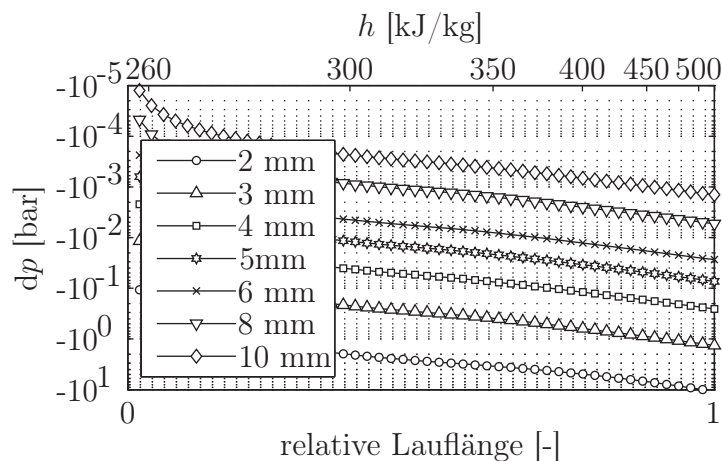


Abbildung 4.13 – Strömungsdruckverlust innerhalb des Verdampfers über der normierten Rohrlänge für verschiedene Rohrdurchmesser. Auf der oberen Abszisse ist die spezifische Enthalpie aufgetragen.

In Abbildung 4.14 sind in einem Balkendiagramm die benötigten Rohrlängigkeiten für die betrachteten Rohrdurchmesser dargestellt. Ferner sind die sich hieraus ergebenden Wärmeübertragungsflächen sowohl für die Rohrrinnen-, als auch für die Rohraußen-seite dargestellt. Die Oberfläche auf der Außenseite ist für alle Rohrdurchmesser

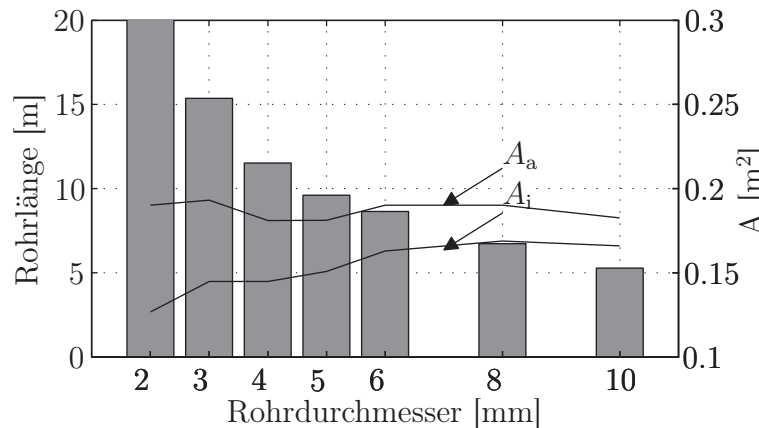


Abbildung 4.14 – Balkendiagramm benötigter Rohrleitungslänge in Abhängigkeit des Rohrlängendurchmesser bei gleicher Wärmeübertragungsleistung. Die Kurven stellen die resultierenden Flächen auf Innen-, respektive Außenseite dar.

annähernd gleich groß und begründet sich mit einem annähernd konstanten gasseitigen Wärmeübergangskoeffizienten von ca. $40\text{--}65 \text{ W/m}^2\text{K}$. Die für die Wärmeübertragung benötigte Innenfläche ist für kleinere Rohrdurchmesser geringer, als für große. Dies ist in den höheren Wärmeübergangskoeffizienten begründet. Ferner lässt sich anhand der Gleichungen 2.7–2.13 belegen, dass die übertragbare Wärme hier lediglich durch die Gasseite beschränkt wird. Eine Vergrößerung der Außenoberfläche durch Berippung könnte die übertragene Wärme erhöhen, ohne den fluidseitigen Druckverlust steigen zu lassen und sogar die benötigte Rohrlänge verringern.

Aus den vorgestellten Simulationsergebnissen und den Randbedingungen aus Kapitel 4.7.2 geht ein optimaler Rohrdurchmesser von 4 mm hervor. Dieser begründet sich in einem moderaten Druckverlust, bei gleichzeitig hoher Druckfestigkeit und hoher Massenstromdichte.

4.6.3 Ergebnisse Gesamtprozess

Mit dem im vorangegangenen Kapitel ausgelegten Verdampfer ist es nun möglich den Gesamtprozess, unter Berücksichtigung der konstruierten Komponenten und den in Kapitel 4.3 definierten Randbedingungen, zu simulieren. Für die Diskussion wird ein ausgewählter thermisch eingeschwungener, stationärer Betriebspunkt dargestellt. Die zugeführte Wärme bei Vollastleistung beider Brenner beträgt 11 kW.

In Abbildung 4.15 ist die sich einstellende Prozessführung sowohl in einem p - h -, also auch in einem T - s -Diagramm dargestellt. Sehr deutlich zu erkennen ist, dass die sich einstellende Kondensationstemperatur bei 20°C Umgebungstemperatur deutlich geringer ist, als die angestrebten 40°C . Dies ist auf den sehr groß dimensionierten Kondensator (4 $\rightarrow$ 5) zurückzuführen. Der Zustand am Expandereintritt (3) ist so

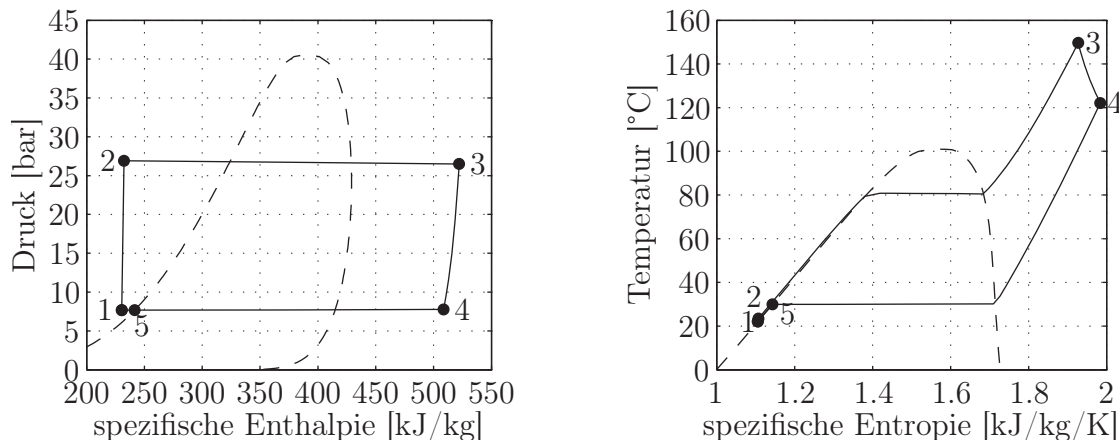


Abbildung 4.15 – Ergebnisse der Simulation des Gesamtprozesses. Links: p - h -Diagramm, rechts: T - s -Diagramm.

gewählt, dass sowohl die geometrischen Randbedingungen optimal erfüllt werden, als auch die mechanisch gegebenen Grenzen bezüglich Temperatur und Druck eingehalten werden. Angepasst an den Eintrittszustand und abweichend von der Prozessauslegung in Kapitel 4.3.2 verläuft die Verdampfung ($2 \rightarrow 3$) des Arbeitsmediums unterkritisch durch das Nassdampfgebiet. Im T - s -Diagramm ist deutlich zu erkennen, dass die Expansion ($3 \rightarrow 4$) nicht isentrop, sondern unter Berücksichtigung eines entsprechenden Wirkungsgrades verläuft. Dies erhöht zwangsläufig die Temperatur am Kondensatoreintritt, was die mittlere Temperatur der Wärmeabfuhr erhöht. Folglich verschlechtert sich hierdurch der Prozesswirkungsgrad zusätzlich.

In Tabelle 4.3 sind die Ergebnisse der Simulation für die Prozesseckpunkte gelistet. Diese Daten dienen der weiteren Komponentenauslegung in Kapitel 4.7. Die fünf Zustandspunkte entsprechen folgenden Positionen:

- 1 – nach Unterkühlung, vor Pumpe
- 2 – nach Pumpe, vor Verdampfer
- 3 – nach Verdampfer, vor Expander
- 4 – nach Expander, vor Kondensator
- 5 – nach Kondensator, vor Unterkühlung

Tabelle 4.3 – Stoff- und Transportdaten des ORC mit dem Arbeitsmedium R134a am ausgewählten Betriebspunkt

Größe	Einheit	Zustandspunkte				
		1	2	3	4	5
p	bar	7,7	26,9	26,5	7,8	7,7
h	kJ/kg	230	232	522	509	242
ρ	kg/m ³	1218	1224	92	26	1188

Tabelle 4.3 – Stoff- und Transportdaten des ORC mit dem Arbeitsmedium R134a am ausgewählten Betriebspunkt

Größe	Einheit	Zustandspunkte				
		1	2	3	4	5
T	K	295	297	423	395	303
ϑ	°C	22	23	150	122	30
x	-	0	0	1	1	0
s	kJ/kg K	1,106	1,107	1,927	1,984	1,143
cp	kJ/kg K	1,411	1,397	1,199	1,044	1,446
cv	kJ/kg K	0,908	0,908	1,007	0,933	0,919
κ	-	1,555	1,538	1,191	1,118	1,574
Pr	-	3,489	3,482	0,938	0,798	3,4
λ	W/m K	0,083	0,084	0,022	0,021	0,079
ν	mm ² /s	0,168	0,17	0,192	0,618	0,156
$\dot{m}$	kg/h	137,2	137,2	137,2	137,2	137,2
$\dot{V}$	l/h	112,6	112,1	1498,7	5367,8	115,5

Energetische Bewertung des Prozesses Ableitend vom ersten Hauptsatz der Thermodynamik (Gleichung 2.1) lässt sich die Energie eines Stoffstromes berechnen, siehe Gleichung 4.40. Sie wird auf einen zweckmäßigen Nullpunkt bezogen. Als Referenzzustand für das Abgas ist die Umgebungstemperatur von 20°C bei 1 bar Druck gewählt. Als Umgebungsreferenz für den Kreisprozess dient der bei Umgebungstemperatur thermisch eingeschwungene Ruhezustand im System: Der sich einstellende Druck entspricht dem Kondensationsdruck von 5,7 bar. Für die spezifische Enthalpie, die Dichte und die spezifische Entropie wird der Referenzzustand als Zustand auf der Siedelinie definiert. Die berechneten Daten sind in Tabelle 4.4 gelistet. Der Einfluss der kinetischen und der potentiellen Energie ist derart gering, als dass diese vernachlässigt werden können und somit zu Null gesetzt sind.

$$\dot{E} = \dot{m} \left[(h - h_U) + \frac{1}{2}(w^2 - w_U^2) + g(z - z_U) \right] \quad (4.40)$$

Tabelle 4.4 – Umgebungsreferenz für die Berechnung der Energie- und Exergieströme des Kältemittels.

Größe	Einheit	Betrag
T_U	°C	20
p_U	bar	5,72
h_U	kJ/kg	227
ρ_U	kg/m ³	1225
s_U	kJ/kg K	1,096

In Abbildung 4.16 sind die Energieströme des ORC in einem Sankey-Diagramm dargestellt. Ein Sankey-Diagramm dient der anschaulichen energetischen Bewertung des Prozesses. Es stellt für jede einzelne Komponente die ein- und austretenden Energieströme dar und ermöglicht so die anschauliche Darstellung der entsprechenden Wirkungsgrade. Die Breite der jeweiligen Pfeile entspricht dem Betrag des Energiestromes. Der Sammler ist in der Darstellung nicht separat abgebildet, da dieser lediglich dem dynamischen Massenausgleich dient und in der Simulation keinen Wärmeaustausch mit der Umgebung hat. Da sich für thermisch eingeschwungene Zustände auch keine Energiespeicherung einstellt, kann die Darstellung vernachlässigt werden.

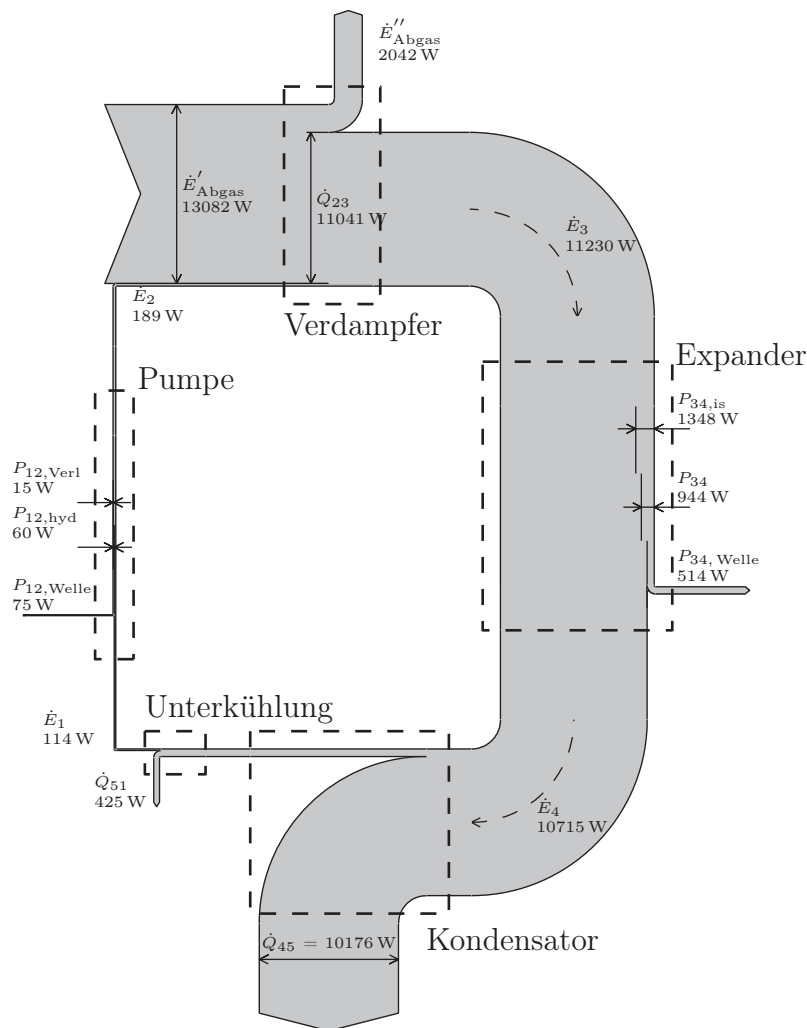


Abbildung 4.16 – Sankey-Diagramm der Energieströme auf Basis der Simulationsrechnungen

Im Sankey-Diagramm sind neben den Energieströmen, die analog zur Strömungsrichtung die Komponenten durchströmen, auch Verluste die innerhalb der Komponenten auftreten, dargestellt.

Die Druckerhöhung in der Pumpe ist aufgrund von Dissipation verlustbehaftet, so dass sich die Antriebsleistung $P_{12,\text{Welle}}$ als Summe von hydraulischer $P_{12,\text{hyd}}$ und Verlustleistung $P_{12,\text{Verl}}$ schreiben lässt. Der Pumpenwirkungsgrad beträgt somit 80%.

$$\eta_{\text{Pumpe}} = \frac{P_{12,\text{hyd}}}{P_{12,\text{Welle}}} = 80\% \quad (4.41)$$

Im Abgaswärmetauscher (AWT) werden entsprechend der Auslegung ca. 85% der zugeführten Energie vom Abgas an das Arbeitsmedium abgegeben. Die restliche Energie wird über das abgekühlte Abgas ungenutzt an die Umgebung abgegeben. Es wird beim Verdampferwirkungsgrad auch von einem Auskühlungswirkungsgrad gesprochen, der die Abkühlung des Abgases beschreibt.

$$\eta_{\text{AWT}} = \frac{\dot{E}_3 - \dot{E}_2}{\dot{E}'_{\text{Abgas}}} = 84,4\% \quad (4.42)$$

Im Expander kann im Idealfall die isentrope Leistung $P_{34,\text{is}}$ abgegeben werden. Dies entspricht 12,2% der dem Kreisprozess zugeführten Energie $\dot{Q}_{23}$. Aufgrund von isentropen ($\eta_{\text{is}} = 0,7$), mechanischen ($\eta_{\text{m}} = 0,8$), volumetrischen ($\eta_{\text{vol}} = 0,9$) und geometrischen Verlusten reduziert sich die isentrope Leistung zu $P_{34,\text{Welle}} = 514\text{W}$. Dies entspricht einem Expanderwirkungsgrad von effektiv 38,2%. Die geometrischen Verluste beschreiben hierbei den Einfluss der Unterexpansion (Auslegung auf 10 bar Kondensationsdruck) und werden mit 75,7% beziffert. Es handelt sich hierbei nicht um einen Verlust, sondern um ein Nichtausnutzen des bestehenden Potentials der Expansion.

$$\eta_{\text{Exp}} = \frac{P_{34,\text{Welle}}}{P_{34,\text{is}}} = 38,2\% \quad (4.43)$$

Im Kondensator wird die Verlustwärme des Prozesses an die Umgebung abgeführt. Der groß dimensionierte Kondensator ermöglicht eine Abkühlung auf annähernd Umgebungstemperaturniveau und hat einen Wirkungsgrad von 95%, siehe Gleichung 4.44. Der in den Kondensator eintretende Luftstrom $\dot{E}'_{\text{Luft}}$ hat keine Energie, da er Umgebungstemperatur hat und ist daher nicht dargestellt. Der Betrag des abgegebenen Wärmestromes $\dot{Q}_{45}$ entspricht dem Energiestrom der ausströmenden Kühlluft $\dot{E}''_{\text{Luft}}$.

$$\eta_{\text{Kond}} = \frac{\dot{E}_4 - \dot{E}_5}{\dot{E}_4} = 95\% \quad (4.44)$$

Die Unterkühlstrecke realisiert 7,8 K Unterkühlung des flüssigen Mediums und hat einen Wirkungsgrad von 78,9% .

$$\eta_{\text{UK}} = \frac{\dot{E}_5 - \dot{E}_1}{\dot{E}_5} = 78,9\% \quad (4.45)$$

Unter Berücksichtigung der Maschinenwirkungsgrade und Strömungsdruckverluste ergibt sich der effektive Wirkungsgrad der Wärmekraftmaschine zu 4%.

$$\eta_{\text{eff}} = \frac{P_{34,\text{Welle}} - P_{12,\text{Welle}}}{\dot{H}_3 - \dot{H}_2} = 4\% \quad (4.46)$$

Zur energetischen Bewertung des Prozesses ist es zweckdienlich, zwischen dem Wirkungsgrad der Wärmewandlung und der Wärmezufuhr zu unterscheiden. Der Wirkungsgrad der Wärmezufuhr wurde bereits in Gleichung 4.42 definiert. Bezüglich der Wärmewandlung, stellt der Carnot-Wirkungsgrad den theoretisch maximal erreichbaren Wirkungsgrad bei der Wandlung von Wärme in Arbeit dar. Die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr $T_{\text{m},\text{zu}}$ berechnet sich gemäß Gleichung 2.20 zu 80,1°C. Für den Carnot-Wirkungsgrad ergibt sich unter Annahme, dass die Abwärme im Idealfall auf Umgebungstemperaturniveau abgegeben werden kann, ein Wert von $\eta_C = 17\%$.

$$\eta_C = 1 - \frac{T_{\text{m},\text{ab}}}{T_{\text{m},\text{zu}}} = 17\% \quad (4.47)$$

Da der Carnot-Prozess theoretischer Natur ist und in der Praxis nicht wirtschaftlich realisiert werden kann, bietet sich der thermische Wirkungsgrad der Wärmekraftmaschine η_{th} für den Vergleich und die Bewertung des realen Prozesses an. Der Unterschied ist, dass in diesem Prozess die Druckerhöhung und der Druckabbau isentrop, und die Wärmezufuhr und -abfuhr isobar verlaufen. Die hydraulische Pumpenleistung des idealen Prozesses ist mit einem Stern gekennzeichnet, da diese Pumpe aufgrund der Vernachlässigung der Druckverluste im Verdampfer eine geringere Druckdifferenz zu erzeugen hat.

$$\eta_{\text{th}} = \frac{P_{34,\text{is}} - P_{12,\text{hyd}^*}}{\dot{H}_3 - \dot{H}_2} = 11,7\% \quad (4.48)$$

Um die Güte der realen Prozessführung zu beziffern, wird der Wirkungsgrad des realen Prozesses auf den des reversiblen Referenzprozesses bezogen. Es zeigt sich, dass der reale Prozess 34,1% der bei verlustfreier Prozessführung wandelbaren Energie in mechanische Energie wandelt. Es ist ersichtlich, dass die mit Abstand größte Verlustkomponente im realen Prozess der Expander mit einem Wirkungsgrad von 38,2% ist.

$$\eta_{\text{eff}}^{\text{rel}} = \frac{\eta_{\text{eff}}}{\eta_{\text{th}}} = 34,1\% \quad (4.49)$$

Der Gesamtwirkungsgrad definiert sich als Produkt aus dem Wirkungsgrad der Wärmezufuhr und dem effektiven Wirkungsgrad und beträgt 3,4%.

$$\eta = \eta_{\text{AWT}} \cdot \eta_{\text{eff}} = 3,4\% \quad (4.50)$$

In Gleichung 4.51 ist nochmals die Wirkungsgradkette von der Abgasenergie bis zur effektiven Leistung dargestellt.

$$\dot{E}'_{\text{A}} \xrightarrow[\eta_{\text{AWT}}]{\eta} \dot{Q}_{23} \xrightarrow[\eta_{\text{eff}}]{} P_{\text{eff}} \quad (4.51)$$

In Gleichung 4.52 ist die Wirkungsgradkette von der isentropen Expanderleistung bis zur effektiven Leistung dargestellt. Der Expanderwirkungsgrad ist hierbei dem Produkt aus volumetrischem, isentropen, mechanischen und geometrischen Wirkungsgrad gleich. Der Eigenbedarfswirkungsgrad η_{Eig} definiert hierbei den Anteil der Wellenleistung, der effektiv nach Abzug der Pumpenantriebsleistung übrig bleibt.

$$P_{34,\text{is}} \xrightarrow[\eta_{\text{vol}} \eta_{\text{is}} \eta_{\text{m}} \eta_{\text{geom}}]{\eta_{\text{Exp}}} P_{34,\text{Welle}} \xrightarrow{\eta_{\text{Eig}}} P_{\text{eff}} \quad (4.52)$$

Exergetische Bewertung des Prozesses. Die Definition eines Wirkungsgrades zur Prozessbewertung anhand von Vergleichsprozessen erscheint willkürlich, zumal der Vergleichsprozess frei gewählt werden kann. Die Qualität einer Prozessbewertung hängt also auch von der Wahl eines geeigneten Vergleichsprozesses ab und gibt daher nicht zwangsläufig Auskunft über die tatsächliche Prozessgüte.

Nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik wird Energie bei keinem Prozess erzeugt oder vernichtet, sondern in andere Energieformen gewandelt. Über die Wandelbarkeit von Energie in höhere Energieformen (elektrische oder mechanische Energie) gibt der zweite Hauptsatz Auskunft. Eine ingenieurmäßige Darstellung des zweiten Hauptsatzes lässt sich anhand der Exergiemethode realisieren.

Die Exergiemethode nutzt keinen Vergleichsprozess zur Bewertung der Prozessgüte, sondern betrachtet das absolute und auf die Umgebung bezogene Maß der Exergiewandlung. Ableitend aus Gleichung 2.5 lässt sich die Exergie eines Fluidstromes berechnen. Es handelt sich hierbei um den um das Irreversibilitätselement $T_U(S - S_U)$ reduzierten Energiestrom.

$$\dot{E}_{\text{ex}} = \dot{m} \left[(h - h_U) - T_U(s - s_U) + \frac{1}{2}(w^2 - w_U^2) + g(z - z_U) \right] \quad (4.53)$$

In Abbildung 4.17 ist analog zu Abbildung 4.16 ein Sankey-Diagramm der im Prozess auftretenden Exergieströme dargestellt.

Die der Pumpe zugeführte mechanische Energie entspricht zu 100% Exergie. Die Verlustleistung wird in Form von Wärme auf das Fluid übertragen, welche größtenteils Anergie ist. Folglich tritt ein Exergieverluststrom auf. Es handelt sich hierbei um Anergie, welche mit dem Fluid die Pumpe verlässt.

Exergie ist keine Erhaltungsgröße und wird in Energiewandlungsprozessen in Anergie gewandelt. Der bei einer Wärmeübertragung auftretende Exergieverluststrom $\dot{E}_{\text{ex,Verl,WÜ}}$ berechnet sich für den Verdampfer differentiell gemäß Gleichung 4.54 und beträgt 71%. Diese hohen Verluste gehen zu Lasten der Prozessführung. Bei einer Prozessführung mit höheren Temperaturen, also geringeren lokalen Temperaturdifferenzen im Verdampfer, treten geringere Wandlungsverluste auf, vgl. Abbildung 2.4.

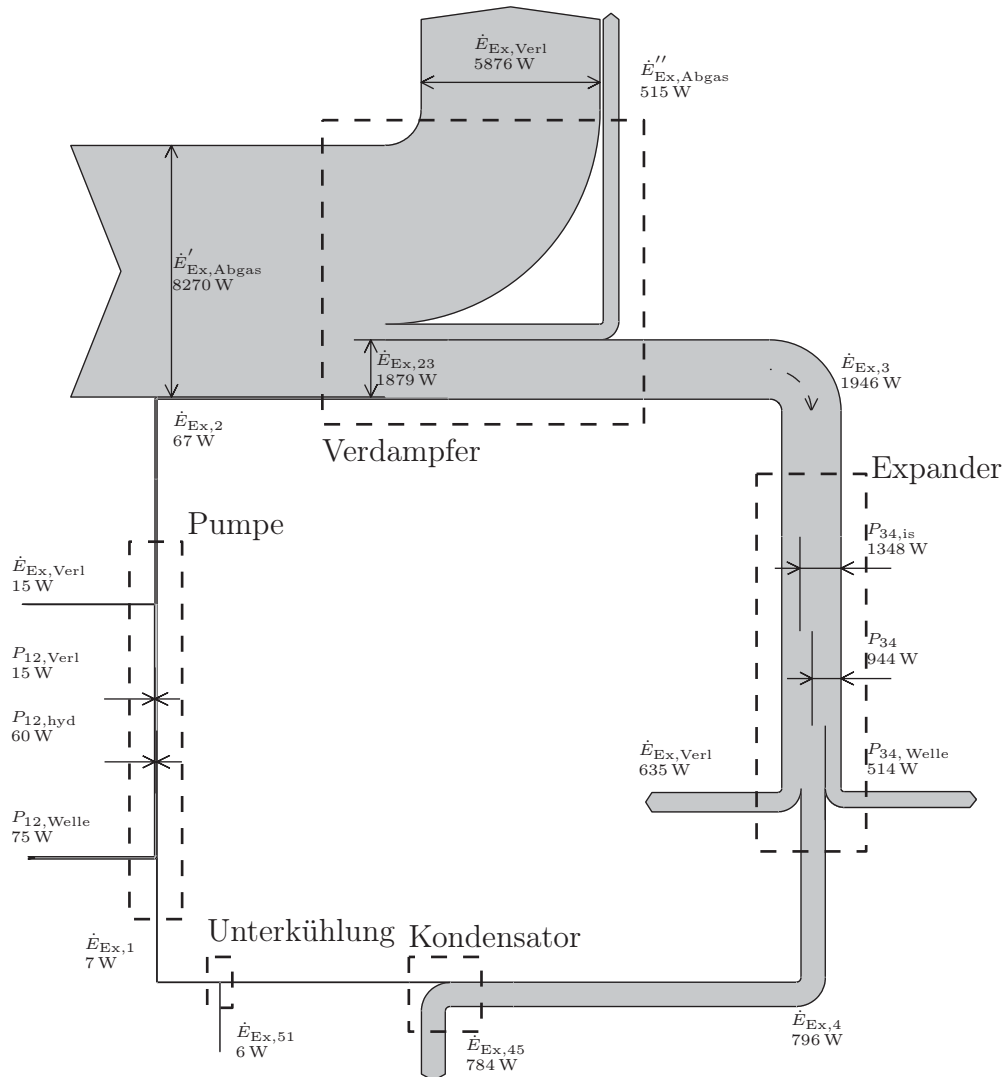


Abbildung 4.17 – Sankey-Diagramm der Exergieströme auf Basis der Simulationsberechnungen

$$d\dot{E}_{ex,Verl,W\ddot{U}} = T_U d\dot{S}_{irr} = T_U \frac{T_{Abgas} - T_{ref}}{T_{Abgas} T_{ref}} d\dot{Q} \quad (4.54)$$

Neben dem Exergieverluststrom ist auch das aus dem Verdampfer austretende heiße Abgas dargestellt. Im Grunde genommen handelt es sich hierbei mit Verlassen des Verdampfers um Anergie, da diese ungenutzt an die Umgebung abgegeben wird und somit auf Umgebungstemperatur abkühlt. Es ist jedoch dargestellt, um zu verdeutlichen welcher Betrag zusätzlich in einem energetisch idealen Verdampfer auf das Kältemittel

übertragen werden könnte. Der exergetische Wirkungsgrad des Verdampfers $\zeta_{\text{Verdampfer}}$ beträgt 22,7%⁴.

$$\zeta_{\text{AWT}} = \frac{\dot{E}_{\text{EX},3} - \dot{E}_{\text{EX},2}}{\dot{E}'_{\text{Ex},\text{Abgas}}} = 22,7\% \quad (4.55)$$

Der Expander wandelt 26,4% der zugeführten Exergie in Wellenleistung um. Die exergetischen Wandlungsverluste haben einen annähernd gleichen Betrag.

$$\zeta_{\text{Exp}} = \frac{P_{34,\text{Welle}}}{\dot{E}_{\text{ex},3}} = 26,4\% \quad (4.56)$$

Der Exergiestrom der abströmenden Kühlluft ist annähernd Null, da dieser aufgrund des hohen Massenstromes lediglich um 3 K erwärmt wird. Es wird also Exergie zu annähernd 100% in Anergie gewandelt.

Der exergetische Wirkungsgrad der Wärmekraftmaschine ζ_{WKM} beträgt 23,4% und ist hiermit deutlich höher, als der energetische Prozesswirkungsgrad. Dies liegt insbesondere daran, dass der betragsmäßig größte Exergieverlustterm außerhalb der Systemgrenze im Verdampfer stattfindet.

$$\zeta_{\text{WKM}} = \frac{P_{34,\text{Welle}} - P_{12,\text{Welle}}}{\dot{E}_{\text{Ex},23}} = 23,4\% \quad (4.57)$$

Auch der Gesamtprozess lässt sich exergetisch durch ein Produkt aus Wärmeübertrager- und Prozesswirkungsgrad ausdrücken. Hier wird aufgrund der hohen Wandlungsverluste im Verdampfer ein Wirkungsgrad von 5,3% erzielt.

$$\zeta = \zeta_{\text{AWT}} \cdot \zeta_{\text{WKM}} = 5,3\% \quad (4.58)$$

Auf Basis der exergetischen Bewertung des Prozesses ist der Verdampfer als Komponente mit dem größten auftretenden Exergieverlust entlarvt. Dieser Verlust lässt sich lediglich durch eine geringere Abgastemperatur oder durch eine höhere Verdampfungstemperatur reduzieren. Da die Abgastemperatur jedoch als gegeben hingenommen werden muss, und die Verdampfungstemperatur nicht erhöht werden darf (vgl. Kapitel 4.3.2), besteht hier keine Möglichkeit Verluste zu reduzieren. Der Prozess der Expansion hingegen lässt sich sehr gut anhand der Exergiemethode beurteilen. Ersichtlich ist, dass hier 26,4% der zugeführten Exergie in mechanische Energie gewandelt wird und ein hoher Wandlungsverlust auftritt, den es zu minimieren gilt.

Sobald der Nutzen eines Prozesses nicht nur Wellenarbeit, sondern auch Wärme, beispielsweise für eine Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) ist, stellt die Exergiemethode

⁴Der Exergieverluststrom der Wärmeübertragung hängt von den lokalen Temperaturdifferenzen ab und steigt mit steigender Temperaturdifferenz. Für die Experimente, als auch die Simulation, wird ein Heißgaserzeuger verwendet, welcher Gastemperaturen von bis zu 1300°C erzeugen kann. Im PKW treten deutlich geringere Abgastemperaturen auf, vgl. Abbildungen 1.1 und 1.2, folglich sind die Exergieverluste der Wärmeübertragung hier auch deutlich geringer.

die einzig sinnvolle Methode zur Bewertung eines Prozesses dar. Für den gegebenen Anwendungsfall ist es denkbar, die Abwärme beispielsweise zum Beheizen der Fahrgastzelle zu verwenden. Bei energetischer Betrachtung wird sämtliche dem Prozess zugeführte Energie in Wellenleistung, bzw. Heizleistung gewandelt. Der Wirkungsgrad ist in diesem Fall näherungsweise Eins ($\eta_{\text{KWK}} \approx 1$). Betrachtet man hingegen den exergetischen Wirkungsgrad, so ist deutlich ersichtlich, dass die Heizleistung aufgrund des geringen Temperaturniveaus von geringer Wertigkeit ist. Folglich entspricht der exergetische Wirkungsgrad der Kraft-Wärme-Kopplung dem der Wärmekraftmaschine.

$$\zeta_{\text{KWK}} = \frac{P_{34,\text{Welle}} - P_{12,\text{Welle}} + \dot{E}_{\text{ex,L}}''}{\dot{E}_{\text{ex,3}}} \approx \zeta_{\text{WKM}} = 23,4\% \quad (4.59)$$

Im diskutierten Beispiel wird die Prozessabwärme an die Umgebungsluft abgegeben und hat daher ein sehr geringes Temperaturniveau. Folglich ist dieser Exergiestrom gegen Null gehend. Ein Wärmeträgermedium mit höherer spezifischer Wärmekapazität, beispielsweise Kühlwasser kann bei gleicher energetischer Kühlleistung auf ein höheres Temperaturniveau erwärmt werden und somit den exergetischen Gesamtwirkungsgrad erhöhen. Dies soll in dieser Arbeit jedoch nicht weiter diskutiert werden.

4.7 Komponentenauslegung

4.7.1 Pumpe

Die Pumpe dient der Druckerhöhung und der Förderung des Arbeitsmediums. Als besonders kritisch erweist sich hier der Umstand, dass das zu fördernde Medium eine siedende Flüssigkeit ist. Die Pumpe läuft also permanent Gefahr zu kavitieren und muss daher so ausgelegt sein, als dass diese unter diesen Umständen keinen Schaden nimmt. Weiter ist auf die Geschwindigkeit der bewegten Teile innerhalb der Pumpe, die Größe des Ansaugventils und die Strömungsgeschwindigkeit des Arbeitsmediums zu achten. Hier sind geringe Geschwindigkeiten und große Querschnitte zur Vermeidung einer Kavitation zu bevorzugen. Um ein Anfahren der Anlage aus dem Stand sicher zu stellen, muss die Drehzahl der Pumpe zwingend regelbar sein. Die dynamische Viskosität des flüssigen Arbeitsmediums beträgt bei 10 bar ca. 0,16 mPa s, was verglichen mit Wasser (ca. 1 mPa s) sehr gering ist. Folglich ist ein großes Augenmerk auf die Dichtungen der bewegten und mit dem Fluid in Kontakt stehenden Teile, sowie die Schmierung zu legen.

Neben der Dichtigkeit zwischen Hoch- und Niederdruckseite stellt auch die Dichtigkeit gegenüber der Umgebung eine Herausforderung dar. Ein Verlust an Füllmasse kann zu Funktionsbeeinträchtigungen führen und zudem die Umwelt belasten. Dies ist zwingend zu vermeiden. Es ist also der Einsatz einer hermetisch dichten Pumpen zu bevorzugen.

Eine weitere Anforderung an die Pumpe ist spezifisch für einen ORC mit dynamischem Wärmeangebot. Um einen konstanten Betriebspunkt einstellen zu können, ist der Durchsatz bei konstantem Druckverhältnis variabel, so dass die Überhitzungstemperatur stets den gleichen Wert hat. Das Druckverhältnis muss also auch bei geringen Durchsätzen aufrecht erhalten werden können. Verdrängerpumpen sind hier klar im Vorteil, da diese mittels Drehzahlregelung einen variablen Volumenstrom bei gleich bleibendem Druckverhältnis darstellen können.

Für den Versuchsaufbau wird eine Kolbenpumpe (Dosierpumpe) der Firma LEWA verwendet. Abbildung 4.18 zeigt einen Schnitt durch den Pumpenkopf. Der Ein- und der Auslass des Pumpengehäuses wird mit Kugelrückschlagventilen verschlossen. Die technischen Daten der Pumpe sind in Tabelle 4.5 gelistet. Hierbei fallen insbesondere das kleine Hub/Bohrungsverhältnis und die geringe Hubfrequenz auf. Der Hub ist ferner manuell regulierbar, so dass die Pumpe optimal an die Anlage angepasst werden kann. Die Hubfrequenz lässt sich mittels Frequenzumrichter regulieren, so dass der Volumenstrom bei konstantem Hub geregelt werden kann. Bei den vorliegenden Betriebsbedingungen hat die Pumpe laut Herstellerangabe einen Fördergrad von 94%. Das Triebwerk wird mit einem mechanischen Wirkungsgrad von 70% und der Elektromotor mit einem Wirkungsgrad von 90% angegeben [LEW11]. Dies entspricht einem Gesamtwirkungsgrad von ca. 59%. In der Literatur [BK06] werden für den isentropen Pumpenwirkungsgrad Werte von ca. 85% angegeben. Der geringe Wirkungsgrad der ausgewählten Pumpe ist den großen gebotenen Freiheitsgraden geschuldet und wird für die Prüfstandsversuche billigend in Kauf genommen.

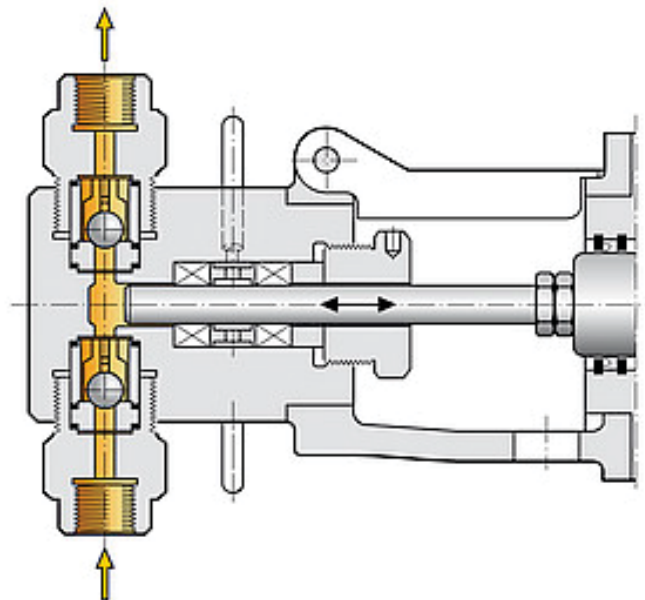


Abbildung 4.18 – Schnittbild des Pumpenkopfes [LEW11]

Tabelle 4.5 – Technische Daten der Kolbenpumpe [LEW11]

Triebwerk		
Getriebeuntersetzung		1:8,33
Hubfrequenz	min ⁻¹	20–232
Hublänge	mm	0–15
Hubverstellart		manuell
Pumpenkopf		
Kolbendurchmesser	mm	36
Dosierstrom bei Betriebsdruck	l/h	200,19
Rohranschluss	DN/PN	ISO G3/8 fem.
maximaler Betriebsdruck	bar	500
Werkstoffe fluidberührt		
Pumpenkörper		1.4571
Kolben		Oxidkeramik
Ventilsitz		1.4571
Ventilschließkörper		1.4301
Kolbenabdichtung		P0.1/PTFE/C2
Antriebsmaschine		
Fabrikat		VEM
Nennleistung	kW	4
Nenndrehzahl	min ⁻¹	1400
Netzspannung	V	400

4.7.2 Verdampfer

Für die Prüfstandsuntersuchungen werden zwei unabhängige Brenner eingesetzt. In den Abgassträngen integriert befinden sich jeweils ein auf die Nennleistung ausgelegter Verdampfer. Im Gesamtprozess werden die Verdampfer parallel vom Arbeitsmedium durchströmt, so dass jeweils nur der halbe Massenstrom verdampft werden muss.

Für die Konstruktion des Verdampfers gelten die Technischen Richtlinien für Dampfkessel [TRD07]. Hieraus gehen Sicherheitsfaktoren für die Berechnung von Wandstärken bezüglich der Festigkeit bei hohen Temperaturen, hohen Drücken und langen Betriebszeiten, sowie in Frage kommende Werkstoffe hervor. Um den Konstruktions- und den Fertigungsaufwand einzugrenzen, wird der Verdampfer als Rohrwendel ohne Rippen auf der Abgasseite ausgeführt. Die benötigte Wärmeübertragungsfläche wird mittels komplexem Simulationsmodells ermittelt. Zur Vermeidung lokalen Siedens und Überhitzens von Wand und Medium wird in [Str06] auf die Ein-

haltung einer minimalen Massenstromdichte Φ hingewiesen. Diese sollte in einem Zwangsdurchlaufverfahren in der Teillast $400\text{--}600\text{ kg/m}^2\text{ s}$ nicht unterschreiten. In Abbildung 4.19 ist die Massenstromdichte für den Auslegungsbetriebspunkt über dem Rohrdurchmesser dargestellt. Hieraus resultiert ein maximaler Rohrdurchmesser von 6 mm für eine reine Volllastauslegung. Da in der Teillast von einem um 50% reduzierten Massenstrom ausgegangen werden kann, sollte der Rohrdurchmesser 4 mm nicht überschreiten. Aus der Simulation ist ersichtlich, dass der Druckverlust mit sinkendem Rohrdurchmesser exponentiell zunimmt. Folglich werden für die Umsetzung Rohre mit 4 mm Innendurchmesser gewählt.

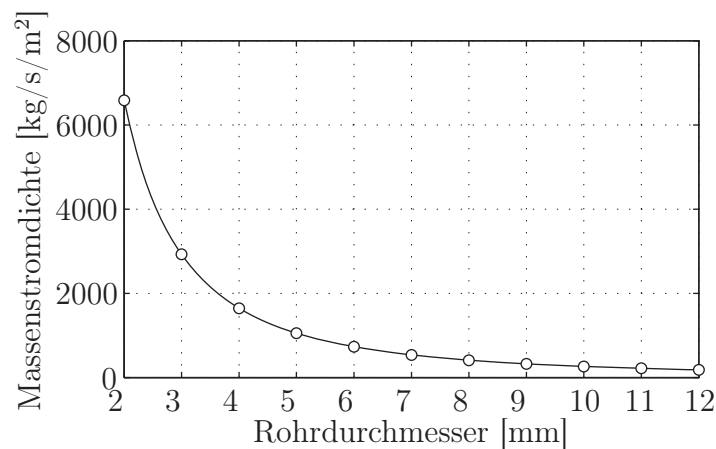


Abbildung 4.19 – Berechnete Massenstromdichte am Nennleistungspunkt über dem Rohrdurchmesser

Als Werkstoff wird der Edelstahl X 5 CrN 18-10 (1.4301) gewählt, da dieser sowohl den thermischen, mechanischen und chemischen Beanspruchungen stand hält, als auch sehr gute Tiefzieheigenschaften besitzt [Dat10]. Die in Abbildung 4.20 abgebildete Rohrwendel besitzt einen Außendurchmesser von 103 mm und einen Innendurchmesser von 52 mm. Die Wendel besteht aus 14 Paketen zu jeweils ca. 2,4 größer, bzw. kleiner werdenden Windungen. Verbunden werden diese Stapel mit jeweils einer halben Windung, welche einen Versatz in der axialen Ebene hat. Der Fertigung wegen sind 7 Teile zu je zwei Paketen miteinander verlötet. Die einzelnen Wendeln haben im verbauten Zustand einen Abstand von ca. 2 mm. Die gestreckte Rohrlänge beträgt 11,5 m. Der Innendurchmesser des Rohrs beträgt 4 mm und die Wandstärke 0,5 mm. Das innere Volumen beträgt 145 ml. Die Oberfläche auf der Innenseite beträgt $14,4\text{ dm}^2$, die auf der Außenseite $18,1\text{ dm}^2$. Ein großer Vorteil einer solchen Rohrwendel ist, dass alle Bereiche innerhalb des Verdampfers gleichmäßig durchströmt sind und es somit an keiner Stelle zu lokalen Überhitzungen kommen kann, wie es beispielsweise vorkommen kann, wenn mehrere Stränge parallel durchströmt werden.

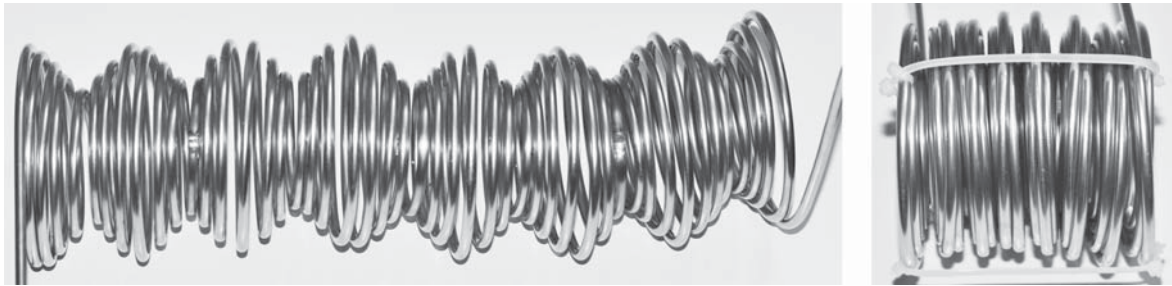


Abbildung 4.20 – Rohrwendel des Verdampfers: links gestreckt, rechts: gestaucht entsprechend dem verbauten Zustand

4.7.3 Expander

Nachdem das Arbeitsmedium und die Prozessführung feststehen, kann eine geeignete Expansionsmaschine ausgewählt werden. Gemäß Simulation treten die größten Verluste bei der Wandlung von Wärme in Arbeit innerhalb der Expansionsmaschine auf. Daher ist die Expansionsmaschine die in einem ORC wichtigste und zugleich wirkungsgradentscheidende Komponente. Neben der Auswahl der geeigneten Komponente ist auch dessen Optimierung ausschlaggebend für den thermischen Wirkungsgrad des Gesamtprozesses.

Für die Auswahl einer Expansionsmaschine sind diverse Parameter von entscheidender Bedeutung. Das Druck- und das Expansionsverhältnis sind entscheidende Parameter für den einzustellenden Betriebspunkt und sollten möglichst gut mit der Auslegung übereinstimmen, da ansonsten Verluste durch Über-, bzw. Unterexpansion entstehen können. Die Dimensionierung, also die Leistungsklasse der Maschine ist entscheidend für die sich einstellende Drehzahl und diese ist wiederum wichtig für den Generator, der die gewonnene Leistung in Strom wandelt. Bezüglich einer Integration in einem Fahrzeug haben der Schmieraufwand, die Betriebssicherheit, die Komplexität und die Kosten einen entscheidenden Einfluss auf die Auswahl der Expansionsmaschine. Des weiteren stellt die Regelung aufgrund des dynamischen Wärmeangebotes Anforderungen an die Eigenschaften der Maschine und auch die Robustheit gegen Tröpfchenschlag [Har11].

Im Bereich der Niedertemperatur(ab)wärmenutzung werden größtenteils Turbinen als Expansionsmaschinen eingesetzt. Im Gegensatz zur Anwendung im PKW sind das Wärmeangebot und die Temperaturen hier jedoch größtenteils als konstant zu erachten. Eine geeignete Expansionsmaschine für die Anwendung im PKW kann also eine andere als eine Turbomaschine sein.

Ganz allgemein kann zwischen Strömungs- und Verdrängungsmaschinen unterschieden werden. In Strömungsmaschinen wird die kinetische Energie des Fluides in eine Bewegung des Rotors gewandelt, wohingegen in Verdrängungsmaschinen der Druck, bzw. die Druckdifferenz auf dem Kolben auf die Kurbelwelle übertragen wird.

Der typische Arbeitsbereich einer Expansionsmaschine lässt sich anhand der charakteristischen Geschwindigkeit greifen. So beträgt die typische Umfangsgeschwindigkeit einer Strömungsmaschine ca. 300 m/s , während typische Geschwindigkeiten von Verdrängungsmaschinen im Bereich von 10 m/s liegen. Eine Skalierung einer Strömungsmaschine auf geringe Durchsätze und somit auf geringe Radien hat zwangsläufig eine Erhöhung der Drehzahl zur Folge, wohingegen Verdrängermaschinen oftmals drehzahlkonstant herunter skaliert werden können. Des weiteren stellt die Anfälligkeit gegen Undichtigkeiten sehr hohe Ansprüche an die Fertigungstoleranzen einer Strömungsmaschine, welche bei kleineren Maschinen umso geringer werden.

Mit der hohen Drehzahl einher geht die Empfindlichkeit von Strömungsmaschinen gegenüber Flüssigkeitströpfchen. Es ist hier also stets eine Überhitzung am Expansionsmaschinenaustritt zu gewährleisten. Verdrängermaschinen sind hier zum Teil sehr viel widerstandsfähiger und verkraften oftmals eine Expansion in das Nassdampfgebiet ohne sofort Schaden zu nehmen.

Grundlegend wird in Verdrängungsmaschinen die anliegende Druckdifferenz zur Erzeugung von Wellenarbeit genutzt, und bei Strömungsmaschinen die kinetische Energie des expandierenden Mediums. Um nun eine effiziente Strömungsmaschine zu gestalten, bietet sich ein Medium, bzw. eine Prozessführung an, bei der ein hoher Volumenstrom an der Turbine erzielt wird. Diese gehen jedoch mit großen Rohrquerschnitten und entsprechend großen Kondensatoren einher. Hier bieten Verdrängungsmaschinen für den automotiven Einsatz einen klaren Vorteil, da diese bei geringeren Volumenströmen bessere Wirkungsgrade erzielen.

Eine besondere Anforderung an die Expansionsmaschine wird, wie auch schon bei der Pumpe, an die Betriebscharakteristik gestellt. Da das Wärmeangebot im PKW niemals konstant ist, ist die Leistung der Expansionsmaschine dynamisch anzupassen. Hierbei bleibt die Druckdifferenz stets auf gleich hohem Niveau und der Volumenstrom ist der Wärmezufuhr dynamisch angepasst. Die Regelung stellt somit eine besondere Herausforderung an die Expansionsmaschine, wobei stets die Forderung nach einem hohen Wirkungsgrad über einen möglichst hohen Lastbereich besteht.

Bei klassischen Strömungsmaschinen stehen Druckverhältnis und Volumenstrom in quadratischem Zusammenhang, wohingegen bei Verdrängungsmaschinen der Volumenstrom bei konstantem Druckverhältnis nahezu beliebig variiert werden kann.

Verdrängungsmaschinen eignen sich insbesondere aufgrund der moderaten Drehzahlen und der Robustheit für den automotiven Einsatz im ORC.

Verdrängungsmaschinen kleiner Bauart sind aktuell auf dem Markt nicht erhältlich. Selbst in den Bereichen Geothermie und Biogasverfeuerung ist die Nennleistung mindestens Faktor 10 größer [Bos12, CON11]. Folglich ist die Expansionsmaschine speziell für die Anwendung im PKW zu konzipieren.

In Tabelle 4.6 sind ausgewählte Expansionsmaschinen verschiedener Bauart aufgeführt. Neben dem Arbeitsdrehzahlbereich, welcher für die weitere Nutzung der Wellenarbeit entscheidend ist, ist ein Fenster des isentropen Wirkungsgrades angegeben.

Dieser entspricht jeweils den Nennwirkungsgraden verschiedener Veröffentlichungen. In den Bemerkungen sind die Eigenschaften der Regelbarkeit, des Teillastverhaltens und der technischen Besonderheiten aufgeführt.

Tabelle 4.6 – Bauarten von Expansionsmaschinen

Bauart	n [min^{-1}]	η_{is} [-]	Bemerkungen	Quellen
Kolben- maschi- ne	250–8000	0,50– 0,90	Ein- und Auslasssteuer- ung mittels Ventil oder Drehschieber; geringe Leckage; sehr empfindlich gegen Flüssigkeitsschlag; große Schwingungsanre- gung	[AS09, Hoe09, Ehr05, EKK ⁺ 07, MWOH08, ZPH ⁺ 07]
Flügel- zelle	3000–8000	0,23– 0,70	Aufgrund der vielen Kammern große Kon- taktflächen und rel. hohe mechanische Verluste; Dichtigkeit wird erst bei höheren Drehzahlen er- reicht; folglich erschwer- tes Anfahren; einfache Regelbarkeit	[FSO08, SHHB09, MTYH10, YPH ⁺ 09]
Gerotor	500–3600	0,45– 0,85	Geringe mechanische Ver- luste aufgrund der gerin- gen Bauteilgeschwindig- keiten; sehr robuste und einfache Bauweise; einfa- che Regelbarkeit	[MJC ⁺ 09]
Scroll	2000–8000	0,67– 0,9	Hohe Leckage insbesonde- re bei geringen Drehzah- len, folglich erschwertes Anfahren; einfache Regel- barkeit	[XLY ⁺ 04, MJC ⁺ 09, Har11, Obr11]

Tabelle 4.6 – Bauarten von Expansionsmaschinen

Bauart	n [min^{-1}]	η_{is} [-]	Bemerkungen	Quellen
Schraube	10000– 20000	0,77– 0,81	Einlasssteuerung mit- tels Steuerschieber oder Gleitdruckregelung, hier- bei hohe Verluste in der Teillast; sehr hoher Dreh- zahlbereich; geringe me- chanische Verluste; oszil- lationsfreier Betrieb; sehr robust gegen Flüssigkeits- schlag	[Fre08, GK10, n.n95, Hin93]
Turbine	250000	0,40– 0,85	Variation Beaufschla- gungsgrad durch Düsen- drosselung und hierdurch starke Wirkungsgradver- schlechterung; aufgrund des sehr geringen Durch- messers sehr hohe Dreh- zahlen und sehr geringe Fertigungstoleranzen; ho- he Empfindlichkeit gegen Tröpfchenschlag; Betrieb- scharakteristik eher für stationären Betrieb geeig- net	[AS09, Yam01, YDR06]
Pelton- turbine	40000	0,40– 0,60	Düsengruppen- oder Drosselregelung, hier- durch Verschlechterung des Wirkungsgrades in der Teillast; Betriebscha- rakteristik eher für statio- nären Betrieb geeignet	[Ehr05]

Die Daten der in Tabelle 4.6 aufgeführten Maschinen stammen größtenteils aus Veröffentlichungen von Forschungsprojekten, in denen Maschinen kleiner Leistungsklassen zum Einsatz kamen und gegebenenfalls verglichen wurden. Für die isentropen Wirkungsgrade aller Maschinen sind jeweils relativ breite Fenster angegeben. Dies liegt mitunter daran, dass zum Teil Kompressoren in ihrer Wirk- und Drehrichtung einfach umgedreht wurden, bzw. zum Teil auch auf die Anforderungen als Expansionsmaschi-

ne speziell angepasst und optimiert worden sind. Es kann davon ausgegangen werden, dass der isentrope Wirkungsgrad einer jeden Maschine nach erfolgter Optimierungen den Maximalwert der angegebenen Spanne gehen kann. Ein weitaus größerer Unterschied ist durch das Drehzahlband und der daraus resultierenden Dynamikfähigkeit der Maschine gegeben. Wenn die Wellenleistung mechanisch zurückgespeist oder in Strom gewandelt werden soll, bietet sich der moderate Drehzahlbereich einer Verdrängungsmaschine als sehr vorteilhaft an, da hier auf Getriebe zur Untersetzung verzichtet werden kann. Der hohe Drehzahlbereich einer Strömungsmaschine lässt auf eine weniger gute Eignung für einen dynamischen Betrieb schließen. Die Komplexität der einzelnen Maschinen ist stark unterschiedlich. Hier bietet sich insbesondere ein Gerotor für den automotiven Einsatz an. Die wohl komplexesten Verdrängungsmaschinen sind die Kolbenmaschinen mit einem teils aufwändigen Ventiltrieb und der Scrollexpander mit seinen oszillierenden Dichtflächen.

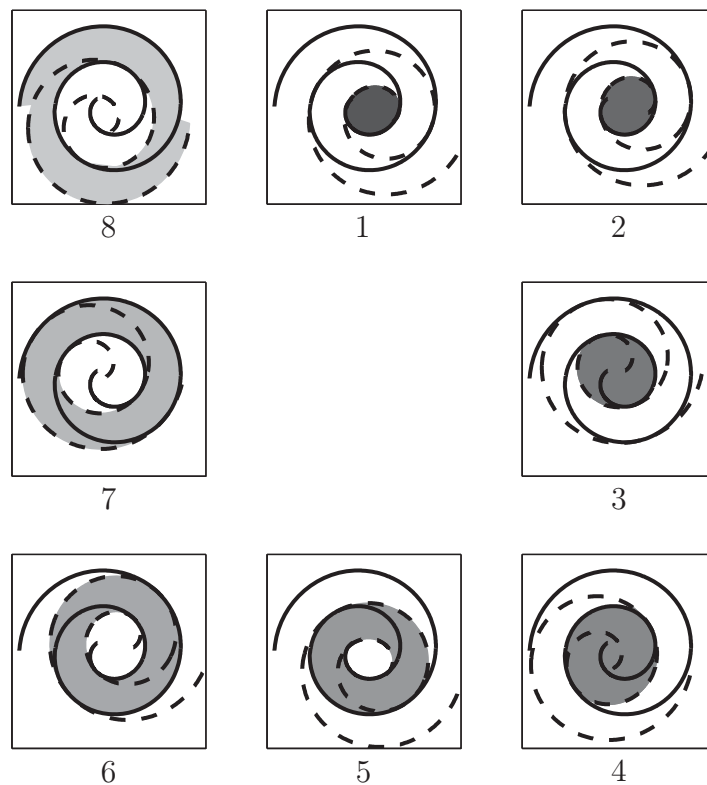


Abbildung 4.21 – Arbeitsprinzip des verwendeten Scrollexpanders. Rotierende Spirale: Gestrichelte Linie; fixe Spirale: Durchgehende Linie; eingeschlossenes Kammervolumen: Farbige Fläche

Im Bereich der PKW Klimatisierung werden für die Kompression des eingesetzten Kältemittels in der Regel Axialkolben- und Scrollmaschinen eingesetzt. Da eine Kolbenmaschine im Gegensatz zur Scrollmaschine Steuerventile benötigt und deutlich

mehr bewegte Teile hat, suggeriert der Einsatz eines Scroll eine einfachere und zuverlässigere Umsetzung. Konventionelle, mechanisch angetriebene Scrollkompressoren haben ein Kammervolumen von ca. 100 cm^3 , um selbst bei niedrigen Motordrehzahlen eine ausreichende Kühlleistung zu erzielen. Der Nachteil ist, dass diese bei hohen Drehzahlen anhand einer Bypassleitung abgeregelt werden müssen. Seit Einführung von Hybrid-Fahrzeugen werden Nebenaggregate elektrifiziert, so auch der Klimakompressor. In folge dessen sank das Kammervolumen auf ca. 30 cm^3 und bietet so unabhängig von der Motordrehzahl stets die benötigte Kühlleistung. Dieses reduzierte Kammer-volumen entspricht von den geometrischen Randbedingungen den Anforderungen, wie sie auch an eine kleine Expansionsmaschine eines ORC gestellt werden. Für Maschinen höherer Leistung bieten sich die konventionellen großen Geometrien an.

Es handelt sich bei einem Scroll um zwei ineinander greifende Spiralen, wobei eine mit dem Gehäuse fest verbunden ist und die andere beweglich ist und sich auf einer kleinen Kreisbahn bewegt, ohne selbst eine rotatorische Bewegung durchzuführen. Sie ist mechanisch mit einer Exzenterwelle als Abtrieb verbunden. Die Berührungsstellen von Verdrängerspirale und fest sitzender Spirale wandern im Betrieb spiralauswärts. Die zwischen den Spiralen liegenden Kammern werden in Strömungsrichtung größer und erlauben hierbei eine Entspannung des Arbeitsmediums. Die Arbeitsweise ist in Abbildung 4.21 (1 $\rightarrow$ 8) schematisch dargestellt.

Bei der in dieser Arbeit verwendeten Expansionsmaschine handelt es sich um einen umgebauten elektrischen Scroll-Kompressor, wie er in PKW Klimaanlage zum Einsatz kommt. Die in einem Scrollkompressor üblichen Flatterventile am Austritt würden das Durchströmen in umgekehrter Richtung verhindern. Da diese zudem für den Betrieb als Expander nicht erforderlich sind, werden diese für die folgenden Experimente demontiert. Für einen sicheren Betrieb wird dem Arbeitsmedium Öl beigemischt, was die Schmierung der bewegten Teile und Dichtflächen sicherstellt.

Die geometrischen Daten des ausgewählten Scroll sind in Tabelle 4.7 gelistet [Obr11]. Des weiteren ist in Abbildung 4.22 ein zerlegter Scroll expander abgebildet.

Tabelle 4.7 – Geometrische Daten des Scroll Expanders [Obr11]

Größe	Einheit	Wert
ϵ	-	2,5
n	min^{-1}	1200–6000
$\dot{V}_3$	$\text{cm}^3/\text{rev.}$	6,67
$\dot{V}_{3,N}$ (bei $\eta_{\text{vol}} = 1$)	$1/\text{min}$	40

4.7.4 Kondensator, Sammler und Unterkühlung

Zur Abfuhr der prozessbedingten Wärmeverluste und zur Kondensation des gasförmigen Arbeitsmediums werden zwei Kondensatoren verwendet und in Reihe installiert,

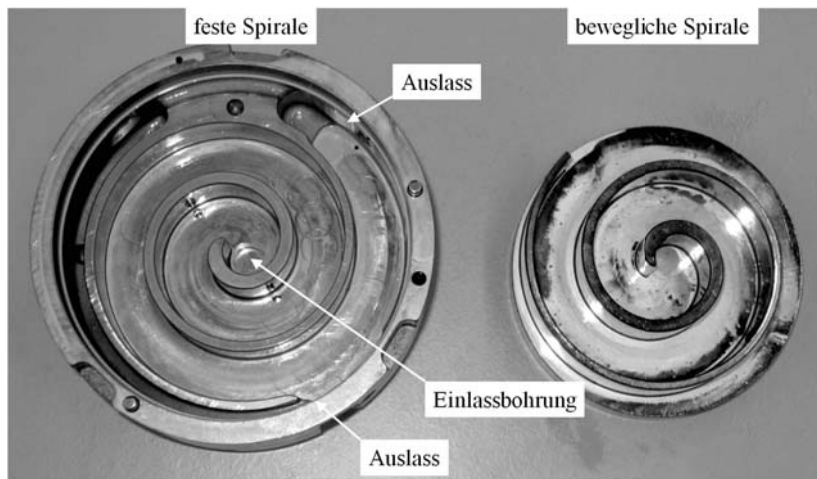


Abbildung 4.22 – Foto eines zerlegten Scrollexpanders

vgl. Kapitel 4.5. Das sich auf Niederdruckseite einstellende Druckniveau hängt von der abzuführenden Wärme, bzw. der benötigten Temperaturdifferenz zur Umgebung und dem Luftmassenstrom ab.

Der im Arbeitsprozess hinter dem Kondensator verbaute Sammler stammt von einer serienmäßigen PKW-Klimaanlage und wird dort als Hochdrucksammler eingesetzt. In Abbildung 4.23 ist schematisch die Funktionsweise eines Hochdrucksammlers dargestellt. Die Unterkühlung des einströmenden Kältemittels unterliegt im Betrieb Schwankungen, so dass teils noch nicht kondensiertes Gas aus dem Kondensator ausströmt. Im Sammler wird dieses durch bereits verflüssigtes Kältemittel weiter abgekühlt und kondensiert. Der Austritt aus dem Sammler liegt an der tiefsten Stelle, so dass lediglich der flüssige Anteil weiter strömt. Des weiteren besteht die Aufgabe des Sammlers darin, ein Ausgleichsvolumen bereit zu stellen, um den variablen Massenbedarf der Anlage sicherzustellen. Dieser ist abhängig vom Betriebspunkt, den Umgebungsbedingungen und dynamischen Speichervorgängen innerhalb der Anlage. Des weiteren verhält sich das zusammen mit dem Kältemittel R134a verwendete Öl stark hygroskop. Eine im Sammler integrierte Trocknungspatrone adsorbiert eventuell vorhandenes Wasser aus dem Arbeitsmedium.

Im Gegensatz zu einer Klimaanlage, bei der in der Regel eine unter verschiedenen Randbedingungen möglichst gleiche Prozessführung angestrebt wird, sollen im Experiment bewusst unterschiedliche Betriebspunkte angefahren werden.

In der Simulation arbeitet die Pumpe unter allen Bedingungen einwandfrei. In der Praxis ist es jedoch so, dass auf der Saugseite der Pumpe ein Unterdruck erzeugt wird, welcher das bis auf die Siedelinie kondensierte Kältemittel verdampfen lässt und zu Kavitation führt. Um unter allen Betriebsbedingungen gewährleisten zu können, dass die Pumpe mit flüssigem Kältemittel versorgt wird ist es zwingend erforderlich, eine Unterkühlstrecke nach dem Sammler zu verbauen. Die Unterkühlstrecke ist mittels

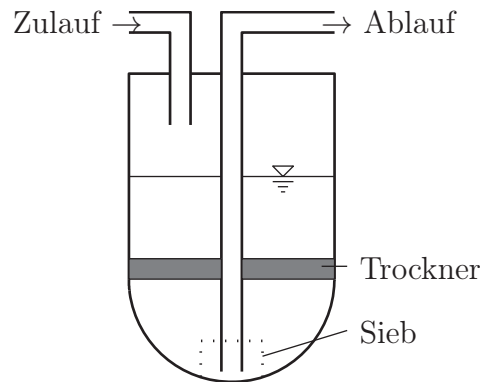


Abbildung 4.23 – Schematische Darstellung der Funktionsweise eines Hochdrucksammlers

eines sehr kleinen Kondensators realisiert und hat die Aufgabe, das flüssige Kältemittel um $\geq 4\text{ K}$ zu unterkühlen.

Der verwendete Lüfter stammt aus einem PKW und hat eine Nennleistung von 600 W und realisiert bei dem gegebenen Aufbau einen Luftmassenstrom von bis zu 3.3 kg/s .

Kapitel 5

Experimentelle Untersuchungen

5.1 Versuchsaufbau

Die experimentelle Umsetzung des ORC erfolgt an einem Prüfstand. Hier ist der Bau-
raum für prototypische Bauteile plus Messtechnik nicht beschränkt und erlaubt somit
eine genaue und wiederholbare Vermessung der am Prozess beteiligten Komponenten,
als auch die Bilanzierung des Gesamtsystems. Des weiteren ist hier uneingeschränk-
ter Zugang zu den einzelnen Komponenten gegeben. In Abbildung 5.1 ein Foto des
Prüfstandsbaus abgebildet. Abbildung 5.2 zeigt schematisch den Versuchsaufbau
mitsamt verbauter Messtechnik.

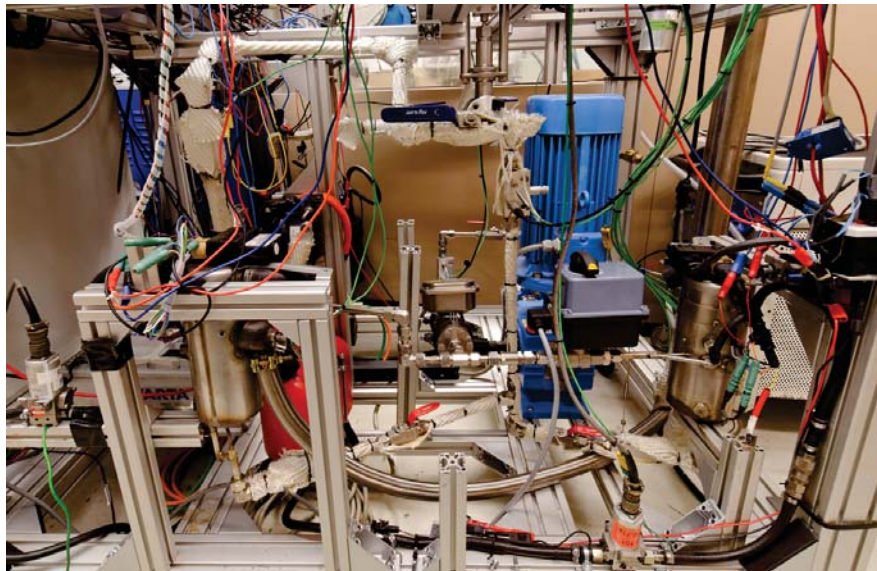


Abbildung 5.1 – Foto des Prüfstandsbaus



Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Der Pumpe nachgeschaltet sind die Verdampfer, entsprechend Kapitel 4.7.2, verbaut. Um die Anlage losgelöst von einem Verbrennungsmotor testen zu können, wird dem Prozess nicht das Abgas eines PKW Motors zur Verfügung gestellt, sondern in separaten Brennern Diesel verbrannt und somit Heißgas erzeugt. Die Brenner können Heißgas bei einer Leistung von jeweils 6 kW liefern. Aufgrund der direkten Verbrennung von Kraftstoff besteht neben der Möglichkeit der Bilanzierung über das Heißgas und das Arbeitsmedium auch die Möglichkeit, die Brenner und somit die Verdampfer über den zugeführten Brennstoff zu bilanzieren. Die Messung des in die Brenner eingespritzten Kraftstoffs erfolgt direkt über Kolbenverdränger, das Verbrennungsluftverhältnis wird über Breitbandlambdasonden erfasst. Abgasseitig sind die Verdampfer mit 8 über die Lauflänge verteilten Thermoelementen bestückt.

Nach den Verdampfern folgt die Expansionsmaschine, wie sie in Kapitel 4.7.3 vorgestellt wird. Es handelt sich bei dem integrierten Generator um eine Drehstrom-Synchronmaschine mit Permanentmagneten und drei Polpaaren. Die Belastung erfolgt mittels verschiedener ohmscher Lastwiderstände, welche im Stern oder im Dreieck verschalten werden können. Aufgrund der rein ohmschen Belastung beträgt der Wirkfaktor $\cos(\varphi)$ stets eins. Die Spannung und der Strom wird von allen drei Phasen anhand der Drehstrommesstechnik der Firma Additive vermessen, so dass neben der Wirkleistung über die Frequenz die Drehzahl der Maschine berechnet werden kann. In Tabelle 5.1 ist die Berechnung der elektrischen Generatorleistung für Stern- und Dreieckschaltungen angegeben. Der Strangstrom in der Dreiecksschaltung ist um den Faktor $\sqrt{3}$ höher, als in der Sternschaltung, was eine um den Faktor 3 größere Leistung zur Folge hat.

Insbesondere für einen reibungslosen Anfahrvorgang ist es zweckdienlich, die Expansionsmaschine bypassen zu können. Dies ist mittels eines regelbaren Proportionalventils realisiert. Um die Anlage losgelöst vom Expander testen zu können, kann dieser mittels zweier manueller Ventile komplett von der restlichen Anlage getrennt werden.

Tabelle 5.1 – Leistungsberechnung eines Drehstrom-Synchron-Generators in Stern-/Dreieck-Schaltung

	Stern	Dreieck
I	I_{Str}	$\sqrt{3}I_{\text{Str}}$
U	$\sqrt{3}U_{\text{Str}}$	U_{Str}
I_R	$\frac{U_{\text{Str}}}{R} = \frac{U}{\sqrt{3}U}$	$\frac{U_{\text{Str}}}{R} = \frac{U}{R}$
P_{el}	$3U_{\text{Str}}I_{\text{Str}}\cos(\varphi) = \frac{U^2}{R}\cos(\varphi)$	$3U_{\text{Str}}I_{\text{Str}}\cos(\varphi) = 3\frac{U^2}{R}\cos(\varphi)$

Dem Expander nachgeschaltet befinden sich Kondensatoren, der Sammler und die Unterkühlstrecke, vgl. Kapitel 4.7.4.

Sollte aufgrund einer Fehlfunktion nicht genügend der zugeführten Energie abgeführt werden können, so stiege der Systemdruck bis zum Versagen einer Komponente an. Um dies zu verhindern ist aus Sicherheitsgründen zwischen Unterkühlstrecke und

Pumpe ein Überdruckventil installiert, was ab einem eingestellten Druck das Arbeitsmedium abbläst. Des Weiteren ist in der Ansteuerung der Anlage eine Überwachung sämtlicher Systemparameter übergelagert. Diese schaltet die Brenner bei zu hohem Druck oder zu hoher Temperatur ab, öffnet das Bypassventil und fährt den Kühlerlüfter auf maximale Leistung hoch.

Alle Komponenten sind mit starren Edelstahlrohrleitungen verbunden. Zur Minimierung der Wärmeverluste durch Strahlung und Konvektion sind alle Rohrleitungen des Prüfstandaufbaus mit einer Isolierung versehen.

Die Ansteuerung der Aktoren erfolgt über ein Rapid Prototyping System, bestehend aus der MicroAutoBox und dem RapidPro der Firma dSPACE. Die Erfassung der Messgrößen erfolgt über Messaufnehmer der Firma IPETRONIK und wird als CAN-Botschaft dem Rapid Prototyping System bereit gestellt. Hier steht neben der Möglichkeit einer manuellen Steuerung der Anlage auch die einer Regelung zur Verfügung. Das entsprechende Modell ist in Matlab/Simulink erstellt und wird im Kapitel 5.5 vorgestellt.

Für eine genaue Bilanzierung einer jeden Komponenten, sowie der gesamten Anlage sind an Ein- und Austritt einer jeden Komponente sowohl Druck, als auch Temperatursensoren verbaut. Mittels dieser Daten kann die spezifische Enthalpie, sofern ein Abstand zur Siede-, bzw. Taulinie besteht, berechnet werden. Eine mögliche Fehlerquelle hierbei ist der nicht berücksichtigte Ölanteil im Kältemittel, welcher ca. 5% ist. Eine exakte Berechnung der spezifischen Enthalpie im Nassdampfgebiet ist anhand von Druck und Temperatur nicht möglich. Der sich einstellende Massenstrom wird mittels Coriolis Massendurchflussmesser gemessen, um so eine hohe Genauigkeit bei der Bilanzierung sicherzustellen. Des weiteren kann hier die Dichte gemessen werden. Eine Übersicht über die verwendeten Sensoren und deren Messgenauigkeit ist im Anhang D gegeben.

Die Bilanzierung des ORC anhand von Messdaten ist lediglich von quantitativer Aussage. Um eine Aussage über die Qualität zu erzielen, ist es zweckdienlich die Qualität der einzelnen Messgrößen und den Fehler der Rechengrößen zu ermitteln. In Anhang D ist die Berechnung des maximalen Fehlers, also der Genauigkeit anhand der Gauß'schen Fehlerfortpflanzung durchgeführt. Die Genauigkeit beträgt für die Bilanzierung der zugeführten Wärme $\dot{Q}_{23}$ unter Vernachlässigung des Öleinflusses 1,03% und unter Berücksichtigung des Öleinflusses 6,13%. Hiermit ergibt sich bei der Berechnung des thermischen Wirkungsgrades des Gesamtprozesses eine Genauigkeit von 6,25%.

Die Befüllung der Anlage erfolgt mittels eines Kältemittelbefüllgerätes. Hierbei wird die Anlage zunächst evakuiert, um anschließend eine zuvor festgelegte Masse des flüssigen Arbeitsmediums in die Anlage geben zu können. Die benötigte Füllmasse lässt sich anhand der Volumina und der mittleren Dichte des Arbeitsmediums in den einzelnen Komponenten berechnen. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass die Anlage Schwankungen in Hoch- und Niederdruck, als auch der Überhitzungstemperatur ausgesetzt ist. Diese Schwankungen werden im Betrieb von dem Sammelbehälter ausgeglichen. Für einen

einwandfreien Betrieb der Pumpe ist darauf zu achten, dass diese stets mit unterkühltem Kältemittel versorgt wird. Zur Schmierung der beweglichen Teile, insbesondere der des Scrollkompressors, werden dem Arbeitsmedium ca. 5% Kompressoröl beigemischt, die mit dem Arbeitsmedium in der Anlage zirkulieren.

5.2 Versuchsbetrieb und Stationärvermessung

5.2.1 Bilanzierung eines ausgewählten Betriebspunktes

Anhand eines ausgewählten, stationär vermessenen Betriebspunktes soll die Bilanzierung des Prozesses analog zur Bewertung des Gesamtprozesses in der Simulation (Kapitel 4.6.3) detailliert dargestellt werden. Für alle weiteren stationären Betriebspunkte wird auf die Zusammenstellung der Mess- und Rechendaten in Anhang C verwiesen.

In Abbildung 5.3 ist die Prozessführung des ausgewählten Betriebspunktes sowohl in einem p - h -, als auch in einem T - s -Diagramm dargestellt. Sehr deutlich ist im rechten Diagramm die hohe Entropieerzeugung innerhalb der Pumpe ($1 \rightarrow 2$) zu erkennen. Die Druckerhöhung beträgt hier 22 bar. Die Verdampfung ($2 \rightarrow 3$) des Arbeitsmediums erfolgt quasi isobar durch das Zweiphasengebiet. Der Druckverlust des Verdampfers beträgt 2,9 bar. Am Eintritt des Expanders beträgt die Temperatur $142,5^\circ\text{C}$ und der Druck 27,3 bar, was einer spezifischen Enthalpie von 513 kJ/kg entspricht. Im Expander wird unter Abgabe von technischer Arbeit ($3 \rightarrow 4$) eine Druckdifferenz von 17,5 bar abgebaut. Die Entropieerzeugung im Expander scheint deutlich geringer, als in der Pumpe. Hier ist jedoch zu berücksichtigen, dass diese Prozesse nicht ideal adiabat erfolgen können. Der Expander weist aufgrund der höheren Oberflächentemperaturen deutlich höhere Wärmeverluste auf. Diese reduzieren die tatsächliche Entropieerzeugung entsprechend Gleichung 2.2. Der Kondensator ($4 \rightarrow 5$) führt die Verlustwärme an die Umgebung ab und kondensiert das Arbeitsmedium. Es wird am Kondensatoraustritt eine Unterkühlung von 3,6 K realisiert. Der Druckverlust des Kondensators beträgt 1,2 bar. Die Kondensationstemperatur gleitet aufgrund des Druckverlustes von $38,6^\circ\text{C}$ auf $33,9^\circ\text{C}$. Der Sammler ist in der Darstellung unberücksichtigt, da es sich um einen stationären Betriebspunkt handelt, an dem weder Masseneinlagerungen, noch Energiespeichervorgänge stattfinden. Die Unterkühlstrecke ($5 \rightarrow 1$) realisiert eine finale Abkühlung des bereits flüssigen Arbeitsmediums auf $21,3^\circ\text{C}$, was annähernd der Umgebungstemperatur von $20,6^\circ\text{C}$ entspricht. Die Unterkühlung beträgt somit vor der Pumpe 10,9 K. Der Druckverlust der Unterkühlstrecke beträgt 0,4 bar.

Energetische Bewertung des Prozesses In Abbildung 5.4 sind in einem Sankey-Diagramm die Energieströme des diskutierten Betriebspunktes dargestellt. Im betrachteten Betriebspunkt beträgt der zugeführte Wärmestrom $\dot{Q}_{23}$ 10,4 kW. Im Unterschied zu der Simulation treten in der Praxis Strahlungs- und Konvektionsverluste an allen

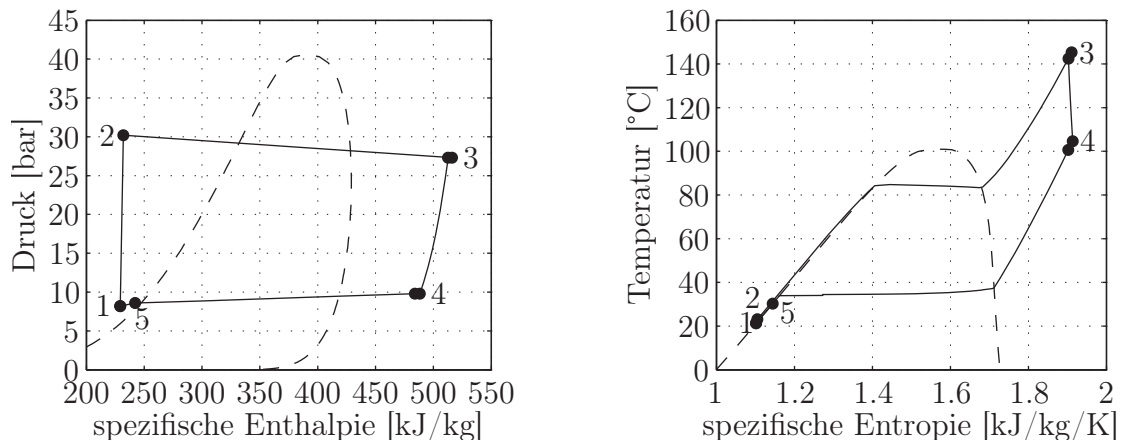


Abbildung 5.3 – Ergebnisse der Vermessung des Gesamtprozesses. Links: p - h -Diagramm, rechts: T - s -Diagramm.

Komponenten und Rohrleitungen auf. Diese sind jeweils mit dem Gleichungszeichen $\dot{Q}_{\text{Verl}}$ gekennzeichnet.

Die Kolbenpumpe deckt ein sehr weites Lastspektrum ab (vgl. Kapitel 4.7.1) und wird am gewählten Betriebspunkt in unterer Teillast betrieben. Sie überträgt auf das Arbeitsmedium 100 W Leistung. Diese setzt sich aus 66 W hydraulischer Leistung und 34 W Verlustleistung zusammen. In diesem Betriebspunkt ist der energetische Wirkungsgrad erwartungsgemäß sehr gering und beträgt 66%. Entgegen der Herstellerangabe ist der Liefergrad der Pumpe deutlich geringer und beträgt 65%. Hieraus lässt sich schließen, dass die Pumpe trotz der Unterkühlung von 10,9 K kavitiert. Die Ursache der Kavitation kann mehrere Ursachen haben. Am wahrscheinlichsten ist jedoch, dass die Berechnung der Unterkühlung fehlerbehaftet ist. Der zur Berechnung herangezogene Druck am Pumpeneintritt ist ein zeitlich gemittelter Wert. Tatsächlich jedoch schwingt dieser mit der Frequenz des Pumpenkolbens. Der Saugdruck der Pumpe ist also niedriger als der für die Enthalpieberechnung herangezogene Mittelwert. Ferner ist der Ölanteil im Kältemittel für die Berechnung der Enthalpie unberücksichtigt, was die Berechnung der Unterkühlung verfälscht. Eine auf die Prozessführung des ORC optimierte Pumpe suggeriert einen entsprechend höheren Wirkungsgrad und damit einen höheren Prozesswirkungsgrad. Der geringe Wirkungsgrad wird aber in der Prüfstandsphase in Kauf genommen, da die gewählte Pumpe eine große Freiheit bezüglich der Wahl des Betriebspunktes bietet.

Der Verdampfer erfüllt die Anforderung der Auslegung bezüglich der Wärmeübertragung mit einem Wirkungsgrad von 89%. Der Druckverlust ist jedoch deutlich höher als gemäß der Auslegung angestrebt. Dies kann unter Umständen auf die Bauart des Verdampfers zurückgeführt werden. Dieser besteht aus mehreren verlöteten Rohrwendel-Paketen, wobei nicht ausgeschlossen werden kann, dass an diesen Stellen Lot in das Rohr eingetreten ist und hier den hydraulischen Querschnitt reduziert hat.

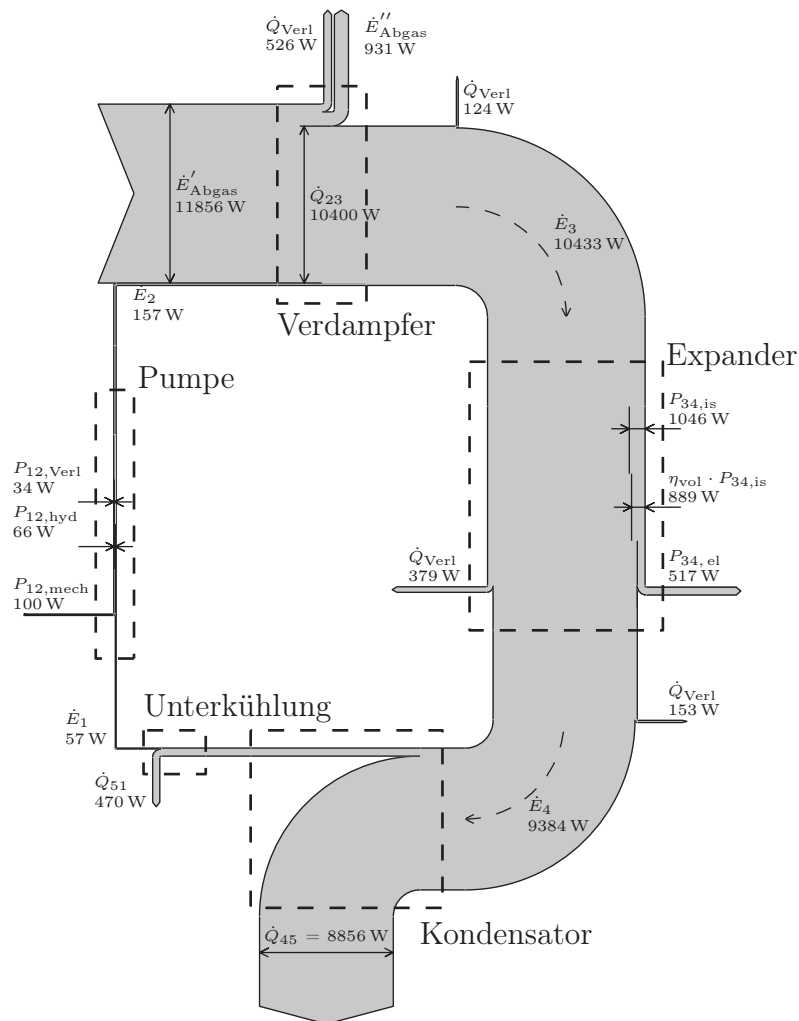


Abbildung 5.4 – Sankey-Diagramm der Energieströme eines stationären Betriebspunktes

Der Wirkungsgrad des Verdampfers könnte durch Isolation des Gehäuses erhöht werden, da hier ein Wärmeverlust von 526 W auftritt. Das Abgas wird im Verdampfer von ca. 1170°C auf 110°C abgekühlt.

Am Expander werden 517 W elektrische Leistung abgegeben. Bezogen auf die isentrope Expanderleistung hat der Expander einen Gesamtwirkungsgrad von 49%. Dieser Gesamtwirkungsgrad setzt sich aus dem volumetrischen, dem geometrischen, dem mechanischen, dem isentropen und dem elektrischen Wirkungsgrad zusammen. Der volumetrische Wirkungsgrad berechnet sich anhand Gleichung 4.18 zu 85% und beschreibt, wie groß der Anteil des den Expander durchströmenden Arbeitsmediums ist, welcher technische Arbeit verrichtet. Gemäß Gleichung 4.28 beträgt der geometrische annähernd Wirkungsgrad 100%. Im ausgewählten Betriebspunkt erfolgt eine vollständige Expansion, so dass innerhalb des Expanders keine Arbeit für eine Überexpansion

verrichtet werden muss. Das Produkt aus isentropen, mechanischem und elektrischem Wirkungsgrad beträgt somit 58%. Eine genaue Aufteilung kann nur durch eine Indizierung ermittelt werden und wurde nicht vorgenommen. Aufgrund der großen Oberfläche und der großen Oberflächentemperaturen beträgt der Wärmeverlust am Expander 379 W.

Im Kondensator werden 8856 W Wärmestrom an die Umgebung abgegeben, was zur vollständigen Kondensation des Arbeitsmediums führt. Der Sammler ist im Sankey-Diagramm nicht dargestellt, da hier an stationären Betriebspunkten keine Energie- und Massenspeicherungen stattfinden. Eine weitere Unterkühlstrecke hinter dem Sammler realisiert eine Unterkühlung von 10,9 K und führt hierbei 470 W Wärme an die Umgebung ab. Die Wirkungsgrade von Kondensator, bzw. Unterkühlstrecke betragen 94%, respektive 85%.

Der effektive (energetische) Wirkungsgrad des Prozesses beträgt gemäß Gleichung 5.1 4,1%. Eine effizientere Pumpe mit einem Wirkungsgrad von 85% könnte den Wirkungsgrad um lediglich 0,2 Prozentpunkte auf 4,3% anheben, vgl. Gleichung 5.2. Der größte Teil der Energiewandlungsverluste tritt in der Expansionsmaschine auf. Eine Maximierung des Prozesswirkungsgrades ist durch Reduktion dieser Verluste oder durch eine andere Prozessführung bei höheren Drücken möglich, vgl. Kapitel 4.3.2, wo ein maximaler Druck von 60,5 bar angestrebt wird und einen um 41% höheren Prozesswirkungsgrad suggeriert.

$$\eta_{\text{eff}} = \frac{P_{34,\text{el}} - P_{12,\text{mech}}}{\dot{H}_3 - \dot{H}_2} = 4,1\% \quad (5.1)$$

$$\eta_{\text{eff}} = \frac{P_{34,\text{el}} - \frac{1}{0,85}P_{12,\text{hyd}}}{\dot{H}_3 - \dot{H}_2} = 4,3\% \quad (5.2)$$

Exergetische Bewertung des Prozesses In Abbildung 5.5 ist für den betrachteten Betriebspunkt ein Sankey-Diagramm der Exergieströme dargestellt.

Die in der Pumpe zugeführte mechanische Leistung wird auf das Fluid übertragen. Die Verlustleistung der Pumpe erwärmt das Arbeitsmedium lediglich geringfügig, so dass sich hieraus kein signifikanter Exergieeintrag ergibt und diese Verlustleistung in Form von Anergie den Bilanzraum der Pumpe verlässt.

Im Verdampfer treten drei verschiedene Verluste auf: Der aus dem Verdampfer austretende Abgasmassenstrom ist auf 110°C abgekühlt, somit gehen hier 159 W Exergie ungenutzt an die Umgebung verloren. Bedingt durch die Erwärmung des Arbeitsmediums auf ein deutlich geringeres Temperaturniveau als das des Abgases treten Exergieverluste auf, die der Wärmeübertragung zuzusprechen sind, vgl. Gleichung 4.54. Der Exergieverlust der Wärmeübertragung $\dot{E}_{\text{Ex,Verl,WÜ}}$ beträgt 4890 W.

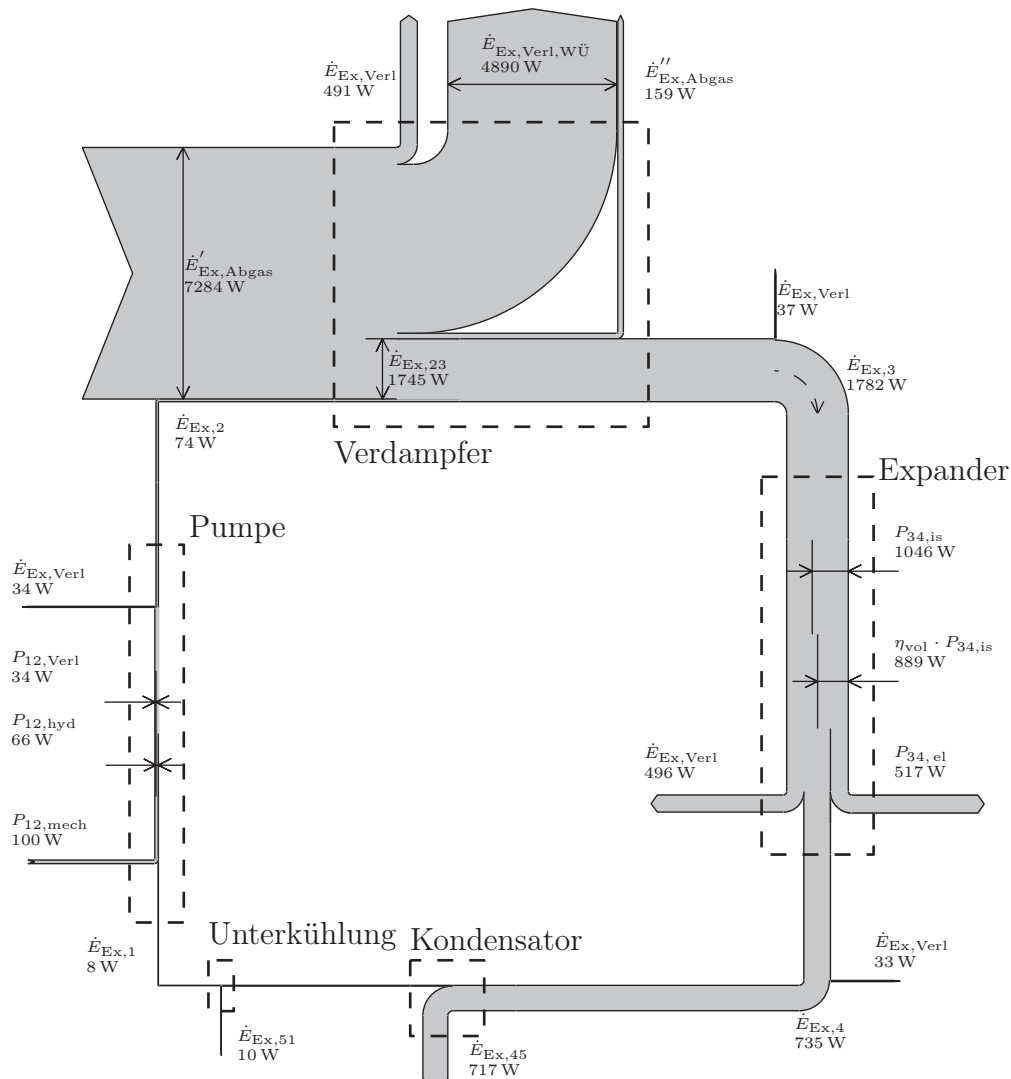


Abbildung 5.5 – Sankey-Diagramm der Exergieströme eines stationären Betriebspunktes

Der letzte Term der Exergieverluste ist den Strahlungs- und Konvektionsverlusten geschuldet. Somit beträgt der exergetische Wirkungsgrad des Verdampfers 24%.

Bezogen auf den zugeführten Exergiestrom werden im Expander 29% in elektrische Leistung gewandelt, wobei das theoretische Maximum bei 59% läge. Die exergetischen Verluste betragen 496 W und sind betragsmäßig größer, als die energetischen Verluste. Dies begründet sich darin, dass zu dem Exergieverluststrom des Wärmestromes der Exergieverlust der Energiewandlung addiert ist. Eine genaue Aufteilung ist nur bedingt möglich, da der Energieverluststrom bei unterschiedlichen Oberflächentemperaturen auftritt.

Im Kondensator wird das Arbeitsmedium auf annähernd Umgebungstemperatur abgekühlt. Somit wird die verbleibende Exergie fast komplett zu Anergie. In der Unterkühlstrecke wird das Arbeitsmedium auf annähernd Umgebungstemperatur abgekühlt. Der hier austretende Exergiestrom hat somit fast den Wert Null.

Der exergetische Wirkungsgrad des Gesamtprozesses berechnet sich gemäß Gleichung 5.3 zu 23,9%.

$$\zeta_{\text{WKM}} = \frac{P_{34,\text{el}} - P_{12,\text{mech}}}{\dot{E}_{Ex,23}} = 23,9\% \quad (5.3)$$

5.2.2 Untersuchung Betriebsverhalten im gesamten Kennfeld

In Kapitel 4.3.2 wurde die Auslegung eines ORC und der Prozess zur Ermittlung eines optimalen Prozesspunktes beschrieben. Hierbei wurden Annahmen getroffen, die von der Realität abweichen: Es wurden stets konstante Wirkungsgrade angenommen und Verluste durch Strahlung/Konvektion vernachlässigt. Ferner wurde der Wirkungsgrad einer geometrischen Expansion vernachlässigt. In Abbildung 4.10 ist schließlich das geometrische Expansionsverhältnis des verwendeten Expanders in der Simulation berücksichtigt. In Abbildung 5.6 ist der thermische Wirkungsgrad des ORC als Isogramm in Abhängigkeit des Drucks und der spezifischen Enthalpie am Expandereintritt dargestellt. Im Gegensatz zur Simulation ist der betrachtete Betriebsbereich deutlich kleiner: Zum Schutz des Expanders wurden Betriebspunkte nahe der Taulinie vermieden. Ferner ist der maximale Hochdruck in der Maschine auf 30 bar beschränkt und auch die maximale Expandereintrittstemperatur durfte 160°C nicht überschreiten.

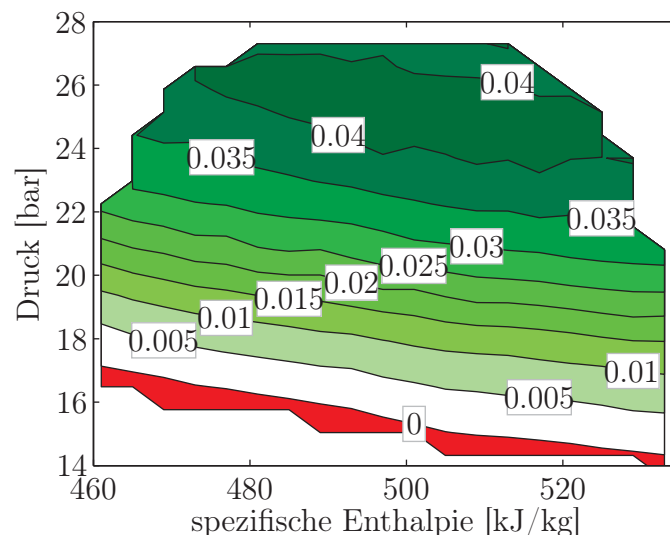


Abbildung 5.6 – Effektiver Wirkungsgrad des ORC als Funktion von Druck und spezifischer Enthalpie am Expandereintritt

Sehr deutlich geht aus dem Kennfeld hervor, dass der Wirkungsgrad zunächst mit steigendem Druck stark und mit steigender Temperatur geringfügig steigt. In einem Bereich von ca. 24–26,5 bar bewegt sich der Bereich des maximalen Prozesswirkungsgrades. Oberhalb dieses Druckes sinkt der Gesamtwirkungsgrad mit steigendem Druck. Wie bereits in der Simulation gezeigt, ist dieses Verhalten in dem konstanten Expansionsverhältnis der Expansionsmaschine zuzuschreiben, wobei ein zu geringes Expansionsverhältnis zu einer Vernichtung technischer Arbeit durch Überexpansion und ein zu hohes Expansionsverhältnis lediglich zu steigender Pumpenarbeit führt.

Ferner liegt der optimale Hochdruck ca. 1 bar niedriger, als in der Simulation prognostiziert. Dies liegt vor allem daran, dass der Kondensatoreintrittsdruck für die Simulation mit 10 bar als konstant angenommen wurde und in der Messung Werte zwischen 8,9 und 10,4 bar lag. Der Massenstrom in der Anlage bestimmt bei konstanter Wärmezufuhr primär die spezifische Enthalpie am Expandereintritt. Zugleich ist der Massenstrom ein maßgeblicher Einflussfaktor auf den Druckverlust in allen durchströmten Komponenten. In Abbildung 5.7 ist der Druck am Kondensatoreintritt über der spezifischen Enthalpie am Expandereintritt dargestellt. Sehr deutlich ist ein Sinken des Druckes mit steigender spezifischer Enthalpie zu erkennen. Die zwei auf unterschiedlichen Druckniveaus befindlichen Linien des gleitenden Durchschnitts sind in verschiedenen Lüfteransteuerungen begründet. Eine maximale Lüfteransteuerung hat geringere Kondensationsdrücke zur Folge. Der sinkende Druckverlust im Kondensator wirkt sich auf das Druckverhältnis am Expander positiv aus, so dass eine höhere Expander-eintrittstemperatur neben den thermodynamischen Vorteilen auch die des geringeren Druckverlustes, also ein steigendes Expansionsverhältnis hat.

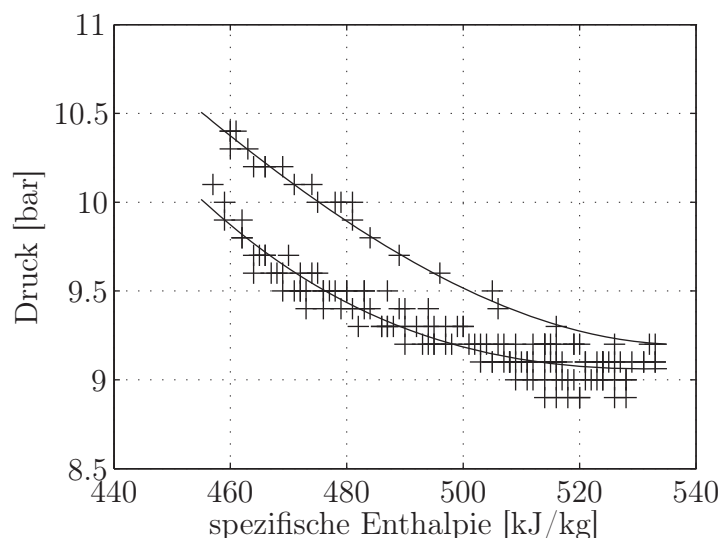


Abbildung 5.7 – Druck am Kondensatoreintritt über der spezifischen Enthalpie am Expandereintritt

Entgegen der Simulation, wo die Isolinien konstanten Wirkungsgrades eine positive Steigung haben, verlaufen diese in der Messung (Abbildung 5.6) mit negativer Steigung. Dies begründet sich vor allem in dem Druckverlust des Kondensators, welcher mit steigendem Massenstrom, also geringerer Verdampfungstemperatur, steigt. In Abbildung 5.7 ist der sich am Kondensatoreintritt einstellende Druck über der spezifischen Enthalpie am Eintritt dargestellt. Die zwei Kurvenverläufe stellen sich bei verschiedenen Lüfterleistungen ein, wobei eine geringere Lüfterleistung einen höheren Druck zur Folge hat.

Der volumetrische Wirkungsgrad des Expanders beträgt je nach Betriebspunkt bis zu 95%. In Abbildung 5.8 ist dieser über dem Expansionsverhältnis (ρ_3/ρ_4) dargestellt. Der maximale Wirkungsgrad stellt sich bei Expansionsverhältnissen von ca. 2,4 ein, was in etwa dem geometrischen Expansionsverhältnis entspricht. Die Abweichung begründet sich in der Vernachlässigung des Öls, was im Kreislauf mit dem Arbeitsmedium zirkuliert. Das dargestellte Expansionsverhältnis berechnet sich vereinfacht gemäß Gleichung 4.18. Korrekterweise ist das zirkulierende Öl gemäß Gleichung 5.5 zu berücksichtigen. Da jedoch der Anteil des zirkulierenden Öls $X_{\text{Öl}}$ kleiner ist, als der des dem Arbeitsmediums beigemengten Öls und dieser nicht bekannt ist, wurde dieser Einfluss vernachlässigt.

$$\epsilon = \frac{\dot{V}_4}{\dot{V}_3} \approx \frac{\dot{m}/\rho_4}{\dot{m}/\rho_3} = \frac{\rho_3}{\rho_4} \quad (5.4)$$

$$\epsilon = \frac{(1 - X_{\text{Öl}})/\rho_4 + X_{\text{Öl}}/\rho_{\text{Öl},4}}{(1 - X_{\text{Öl}})/\rho_3 + X_{\text{Öl}}/\rho_{\text{Öl},3}} \quad (5.5)$$

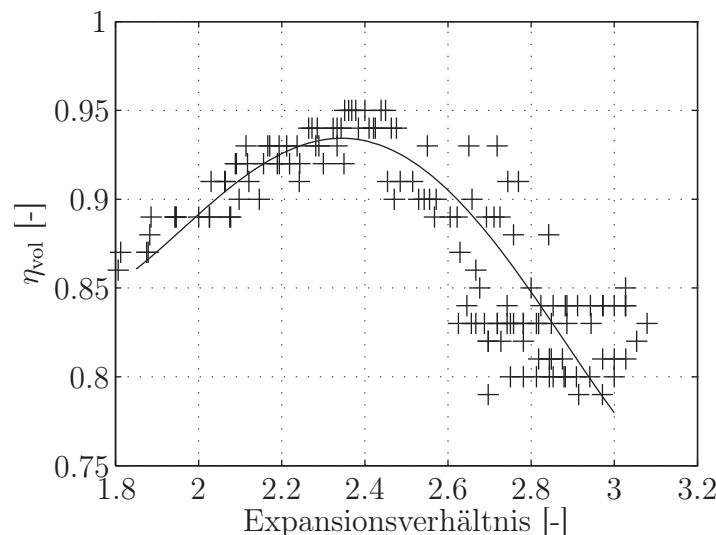


Abbildung 5.8 – Volumetrischer Wirkungsgrad des Expanders über dem Expansionsverhältnis ρ_3/ρ_4

Der Gesamtwirkungsgrad des Expanders ist in Abbildung 5.9 über dem Druckverhältnis dargestellt. Bei einem Druckverhältnis von ca. 2,6 stellt sich der maximale Wirkungsgrad von 54% ein. Der Wirkungsgradabfall zu geringeren Druckverhältnissen ist etwa doppelt so groß wie zu höheren Druckverhältnissen. Dies begründet sich darin, dass bei zu geringen Druckverhältnissen technische Arbeit für eine Überexpansion aufgewendet werden muss und somit die abgegebene Leistung zusätzlich minimiert. Bei zu hohen Druckverhältnissen hingegen bleibt lediglich ein Teil der wandelbaren Druckdifferenz ungenutzt.

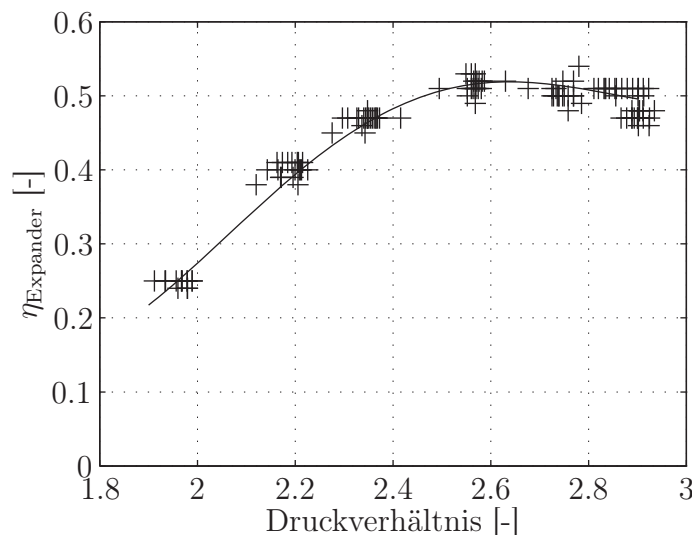


Abbildung 5.9 – Gesamtwirkungsgrad der Expansionsmaschine über dem Druckverhältnis

5.3 Abgleich von Simulation und Messung

5.3.1 Bilanzierung eines ausgewählten Betriebspunktes

Zur Beurteilung der Simulationsgüte wird im Simulationsmodell der gleiche Betriebspunkt eingestellt, wie der Messpunkt, der in Kapitel 5.2.1 diskutiert wurde. Hierbei wird die Simulation so eingestellt, dass der Massenstrom des Arbeitsmediums und die zugeführte Wärme jeweils den gleichen Betrag wie in der Messung haben. Der Expander wird derart geregelt, als dass der Druck am Eintritt gleich dem der Messung ist. Folglich ist die maximale Prozesstemperatur auch identisch. Mittels des Lüfters am Kondensator wird in der Simulation die Luftmasse so eingestellt, dass der minimale Prozessdruck in Simulation und Messung übereinstimmen.

In Abbildung 5.10 sind in einem p - h - als auch in einem T - s -Diagramm die Prozessführungen aus Simulation und Messung dargestellt. Ferner sind in Tabelle 5.2 einige charakteristische Größen beider Prozesse gegenübergestellt.

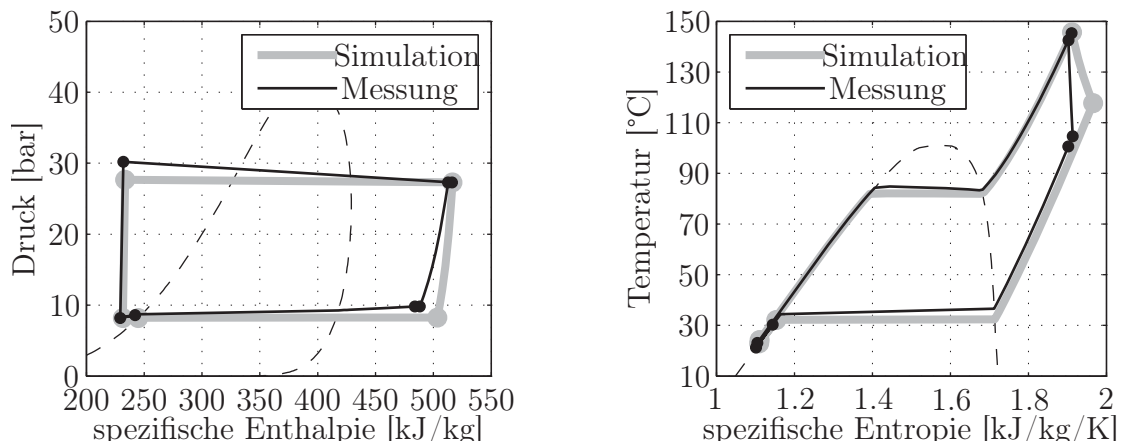


Abbildung 5.10 – Abgleich Simulation und Messung. Links: p - h -Diagramm, rechts: T - s -Diagramm.

Pumpe Die Steigung der Isentropen im p - h -Diagramm ist in der Messung geringfügig flacher als in der Simulation. Grund hierfür ist der geringere Pumpenwirkungsgrad von 66% gegenüber 80% in der Simulation und somit die durch Verlustleistung auf das Fluid übertragene größere Wärme.

In der Messung ist die Druckdifferenz an der Pumpe höher, als in der Simulation. Dies ist dem höheren Druckverlust des Verdampfers geschuldet. Folglich ist die Pumpenleistung in der Praxis höher als in der Simulation.

Verdampfer Der Druckverlust im Verdampfer ist in der Praxis deutlich höher als in der Simulation. Gemessen wurden 2,9 bar gegenüber simulierten 0,4 bar. Diese starke Abweichung kann mehrere Ursachen haben: Zum Einen ist die Rohrwendel des Verdampfers aus mehreren Paketen zusammengesteckt und verlötet. An den Verbindungen kann Lot in das Rohr eingedrungen sein, was den Strömungsquerschnitt lokal verjüngt und somit die Ursache für einen höheren Druckverlust sein könnte. Des Weiteren ist in der Simulation ein sehr idealer Gegenstromwärmeübertrager modelliert. Im Gegensatz zur Praxis kann es zu Abweichungen in der Energiezufuhr über der Lauflänge kommen, so dass das Medium über der Lauflänge unterschiedliche Dichte- und somit auch unterschiedliche Geschwindigkeitsprofile aufweist. Ein weiterer Grund für den unterschiedlichen Druckverlust kann das dem Arbeitsmedium beigemengte Öl sein. Dies zirkuliert zu einem Teil gelöst im Kältemittel in der Anlage, zu einem anderen Teil benetzt es sämtliche Oberflächen der Anlage. Des weiteren erhöht das mit dem Arbeitsmedium zirkulierende Öl dessen mittlere Dichte in der Gasphase, was aus strömungstechnischer Sicht den Druckverlust erhöht, vgl. Gleichung E.10. Ferner ist das Druckverlustmodell nach Wagner [Wag01] nur hinreichender Genauigkeit. Dies lässt sich aus den Ungenauigkeiten des Kondensators ableiten, da es sich hier um eine optimal gefertigte Kompo-

nente aus dem Serieneinsatz handelt und auch hier die Druckverlustberechnung nicht übereinstimmt.

Expander Die Temperatur am Expandereintritt ist in der Messung ca. 3 K geringer als in der Simulation, was durch Strahlungs- und Konvektionsverluste an der Rohrleitung zwischen Verdampfer und Expander begründet ist.

Im T - s -Diagramm ist deutlich zu erkennen, dass die Entropieerzeugung deutlich geringer ist, als in der Simulation. Die Schlussfolgerung, dass somit der Wirkungsgrad der Expansionsmaschine größer sein muss, darf jedoch nicht gezogen werden. Grund hierfür ist, dass der Expander in der Simulation als adiabate Maschine abgebildet ist. In der Messung treten hier erhebliche Wärmeverluste auf, die gleichzeitig für eine Reduktion der spezifischen Entropie am Expanderaustritt verantwortlich sind.

Die Druckdifferenz am Expander ist in der Simulation ca. 2,5 bar größer als in der Messung. Dies begründet sich in dem höheren Druckverlust auf der Niederdruckseite. Folglich kann die Expansionsmaschine in der Messung nur eine geringere isentrope Leistung abgeben.

Der volumetrische Wirkungsgrad ist in der Simulation mit 90% angenommen. In der Praxis beträgt dieser 85%.

Die elektrische Leistung des Expanders beträgt in der Messung 517 W und in der Simulation 435 W ($0,9 \cdot P_{\text{mech}}$). Somit hat die Maschine in der Praxis einen höheren Gesamtwirkungsgrad als in der Simulation, wobei aus den Messwerten eine Aufteilung der einzelnen Wirkungsgrade nicht möglich ist. Der Gesamtwirkungsgrad des Expanders beträgt gemäß Messung 49% und gemäß Simulation 39%.

Kondensator und Unterkühlstrecke Der Kondensator, als auch die Unterkühlstrecke weisen in der Praxis mit 1,6 bar einen höheren Druckverlust auf, als in der Simulation mit 0,1 bar. Dies führt dazu, dass die Druckdifferenz am Expander geringer ist und somit weniger technische Arbeit abgeführt werden kann. Ursache hierfür kann zum Einen wiederum das dem Arbeitsmedium beigemengte Öl sein, als auch die das Geschwindigkeitsprofil innerhalb der Komponenten selbst. Der Kondensator erzielt in der Messung rechnerisch bereits eine Unterkühlung von 3,6 K. Ab welcher Stelle im Kondensator bereits eine reine Flüssigkeit strömt, kann nur erahnt werden. In der Simulation verflüssigt sich das Arbeitsmedium erst zum Austritt hin. Ferner ist auch hier die Genauigkeit des Wagner Druckverlustmodells von unreichender Genauigkeit.

Tabelle 5.2 – Abgleich von Simulation und Messung

Größe	Einheit	Simulation	Messung
p_1	bar	8,2	8,2
p_3	bar	27,3	27,3
T_{min}	°C	23	21
T_{max}	°C	146	145

Tabelle 5.2 – Abgleich von Simulation und Messung

Größe	Einheit	Simulation	Messung
$\dot{m}_{\text{ref}}$	kg/h	132	132
$\dot{Q}_{23}$	kW	10,4	10,4
dp_{12}	bar	19,5	22,0
$P_{12,\text{hyd}}$	W	59	66
η_{Pumpe}	-	0,80	0,66
dp_{23}	bar	-0,4	-2,9
dp_{34}	bar	-19,0	-17,5
$P_{34,\text{is}}$	W	1118	1049
$P_{34,\text{el}}$	W	435	517
η_{vol}	-	0,90	0,85
η_{Expander}	-	0,39	0,49
$\dot{Q}_{34,\text{Verl}}$	W	0	379
dp_{45}	bar	-0,1	-1,2
dp_{51}	bar	0,0	-0,4
η_{ORC}	%	3,5	4,0

Zusammenfassend betrachtet ist es so, dass die Druckverluste von Verdampfer, als auch Kondensator und Unterkühlstrecke in der Praxis höher sind, als in der Simulation und sich somit negativ auf den Gesamtprozess auswirken. Die Pumpe hat einen etwas geringeren Wirkungsgrad, was sich auf den Wirkungsgrad des ORC lediglich geringfügig negativ auswirkt, vgl. Gleichungen 5.1 und 5.2. Die Expansionsmaschine hat in der Praxis einen 25% höheren Gesamtwirkungsgrad, als in der Simulation angenommen. Alle diese Differenzen zusammen führen dazu, dass der Prozesswirkungsgrad in der Praxis 14,3% höher ist, als berechnet.

5.3.2 Untersuchung Betriebsverhalten im gesamten Kennfeld

Für den Abgleich von Simulation und Messung im gesamten Kennfeldbereich ist die Parametervariation aus Kapitel 4.3.2 nochmals mit gleichen Randbedingungen wie in der komplexen Simulation durchgeführt worden. Der Druck nach Expander ist hierbei jedoch von der Messung übernommen, um das Verhalten der Anlage direkter vergleichen zu können. In Abbildung 5.11 ist die Differenz von simuliertem und gemessenem Prozesswirkungsgrad dargestellt. Die Abweichung beträgt hierbei je nach Betriebspunkt zwischen 0,5 und 2,0 Prozentpunkte, wobei die Simulation stets geringere Wirkungsgrade prognostiziert als am Prüfstand gemessen.

Begründet sind diese nicht konstanten Abweichungen in den als konstant angenommenen Wirkungsgraden der Pumpe und für den isentropen, den mechanischen, den volumetrischen, als auch den elektrischen Wirkungsgrad des Expanders. Lediglich der geometrische Wirkungsgrad ist in Gleichungen erfasst und entsprechend berücksichtigt.

Der Pumpenwirkungsgrad beträgt je nach Druckverhältnis 0,5-0,95, wobei dieser mit steigendem Druckverhältnis sinkt. Wird der Expander ohne Last betrieben, so verrichtet dieser aufgrund der internen Überexpansion alle technische Arbeit und gibt über seine Systemgrenze keine Leistung ab. Der Prozesswirkungsgrad entspricht an diesen Betriebspunkten dem Quotienten aus negativer Pumpenleistung und zugeführter Wärme. Da nun hier der Pumpenwirkungsgrad mit 80% deutlich unter dem gemessenen mit 95% liegt, ist der Wirkungsgrad des Gesamtprozesses in der Simulation entsprechend geringer.

Bei hohen Hochdrücken hingegen überwiegt der Wirkungsgrad des Expanders, welcher in den Messungen höher ist als in der Simulation angenommen. So beträgt dieser in der Messung bis zu 54% und in der Simulation lediglich 45%. Folglich ist der berechnete Wirkungsgrad aus der Simulation entsprechend geringer, als gemessen.

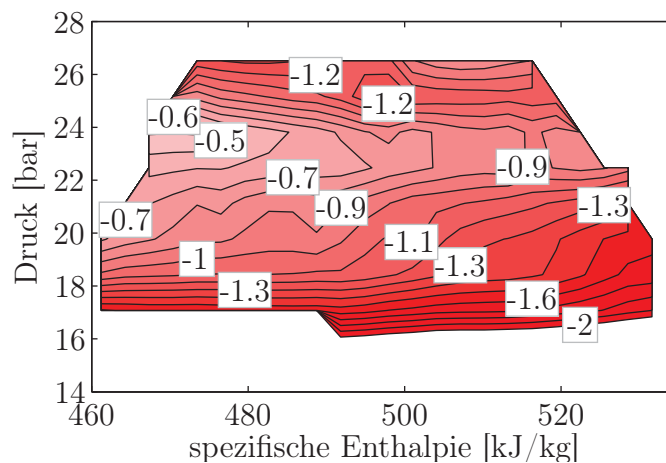


Abbildung 5.11 – Thermischer Wirkungsgrad des ORC: Differenz zwischen Simulations- und Messergebnis

5.4 Dynamisches Systemverhalten

Der gesamte Prozess in all seiner Dynamik hat zwei Stellglieder, mit denen die Anlage beeinflusst werden kann. Dies sind die Pumpenfrequenz f_{Pumpe} und die elektrische Last am Expander in Form eines Widerstandes R_{Exp} . Welchen Einfluss eine Sprungvorgabe dieser beiden Größen auf sämtliche Prozessparameter hat, ist in den folgenden Abbildungen dargestellt.

In Abbildung 5.12 wird in Sekunde 4868 eine Reduktion der Pumpenfrequenz durchgeführt. Direkt proportional hierzu sinkt der Massenstrom $\dot{m}_{\text{ref}}$, welcher direkt hinter der Pumpe gemessen wird. Gleiches gilt für den Druck am Expandereintritt p_3 . Dieser verhält sich proportional zum Massenstrom. Der Verdampfer stellt ein Totzeitglied

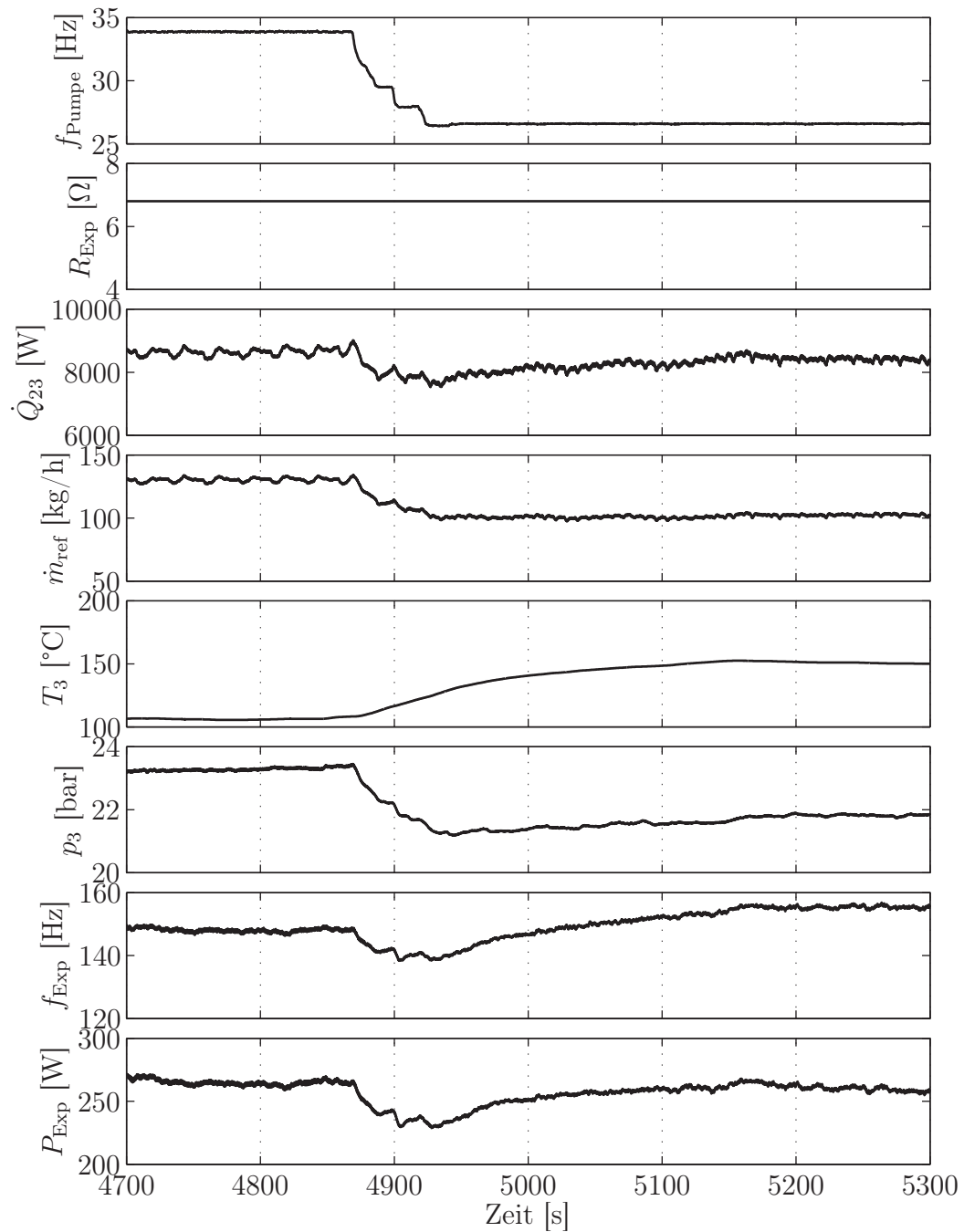


Abbildung 5.12 – Dynamisches Systemverhalten: Messung einer Sprungvorgabe in der Pumpenansteuerung

im System dar: Die Temperatur vor dem Expander T_3 reagiert sehr langsam und benötigt ca. 300 s bis sie wieder stationäre Werte erreicht. Die zugeführte Wärme $\dot{Q}_{23}$ berechnet sich aus Massenstrom und Enthalpiedifferenz. Folglich bricht diese mit dem Massenstrom zunächst ein, steigt dann jedoch mit steigender Temperatur wieder auf Ausgangsniveau. Die Frequenz f_{Exp} und die Leistung P_{Exp} des Expanders brechen zunächst mit sinkendem Massenstrom ein, steigen anschließend jedoch mit steigender Eintrittstemperatur, was in einem Steigen des Volumenstromes begründet ist.

In Abbildung 5.13 ist bei gleichbleibender Pumpenansteuerung ein Sprung in der Expanderlast dargestellt. In Sekunde 1900 wird der ohmsche Widerstand am Expander von $3,4 \Omega$ auf $6,8 \Omega$ pro Strang im Stern erhöht, was einer Reduktion der elektrischen Belastung entspricht. In Folge dessen steigt die Expanderfrequenz schlagartig an. Der Druck vor dem Expander sinkt binnen 20 s auf seinen neuen Endwert. Die elektrische Leistung des Expanders sinkt analog zur Druckdifferenz. Eine Beeinflussung des Massenstromes oder gar der Pumpenfrequenz ist nicht zu beobachten. Folglich bleiben auch Temperatur und die zugeführte Wärme unverändert.

Eine Beeinflussung der charakteristischen Größen Druck und Temperatur am Expandereintritt ist mit der Pumpe möglich, wobei die Temperatur stark zeitversetzt reagiert. Mittels Expander ist lediglich eine Beeinflussung des Drucks möglich. Ein Entwurf einer Regelung für das gegebene System wird im folgenden Kapitel vorgestellt.

5.5 Prozessregelung

Wie bereits in Kapitel 4.3 gezeigt, ergibt sich ein optimaler, also maximaler Prozesswirkungsgrad bei der Einstellung eines bestimmten Hochdrucks p_3 und einer spezifischen Enthalpie am Verdampferaustritt h_3 . Abweichend hiervon beeinflusst der Expander den optimalen Betriebspunkt derart, als dass dieser ein fixes Expansionsverhältnis aufweist. Der optimale Hochdruck und die optimale spezifische Enthalpie am Eintritt des Expanders hängt also auch vom Kondensationsdruck ab. Eine möglichst genaue Einstellung dieser Parameter gewährleistet neben einem maximalen Wirkungsgrad auch die Betriebssicherheit der Anlage, als dass z. B. Flüssigkeitsschlag innerhalb des Expanders verhindert wird.

Aus regelungstechnischer Sicht handelt es sich bei dem Druck und der spezifischen Enthalpie am Expandereintritt um die Regelgrößen der Anlage. Ziel der Prozessregelung soll es sein, den jeweils günstigsten Betriebspunkt gemäß Vorgabe anzufahren, ohne bleibende Abweichungen und große Schwingungen möglichst konstant einzuregeln und den Einfluss externer Störungen zu eliminieren.

Als den Prozess beeinflussende Stellgrößen kommen in erster Linie die Pumpe und die Expansionsmaschine in Frage, welche beide sowohl den Druck p_3 , als auch die spezifische Enthalpie h_3 beeinflussen. Eine weitere Stellgröße ist der Kühlerlüfter am

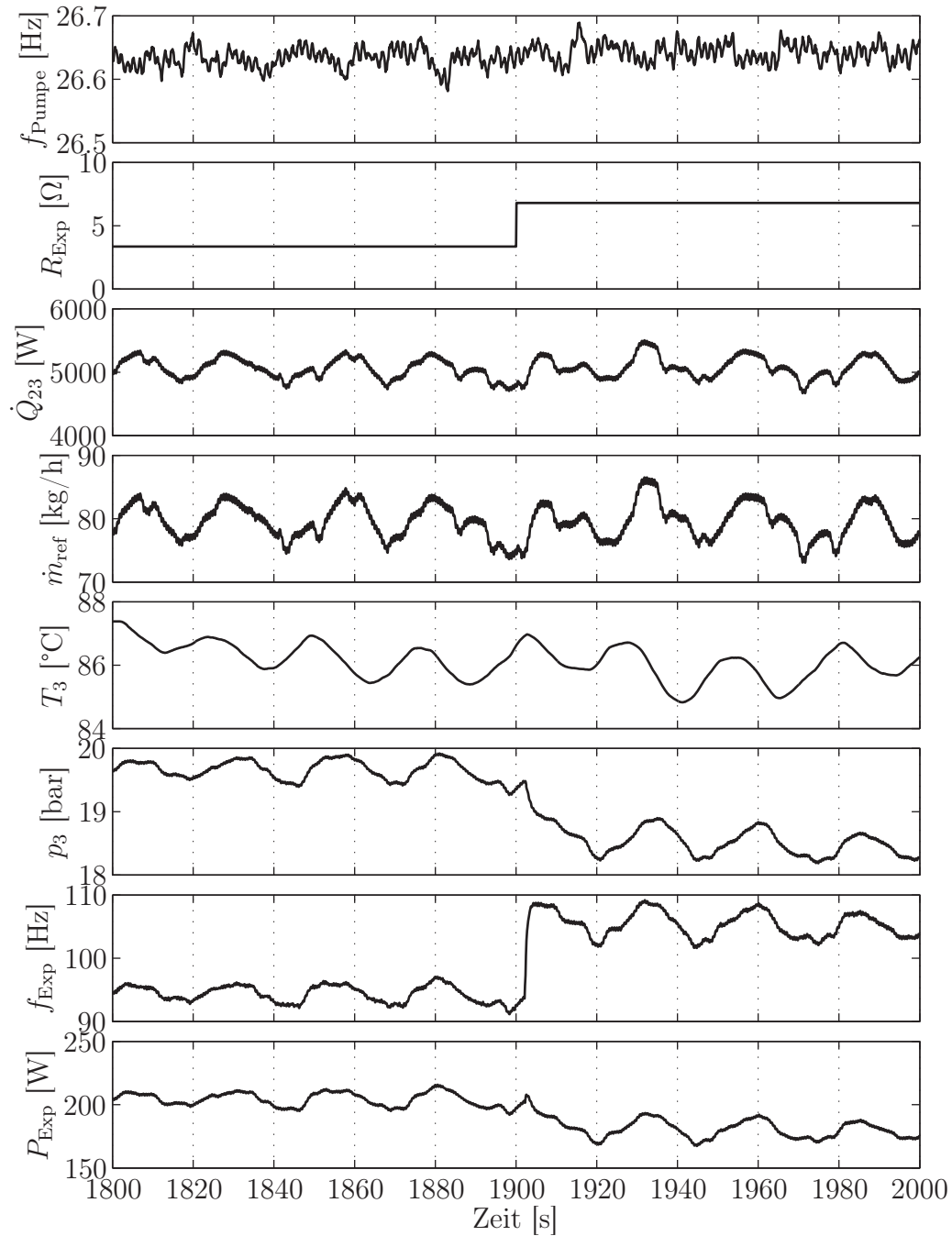


Abbildung 5.13 – Dynamisches Systemverhalten: Messung einer Sprungvorgabe in der Belastung des Expanders

Kondensator. Dieser hat jedoch einen eher geringen Einfluss auf den Zustandspunkt 3 und kann daher für dessen Regelung nicht in Betracht gezogen werden. Dieser dient vielmehr zur Sicherstellung einer geringen Kondensationstemperatur und einer Unterkühlung am Pumpeneintritt und verhindert somit Kavitation innerhalb der Pumpe.

Weitere den Prozess beeinflussende Größen sind die Wärmezufuhr $\dot{Q}_{23}$, das Temperaturniveau der zugeführten Wärme T_{zu} und die Umgebungstemperatur T_U . Diese Größen, in der Regelungstechnik als Störgrößen bezeichnet, sind zwar nicht beeinflussbar, jedoch sind sie mess- bzw. vorhersagbar. Die zugeführte Wärme stammt im Fahrzeug aus den verbrennungsmotorischen Abgasen und ist durch den Abgasmassenstrom, die Abgastemperatur und die Charakteristik des Verdampfers relativ gut bekannt. Folglich kann in der Prozessregelung auf diese Störgrößen reagiert werden.

Die Enthalpiezunahme im Verdampfer hängt in erster Linie von den Massenströmen und den Temperaturen der Medien am Eintritt des Verdampfers ab. Die spezifische Enthalpie am Verdampferaustritt lässt sich somit durch Variation des Massenstromes des Arbeitsmediums beeinflussen. Ferner besitzt der Abgaswärmetauscher aufgrund seiner Masse eine thermische Trägheit, die aus regelungstechnischer Sicht als Totzeitglied betrachtet werden kann.

Der Betriebspunkt der Anlage stellt sich in Abhängigkeit der Pumpen- und der Expanderansteuerung am Schnittpunkt der jeweiligen Kennlinien ein. Wie bereits in Kapitel 5.4 gezeigt, beeinflussen sowohl Pumpe, als auch Expander sowohl Druckdifferenz, als auch Durchsatz, wobei die Stärke, als auch die Richtung des Einflusses verschieden ist und zudem von Betriebspunkt und Wärmezufuhr abhängt. Der Durchsatz hängt primär von der Pumpenansteuerung ab und lässt sich nur geringfügig von der Expanderansteuerung beeinflussen. Die Druckdifferenz hingegen hängt primär von der Expanderansteuerung ab, lässt sich jedoch auch von der Pumpe beeinflussen. Es besteht eine Querkopplung zwischen den zwei Regel- und den zwei Stellgrößen.

Eine losgelöste Regelung von Druck und spezifischer Enthalpie scheint somit aufgrund dieser starken Querkopplungen unmöglich zu sein. Abstrakt und in Form eines regelungstechnischen Schaltbildes ist die Regelstrecke, also der Kreisprozess, in Abbildung 5.14 analog zu [Lun08] dargestellt. Die beiden Eingangsgrößen Pumpen- und Expanderleistung P_{12} und P_{34} wirken sich jeweils in einer Beeinflussung der beiden Regelgrößen p_3 und h_3 aus. Die Übertragungsfunktionen G_{11} , G_{21} , G_{12} und G_{22} sind hierbei keine Konstanten, sondern variieren je nach Betriebspunkt und haben jeweils verschiedene Totzeiten.

In der Literatur [Lun10, Lun08, Unb00] wird hier oftmals die Möglichkeit zur Entkopplung dieser vorliegenden Querkopplung mit Adaption des Betriebspunkteinflusses genannt. Hiernach sollte es möglich sein, die Regelgrößen losgelöst voneinander und ohne Quereinflüsse einstellen zu können. Die Praxis jedoch zeigt, dass eine solche Regelung dennoch sehr instabil ist: Eine Reduktion des Massenstromes hat ein Ansteigen der Verdampfungstemperatur zur Folge. Aufgrund der Totzeiten steigt die Temperatur jedoch zeitversetzt. Folglich reduziert ein schneller Regler den Massenstrom, bis die Solltem-

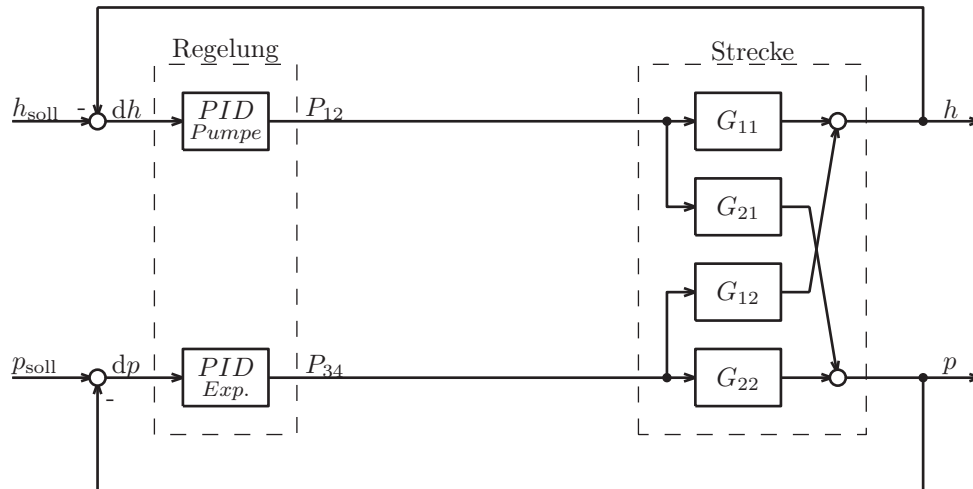


Abbildung 5.14 – Blockschaltbild des ORC (Mehrgrößensystem) mit Regelung

peratur erreicht ist oder bis dieser gegen Null geht. Innerhalb des Verdampfers steigt in diesem Fall die Temperatur stark an, am Thermoelement außerhalb des Verdampfers wird dies jedoch aufgrund der geringer werdenden Durchströmungsgeschwindigkeiten stark zeitversetzt gemessen. Ein Überschwingen der Temperatur ist die Folge. Um dies zu verhindern bietet es sich an, den Massenstrom, bzw. die Pumpenansteuerung zu steuern, statt sie zu regeln.

Das Systemverhalten des Verdampfers ist aufgrund der Stationärvermessung bekannt. Anhand der Abgastemperatur, des Abgasmassenstromes und der Temperatur des Arbeitsmediums am Verdampfereintritt können hieraus die übertragbare Wärme und der einzuregelnde Massenstrom berechnet werden. Für die Einregelung des Massenstromes ist es zweckdienlich, einen langsamen Regler zu verwenden, um die Totzeiten des Verdampfers zu kompensieren. Nichts desto trotz wird eine bleibende Regelabweichung bleiben. Diese kann optional mit einem weiteren Regler, welcher den Sollmassenstrom korrigiert, eliminiert werden. Um stets einen einwandfreien Betrieb des Expanders zu gewährleisten und Flüssigkeitsschlag zu verhindern, ist die Überhitzung so groß zu wählen, dass selbst bei Schwankungen dieser Temperatur die Expansion nicht in das Nassdampfgebiet erfolgt.

Die Regelung des Hochdrucks kann mittels Expander erfolgen, zumal dieser deutlich geringeren Totzeiten unterliegt. Dennoch sollte der Regler eher langsam ausgelegt werden, um ein starkes Schwingen zu verhindern. Des weiteren bietet ein langsamer Regler am Expander den Vorteil, dass die Beeinflussung der Verdampfungstemperatur moderat ausfällt und anhand des Korrekturreglers ausgeglichen werden kann.

In Abbildung 5.15 ist ein Schaltbild der Regelung, wie sie am Prüfstand angewandt wird dargestellt.

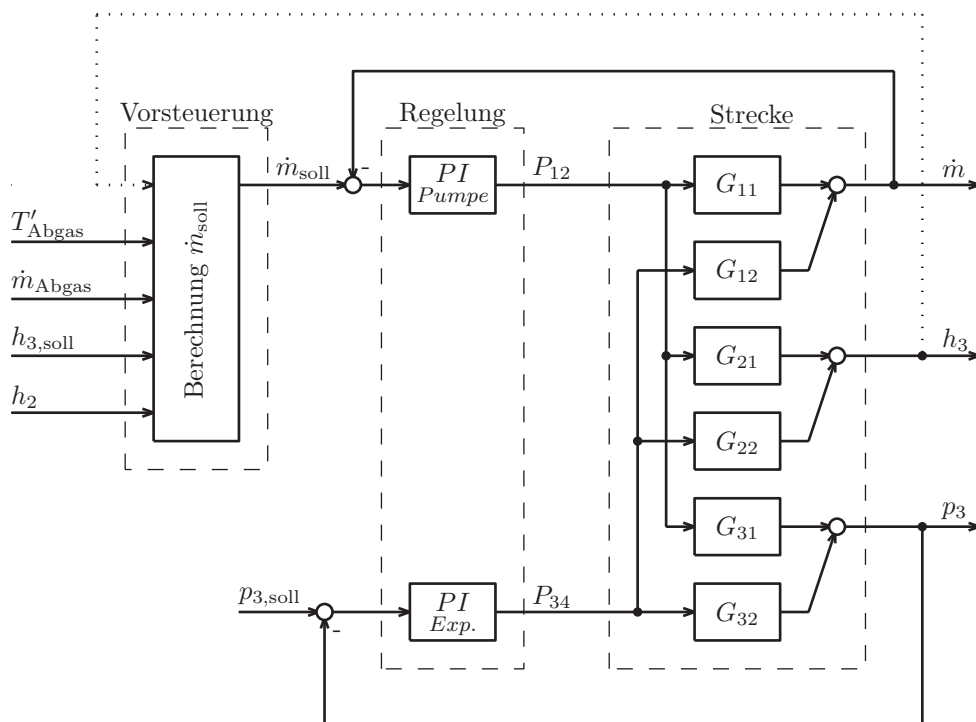


Abbildung 5.15 – Blockschaltbild der Regelung des ORC



Kapitel 6

Ausblick

Die Integration eines ORC in ein Kfz ist aufgrund des Bauraumbedarfs eine große Herausforderung. Insbesondere die Wärmeabfuhr stellt eine Herausforderung dar. Ein weiterer Kondensator in der Front des Fahrzeuges ist nicht nur aus Gründen des vorhandenen Bauraums sehr unwahrscheinlich. Vielmehr reduziert dieses Bauteil zugleich den Luftdurchsatz durch alle anderen Kühler und verschlechtert diese hierdurch. Das Kühlpaket ist jedoch für extremste Bedingungen (Temperatur, Höhe, Last) ausgelegt und hat somit vor Kunde stets Reserven. Gelingt es, die Abwärme des ORC einem bestehenden Kreislauf zuzuführen, so würden Bauraum und Luftdurchsatz unverändert bleiben. Die Abwärme könnte außerdem fluidgebunden an die Stellen im Fahrzeug transportiert werden, an denen sie benötigt wird und beispielsweise den Antriebsstrang oder die Fahrgastzelle beheizen.

Die Entnahme der Wärme nach dem letzten Katalysator ist aktuell Stand technischer Untersuchungen. In einem erweiterten Ansatz könnte die Wärme bereits direkt am Krümmer entnommen werden. Gelingt es, diese Wärmeentnahme bedarfsgerecht zu gestalten, so könnte während der Aufheizphase sämtliche Wärme an die Abgasnachbehandlung übertragen werden und ab Erreichen der Konvertierungstemperaturen dem Abgas Wärme entzogen werden. Insbesondere temperaturkritische Bauteile, wie der Abgasturbolader könnten durch eine Entnahme der Wärme direkt nach Krümmer profitieren und es könnte auf sehr teure hochtemperaturfeste Stähle verzichtet werden. Auch auf eine Anfettung, wie sie in der Volllast durchgeführt wird, um das Abgas zu kühlen, könnte verzichtet werden.

Mit der Integration des Abgaswärmetauschers an einer Position sehr weit vorne im Abgasstrang besteht die Möglichkeit die Prozessführung derart zu verändern, dass deutlich höhere Temperaturen am Expandereintritt anvisiert werden. Dies lässt deutlich höhere Prozesswirkungsgrade versprechen. Einher geht mit diesem Schritt auch die Wahl für ein neues Medium. Eventuell wird die Chemieindustrie neuartige, künstliche Medien kreieren, die eine große thermische Stabilität mit sich bringen und ein weites Nassdampfgebiet aufweisen. Eine trockenlauffähige Expansionsmaschine wür-



de das Paket abrunden, so dass der Betrieb somit uneingeschränkt gewährleistet ist. Wirkungsgrade $\geq 20\%$ kommen somit in greifbare Nähe.

Anhang A

Medienvergleich

Nachfolgend sind für die untersuchten Medien Datenblätter angehängt. Diese beinhalten Informationen zur Umweltverträglichkeit, insbesondere GWP und ODP, sowie sicherheitskritische Hinweise bezüglich der Sicherheitsklasse, Toxizität, Aggressivität, der maximalen Arbeitsplatzkonzentration (MAK) und der Brennbarkeit. Des weiteren werden die Daten des kritischen Punktes angegeben.

Bezüglich der Berechnungsergebnisse, wie sie in Tabelle 4.2 angegeben sind, finden sich hier Prozesseckdaten, mit denen gerechnet wurde. Des weiteren sind jeweils ein p - h -, ein T - h - und ein T - s -Diagramm mit skizzierter Prozessführung dargestellt. Hieraus geht insbesondere hervor, wie der Temperaturverlauf während des Verdampfens ist. Zudem kann aus den Enthalpie-Diagrammen abgelesen werden, wie groß die benötigte Arbeit der Pumpe und die Nutzarbeit am Expander ist.

Tabelle A.1 – Medien- und Prozesseigenschaften von Benzol

Medieneigenschaften [SDB03, Ges11, Nat10]

Bezeichnung	Benzol
Synonym	Benzol
Summenformel	C_6H_6
GWP	
ODP	0
Sicherheitsklasse	
Aggressivität	
Toxizität	giftig
MAK	nicht festgelegt, da krebserregend
Brennbarkeit	leicht entzündlich
ϑ_{Krit}	289°C
p_{Krit}	48,9 bar
h_{Krit}	547,3 kJ/kg
Schmelztemperatur	5,5°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	0,2 bar
p_{max}	5,7 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	23,2
ϑ_{max}	150°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	7,7 l/min kW
$\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$	166 l/min kW
ϵ	21,5
η_{th}	11,9%

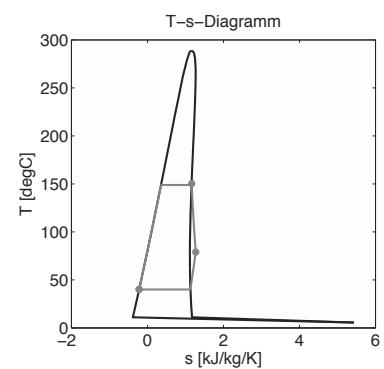
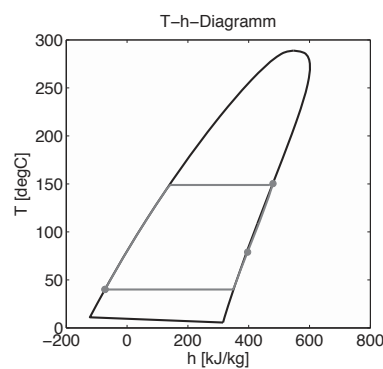
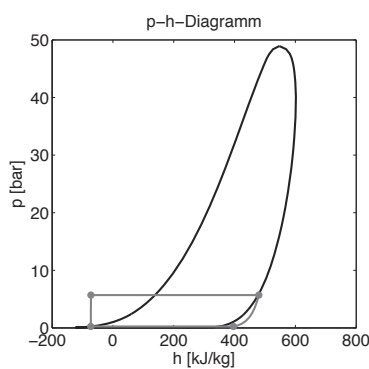


Tabelle A.2 – Medien- und Prozesseigenschaften von Ethanol

Medieneigenschaften [SDE03, Ges11, Nat10]

Bezeichnung	Ethanol
Synonym	Ethanol
Summenformel	C_2H_6O
GWP	
ODP	0
Sicherheitsklasse	
Aggressivität	Reaktion mit Alkalimetallen, Entwicklung von leicht entzündlichen Gasen / Dämpfen. Ungeeignete Werkstoffe: verschiedene Kunststoffe, Gummi.
Toxizität	-
MAK	500 ml/m ³ 960 mg/m ³
Brennbarkeit	leicht entzündlich
ϑ_{Krit}	241°C
p_{Krit}	61,5 bar
h_{Krit}	1191,8 kJ/kg
Schmelztemperatur	-114°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	0,2 bar
p_{max}	8,3 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	45,9
ϑ_{max}	150°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	4,6 l/min kW
$\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$	175,1 l/min kW
ϵ	38,1
η_{eff}	11,9%

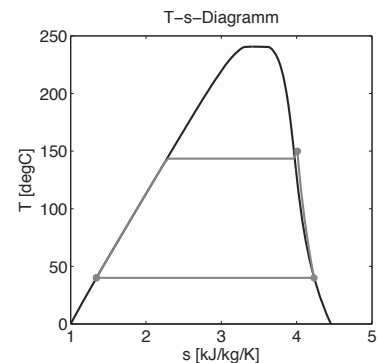
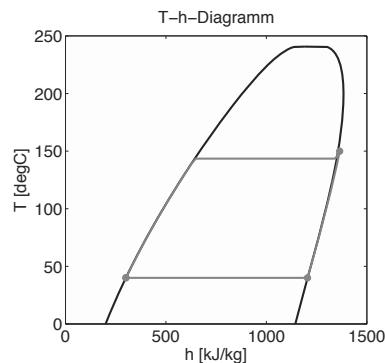
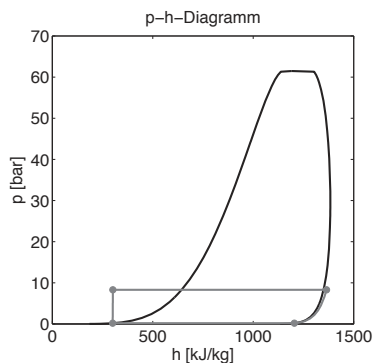


Tabelle A.3 – Medien- und Prozesseigenschaften von Methanol

Medieneigenschaften [Ges11, ESI11, Nat10]

Bezeichnung	Methanol
Synonym	Methanol
Summenformel	CH ₄ O
GWP	
ODP	0
Sicherheitsklasse	
Aggressivität	
Toxizität	giftig
MAK	200 ml/m ³ 270 mg/m ³
Brennbarkeit	leicht entzündlich
ϑ_{Krit}	240°C
p_{Krit}	82,2 bar
h_{Krit}	838 kJ/kg
Schmelztemperatur	-98°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	0,4 bar
p_{max}	4,7 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	13,3
ϑ_{max}	148°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	10,1 l/min kW
$\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$	102,5 l/min kW
ϵ	10,1
η_{eff}	9,6%

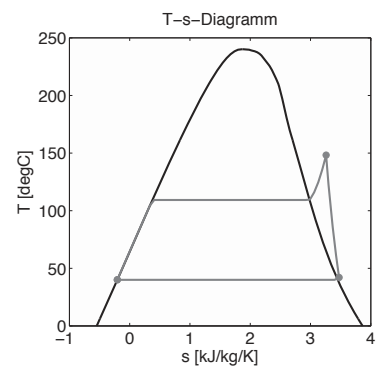
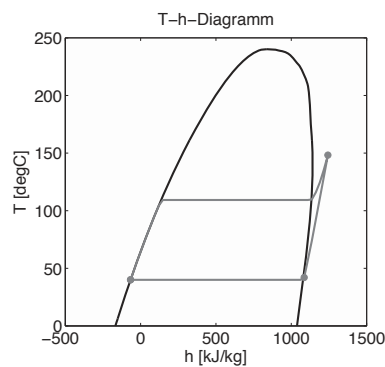
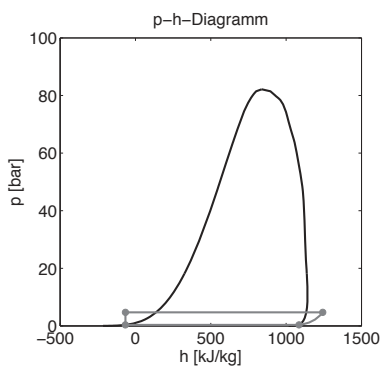


Tabelle A.4 – Medien- und Prozesseigenschaften von Neopentan

Medieneigenschaften [Ges11, ESI11, Nat10]

Bezeichnung	Neopentan
Synonym	Neopentan
Summenformel	C_5H_{12}
GWP	
ODP	0
Sicherheitsklasse	
Aggressivität	
Toxizität	umweltgefährlich
MAK	
Brennbarkeit	hoch entzündlich
ϑ_{Krit}	161°C
p_{Krit}	32 bar
h_{Krit}	464,1 kJ/kg
Schmelztemperatur	-16,6°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	2,7 bar
p_{max}	26,9 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	10
ϑ_{max}	150°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	1,2 l/min kW
$\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$	20,2 l/min kW
ϵ	16,2
η_{eff}	9,1%

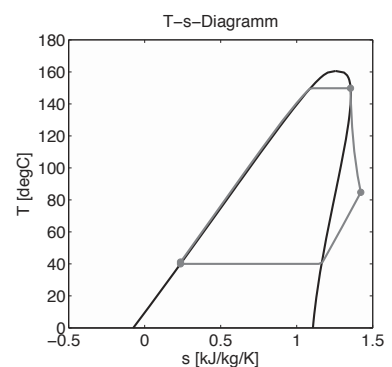
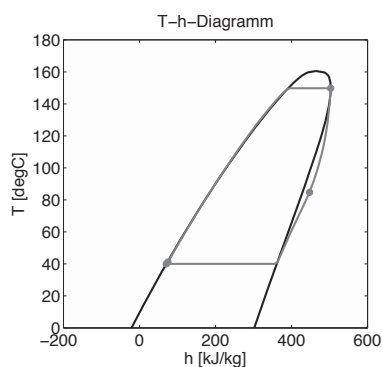
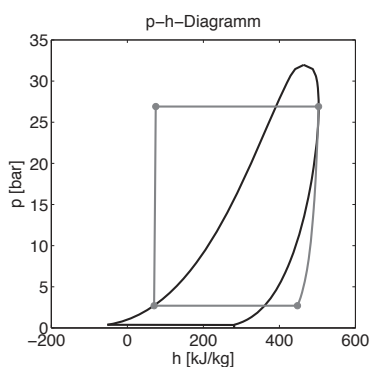


Tabelle A.5 – Medien- und Prozesseigenschaften von R11

Medieneigenschaften [Ges11, FRA⁺07, Nat10, UNE10, BFH⁺08]

Bezeichnung	Trichlorfluormethan
Synonym	R11
Summenformel	CCl_3F
GWP	4000-4750
ODP	1
Sicherheitsklasse	A1
Aggressivität	Bei Kontakt mit Flammen oder heißen Gegenständen zersetzt es sich und bildet dabei sehr toxische und korrosive Dämpfe (Chlor, Chlorwasserstoff, Fluorwasserstoff). Mit Metallen wie Aluminium, Barium, Calcium, Magnesium und Natrium erfolgt eine heftige Reaktion.
Toxizität	umweltgefährlich
MAK	5700 mg/m ³
Brennbarkeit	nicht brennbar
ϑ_{Krit}	198°C
p_{Krit}	44,1 bar
h_{Krit}	428,6 kJ/kg
Schmelztemperatur	-111°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	1,7 bar
p_{max}	20,9 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	12
ϑ_{max}	149°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	2,3 l/min kW
$\dot{V}_4\dot{Q}_{\text{zu}}$	30,4 l/min kW
ϵ	13,1
η_{eff}	11%

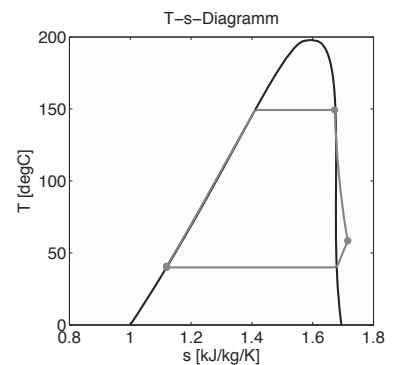
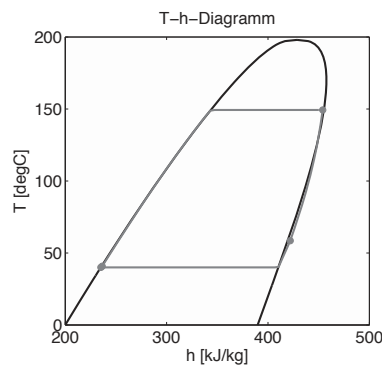
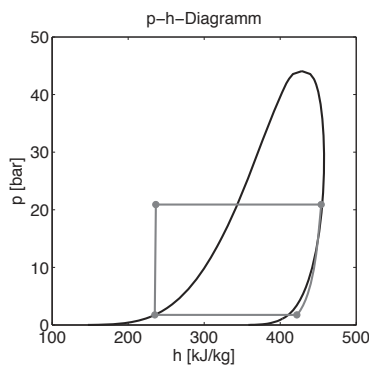


Tabelle A.6 – Medien- und Prozesseigenschaften von R113

Medieneigenschaften [Ges11, FRA⁺07, Nat10, BFH⁺08]

Bezeichnung	1,1,2-Trichlor-1,2,2-Trifluorethan
Synonym	R113
Summenformel	$C_2Cl_3F_3$
GWP	5000-6130
ODP	0,9
Sicherheitsklasse	A1
Aggressivität	Bei Kontakt mit Flammen zersetzt sich der Stoff, wobei toxische Chlor- und Fluorverbindungen wie etwa Phosgen oder Fluorwasserstoff, entstehen können.
Toxizität	umweltgefährlich
MAK	500 ml/m ³ 3900 mg/m ³
Brennbarkeit	nicht brennbar
ϑ_{Krit}	214°C
p_{Krit}	33,9 bar
h_{Krit}	445,8 kJ/kg
Schmelztemperatur	-35°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	0,8 bar
p_{max}	12,2 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	15,5
ϑ_{max}	150°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	3,3 l/min kW
$\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$	57,7 l/min kW
ϵ	17,5
η_{eff}	10,7%

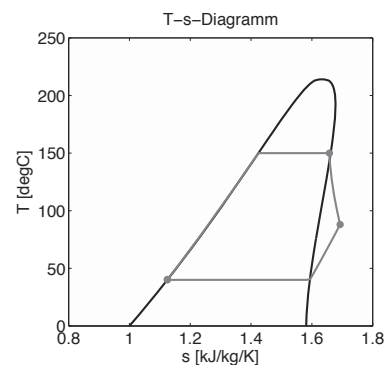
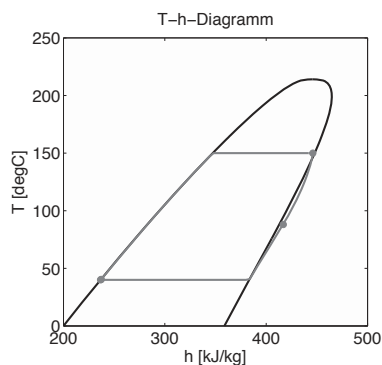
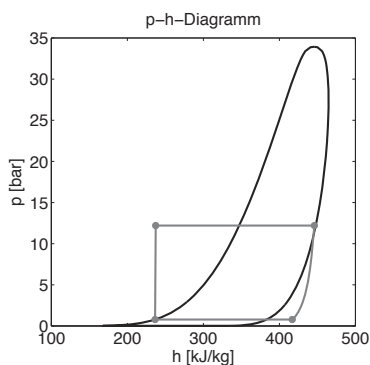


Tabelle A.7 – Medien- und Prozesseigenschaften von R12

Medieneigenschaften [Ges11, FRA⁺07, Nat10, UNE10, BFH⁺08]

Bezeichnung	Dichlordifluormethan
Synonym	R12
Summenformel	CCl_2F_2
GWP	8500-10900
ODP	0,9-1
Sicherheitsklasse	A1
Aggressivität	
Toxizität	gesundheitsschädlich, umweltgefährlich
MAK	1000 ml/m ³
Brennbarkeit	nicht brennbar
ϑ_{Krit}	112°C
p_{Krit}	41,4 bar
h_{Krit}	347,8 kJ/kg
Schmelztemperatur	-157,8°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	9,6 bar
p_{max}	50,8 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	5,3
ϑ_{max}	150°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	1,2 l/min kW
$\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$	7,6 l/min kW
ϵ	6,1
η_{eff}	7,9%

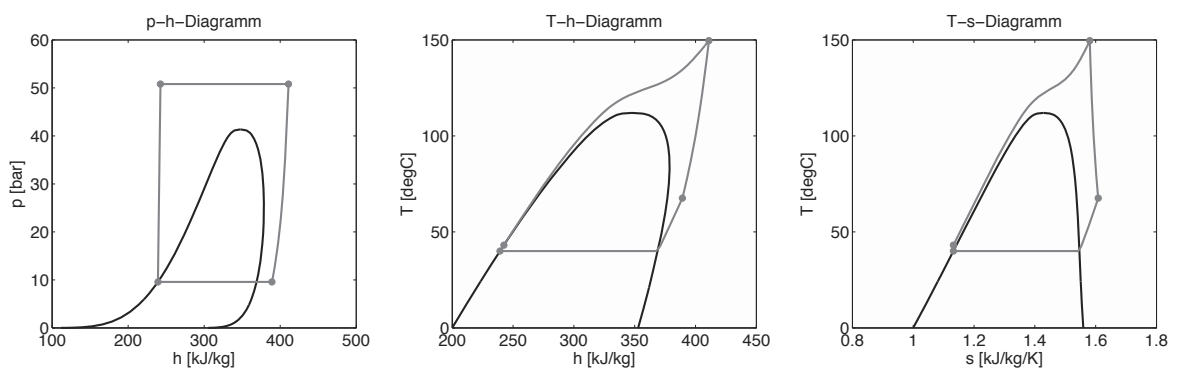


Tabelle A.8 – Medien- und Prozesseigenschaften von R123

Medieneigenschaften [SDR04, SDR05a, Nat10, UNE10, BFH⁺08, Ges11]

Bezeichnung	2,2-Dichlor-1,1,1-Trifluorethan
Synonym	R123
Summenformel	CHCl_2CF_3
GWP	77-93
ODP	0,02
Sicherheitsklasse	B1
Aggressivität	Heftige Reaktion oder Explosion mit alkalischen Materialien
Toxizität	umweltgefährlich
MAK	50 ppm
Brennbarkeit	nicht brennbar
ϑ_{Krit}	184°C
p_{Krit}	36,6 bar
h_{Krit}	437,4 kJ/kg
Schmelztemperatur	-107°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	1,5 bar
p_{max}	20,9 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	13,5
ϑ_{max}	150°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	1,9 l/min kW
$\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$	32,1 l/min kW
ϵ	16,5
η_{eff}	10,5%

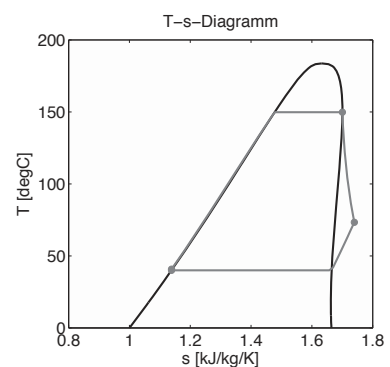
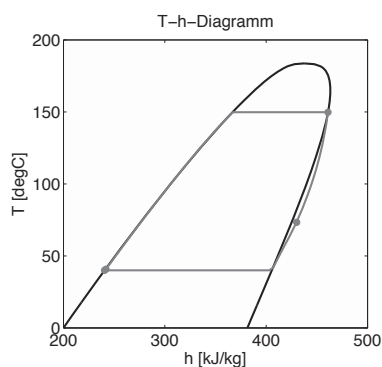
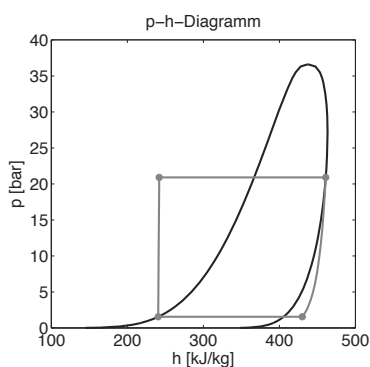


Tabelle A.9 – Medien- und Prozesseigenschaften von R1234yf

Medieneigenschaften [SDR10c, SDR10a, Nat10, Ges11]

Bezeichnung	2,3,3,3-Tetrafluoroprop-1-ene
Synonym	R1234yf
Summenformel	$C_3H_2F_4$
GWP	4
ODP	0
Sicherheitsklasse	A2
Aggressivität	Reaktionen mit Alkalimetallen
Toxizität	gesundheitsschädlich, umweltgefährlich
MAK	400 ppm
Brennbarkeit	hoch entzündlich
ϑ_{Krit}	95°C
p_{Krit}	33,8 bar
h_{Krit}	205,7 kJ/kg
Schmelztemperatur	-29,4°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	10,2 bar
p_{max}	57,7 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	5,7
ϑ_{max}	149°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	0,9 l/min kW
$\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$	6,6 l/min kW
ϵ	7,1
η_{eff}	6,9%

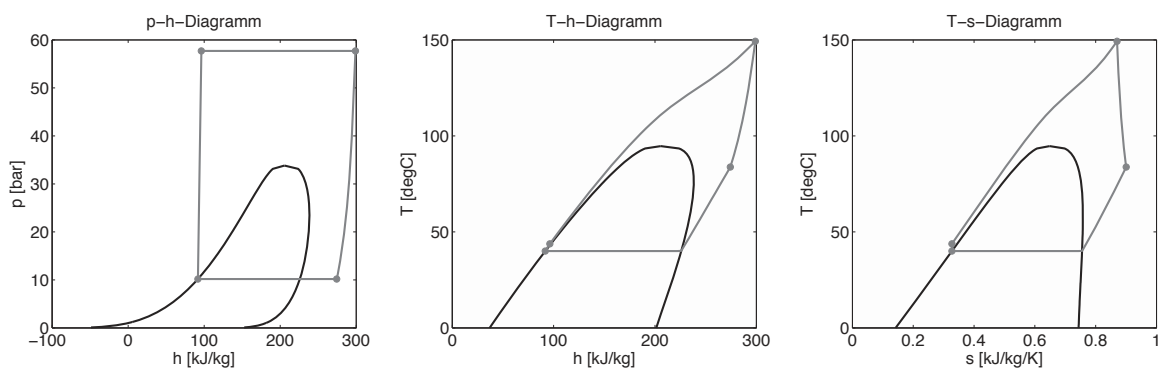


Tabelle A.10 – Medien- und Prozesseigenschaften von R125

Medieneigenschaften [SDR08a, SDR05b, Ges11, FRA⁺07, Nat10, BFH⁺08]

Bezeichnung	Pentafluorethan
Synonym	R125
Summenformel	C ₂ HF ₅
GWP	2800-3400
ODP	0
Sicherheitsklasse	A1
Aggressivität	Alkalimetalle und ihre Legierungen. Kontakt mit starken Basen oder alkalischen Materialien kann heftige Reaktionen oder Explosion verursachen. In pulverisierter Form katalysieren Aluminium und Zink die Zersetzung.
Toxizität	-
MAK	
Brennbarkeit	nicht brennbar
ϑ_{Krit}	66°C
p_{Krit}	36,2 bar
h_{Krit}	318,1 kJ/kg
Schmelztemperatur	-103°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	20,1 bar
p_{max}	78,6 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	3,9
ϑ_{max}	150°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	0,9 l/min kW
$\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$	3,9 l/min kW
ϵ	4,3
η_{eff}	5,3%

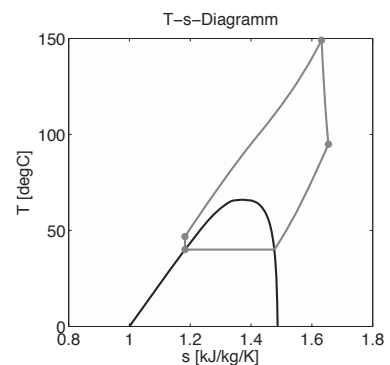
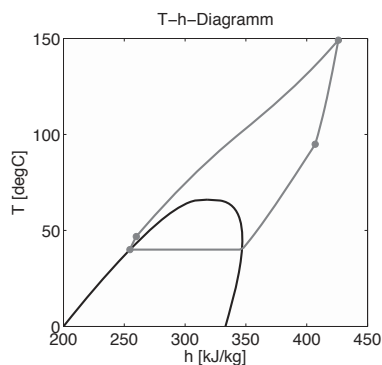
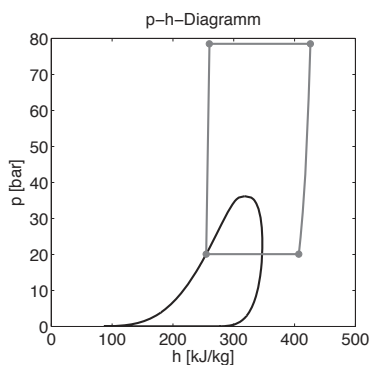


Tabelle A.11 – Medien- und Prozesseigenschaften von R1270

Medieneigenschaften [Ges11, Nat10, UNE10, BFH⁺08]

Bezeichnung	Propylen
Synonym	R1270
Summenformel	C_3H_6
GWP	2
ODP	0
Sicherheitsklasse	A3
Aggressivität	
Toxizität	wenig giftig
MAK	
Brennbarkeit	hoch entzündlich
ϑ_{Krit}	91°C
p_{Krit}	45,6 bar
h_{Krit}	529,6 kJ/kg
Schmelztemperatur	-185,3°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	16,5 bar
p_{max}	67,1 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	4,1
ϑ_{max}	150°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	1,1 l/min kW
$\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$	5 l/min kW
ϵ	4,5
η_{eff}	7%

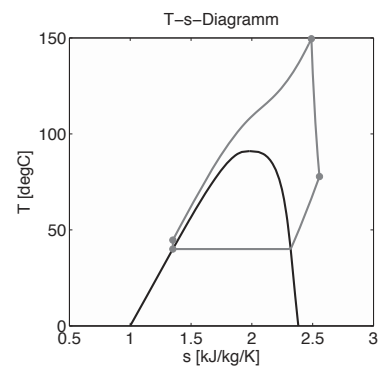
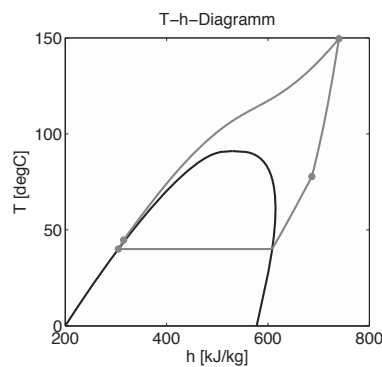
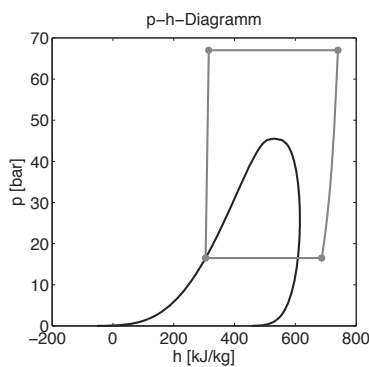


Tabelle A.12 – Medien- und Prozesseigenschaften von R134a

Medieneigenschaften [SDR05c, Ges11, FRA⁺07, Nat10, UNE10, BFH⁺08]

Bezeichnung	1,1,1,2-Tetrafluorethan
Synonym	R134a
Summenformel	$\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$
GWP	1300-1430
ODP	0
Sicherheitsklasse	A1
Aggressivität	Heftige Reaktion mit Alkalien
Toxizität	gesundheitsschädlich
MAK	1000 ml/m ³ 4200 mg/m ³
Brennbarkeit	nicht brennbar
ϑ_{Krit}	101°C
p_{Krit}	40,6 bar
h_{Krit}	389,6 kJ/kg
Schmelztemperatur	-101°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	10,2 bar
p_{max}	60,5 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	6
ϑ_{max}	149°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	0,9 l/min kW
$\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$	6,5 l/min kW
ϵ	7,2
η_{eff}	7,5%

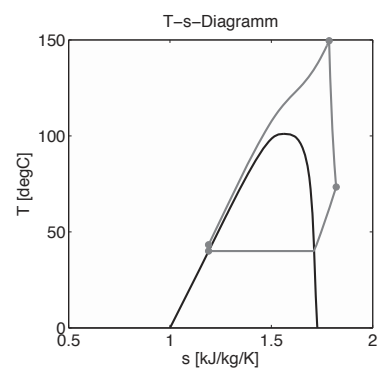
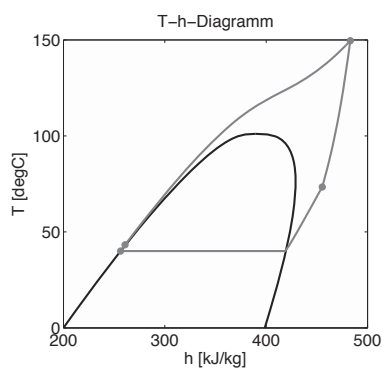
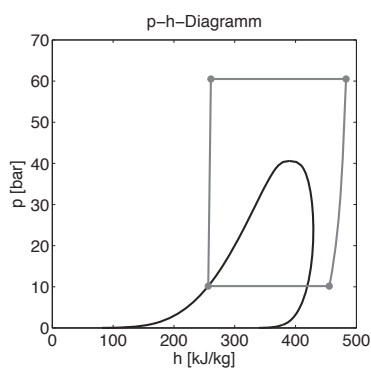


Tabelle A.13 – Medien- und Prozesseigenschaften von R143a

Medieneigenschaften [Ges11, FRA⁺07, Nat10, BFH⁺08]

Bezeichnung	1,1,1-Trifluorethan
Synonym	R143a
Summenformel	$\text{C}_2\text{H}_3\text{F}_3$
GWP	3800-4470
ODP	0
Sicherheitsklasse	A2
Aggressivität	Polychlorotrifluoroethylene (PCTFE) quillt auf
Toxizität	-
MAK	
Brennbarkeit	hoch entzündlich
ϑ_{Krit}	73°C
p_{Krit}	37,6 bar
h_{Krit}	358,9 kJ/kg
Schmelztemperatur	-111,3°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	18,3 bar
p_{max}	70,6 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	3,9
ϑ_{max}	150°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	1 1/min kW
$\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$	4,4 1/min kW
ϵ	4,2
η_{eff}	6%

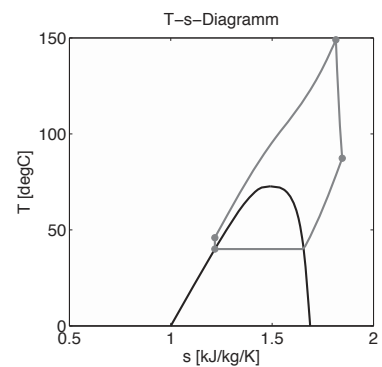
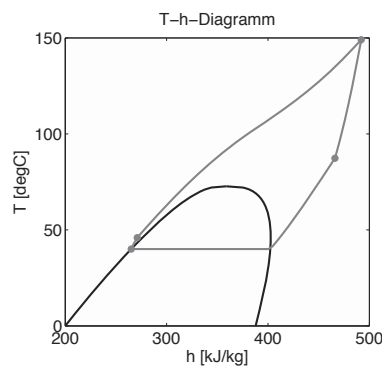
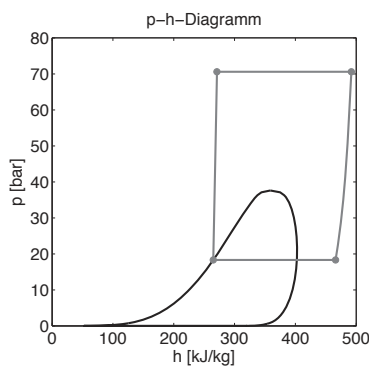


Tabelle A.14 – Medien- und Prozesseigenschaften von R152a

Medieneigenschaften [Ges11, Nat10, UNE10, BFH⁺08]

Bezeichnung	1,1-Difluorethan
Synonym	R152a
Summenformel	$C_2H_4F_2$
GWP	124-140
ODP	0
Sicherheitsklasse	A2
Aggressivität	
Toxizität	wenig giftig
MAK	
Brennbarkeit	hoch entzündlich
ϑ_{Krit}	113°C
p_{Krit}	45,2 bar
h_{Krit}	477,6 kJ/kg
Schmelztemperatur	-117°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	9,1 bar
p_{max}	54,9 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	6
ϑ_{max}	150°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	1,1 l/min kW
$\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$	7,4 l/min kW
ϵ	6,9
η_{eff}	8,3%

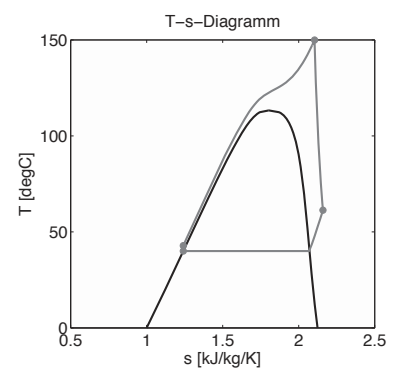
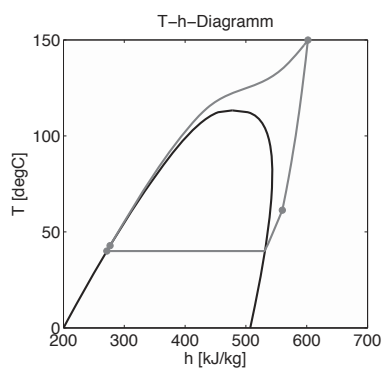
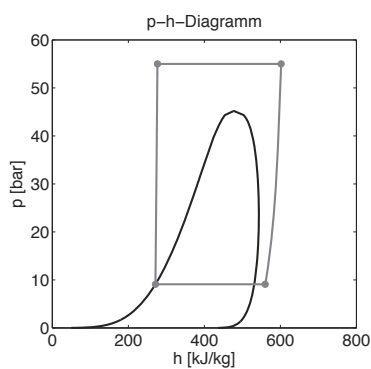


Tabelle A.15 – Medien- und Prozesseigenschaften von R218

Medieneigenschaften [SDR10d, Nat10, BFH⁺08, Ges11]

Bezeichnung	Octafluorpropan
Synonym	R218
Summenformel	C ₃ F ₈
GWP	7000-8830
ODP	0
Sicherheitsklasse	A1
Aggressivität	Durch thermische Zersetzung entstehen giftige Stoffe, die in Gegenwart von Feuchtigkeit korrosiv wirken können.
Toxizität	-
MAK	-
Brennbarkeit	nicht brennbar
ϑ_{Krit}	72°C
p_{Krit}	26,4 bar
h_{Krit}	303,4 kJ/kg
Schmelztemperatur	-183°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	12,7 bar
p_{max}	57,2 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	4,5
ϑ_{max}	150°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	0,9 l/min kW
$\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$	4,9 l/min kW
ϵ	5,4
η_{eff}	4,8%

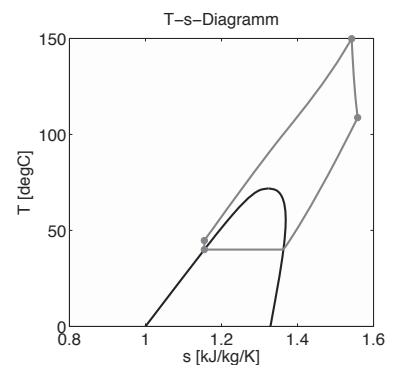
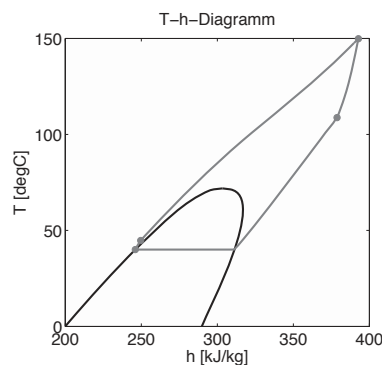
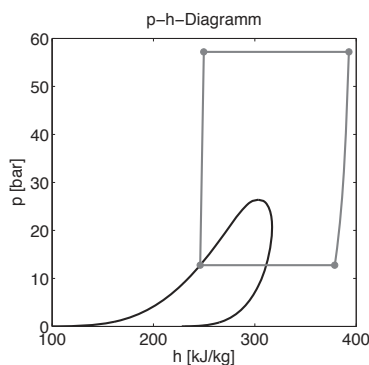


Tabelle A.16 – Medien- und Prozesseigenschaften von R227ea

Medieneigenschaften [Nat10, BFH⁺08, Ges11]

Bezeichnung	1,1,1,2,3,3,3-Heptafluorpropan
Synonym	R227ea
Summenformel	C ₃ HF ₇
GWP	2900-3220
ODP	0
Sicherheitsklasse	A1
Aggressivität	
Toxizität	-
MAK	
Brennbarkeit	nicht brennbar
ϑ_{Krit}	102°C
p_{Krit}	29,3 bar
h_{Krit}	350,6 kJ/kg
Schmelztemperatur	-131°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	7 bar
p_{max}	46,7 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	6,7
ϑ_{max}	149°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	0,9 l/min kW
$\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$	8,2 l/min kW
ϵ	9,2
η_{eff}	6,7%

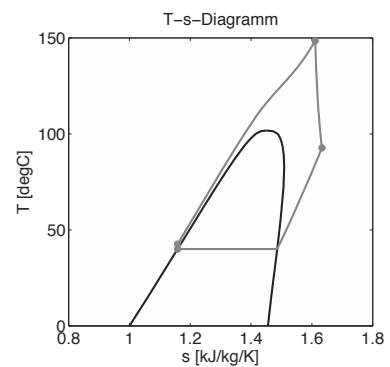
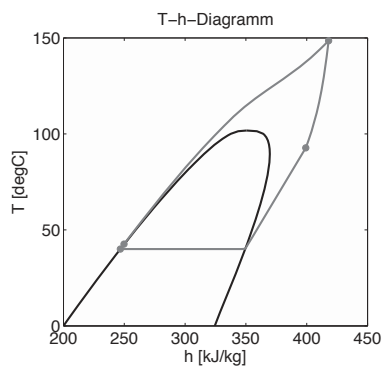
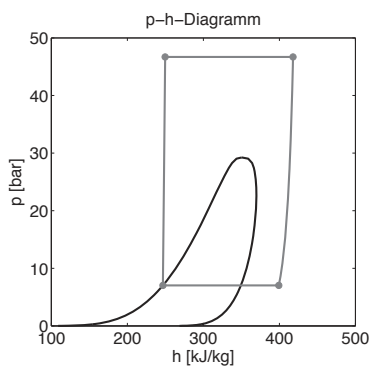


Tabelle A.17 – Medien- und Prozesseigenschaften von R236ea

Medieneigenschaften [Nat10, BFH⁺08]

Bezeichnung	1,1,1,2,3,3-Hexafluoropropan
Synonym	R236ea
Summenformel	$C_3H_2F_6$
GWP	1370
ODP	0
Sicherheitsklasse	
Aggressivität	
Toxizität	gesundheitsschädlich
MAK	
Brennbarkeit	nicht brennbar
ϑ_{Krit}	139°C
p_{Krit}	35 bar
h_{Krit}	421,1 kJ/kg
Schmelztemperatur	-146,1°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	3,4 bar
p_{max}	30 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	8,9
ϑ_{max}	150°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	1,3 l/min kW
$\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$	15,1 l/min kW
ϵ	11,3
η_{eff}	8,5%

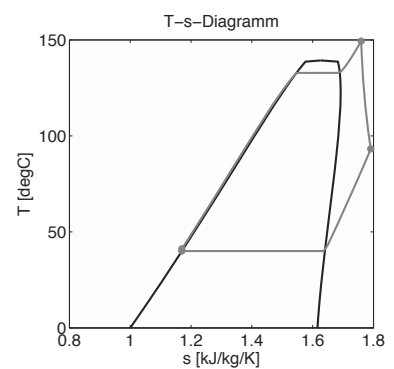
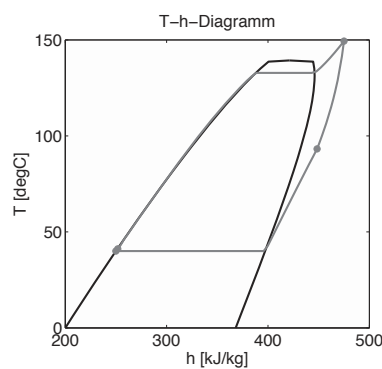
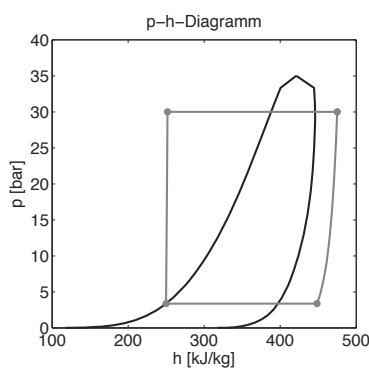


Tabelle A.18 – Medien- und Prozesseigenschaften von R236fa

Medieneigenschaften [SDR07c, SDR10b, SDR09a, Nat10, Ges11]

Bezeichnung	1,1,1,3,3,3-Hexafluorpropan
Synonym	R236fa
Summenformel	$C_3H_2F_6$
GWP	6300
ODP	0
Sicherheitsklasse	A1
Aggressivität	
Toxizität	gesundheitsschädlich
MAK	1000 ppm
Brennbarkeit	nicht brennbar
ϑ_{Krit}	125°C
p_{Krit}	32 bar
h_{Krit}	397,1 kJ/kg
Schmelztemperatur	-93,6°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	4,4 bar
p_{max}	40 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	9,1
ϑ_{max}	150°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	0,9 l/min kW
$\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$	12,5 l/min kW
ϵ	13,7
η_{eff}	8%

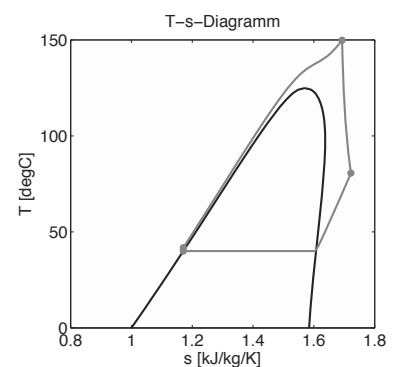
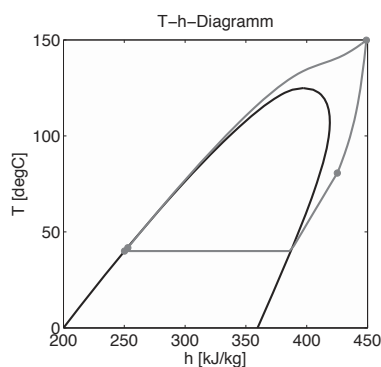
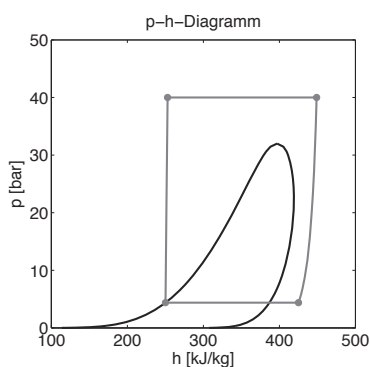


Tabelle A.19 – Medien- und Prozesseigenschaften von R245ca

Medieneigenschaften [Nat10, BFH⁺08, Ges11]

Bezeichnung	1,1,2,2,3-Pentafluoropropan
Synonym	R245ca
Summenformel	$C_3H_3F_5$
GWP	693
ODP	0
Sicherheitsklasse	
Aggressivität	
Toxizität	giftig
MAK	
Brennbarkeit	leicht entzündlich
ϑ_{Krit}	174°C
p_{Krit}	39,3 bar
h_{Krit}	495,3 kJ/kg
Schmelztemperatur	-82°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	1,7 bar
p_{max}	25,5 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	14,7
ϑ_{max}	150°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	1,3 l/min kW
$\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$	27,3 l/min kW
ϵ	20,5
η_{eff}	10%

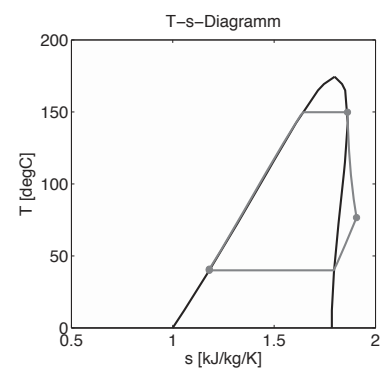
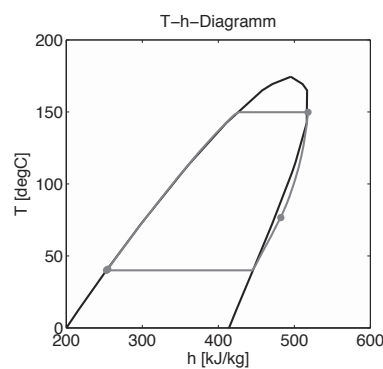
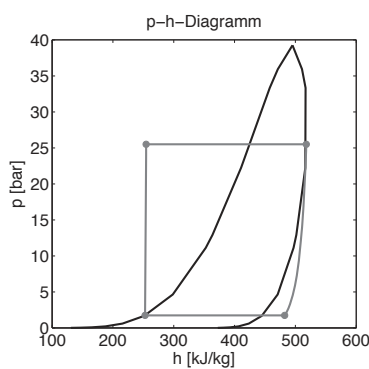


Tabelle A.20 – Medien- und Prozesseigenschaften von R245fa

Medieneigenschaften [SDR10e, SDR08b, Nat10, BFH⁺08, Ges11]

Bezeichnung	1,1,1,3,3-Pentafluoropropan
Synonym	R245fa
Summenformel	$C_3H_3F_5$
GWP	950-1030
ODP	0
Sicherheitsklasse	B1
Aggressivität	Kontakt mit oxidierenden Stoffen ist zu vermeiden
Toxizität	gesundheitsschädlich
MAK	1644 mg/m ³ 300 ppm
Brennbarkeit	leicht entzündlich
ϑ_{Krit}	154°C
p_{Krit}	36,5 bar
h_{Krit}	460,3 kJ/kg
Schmelztemperatur	-103°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	2,5 bar
p_{max}	30,9 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	12,3
ϑ_{max}	149°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	1,1 l/min kW
$\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$	19,9 l/min kW
ϵ	17,3
η_{eff}	9,4%

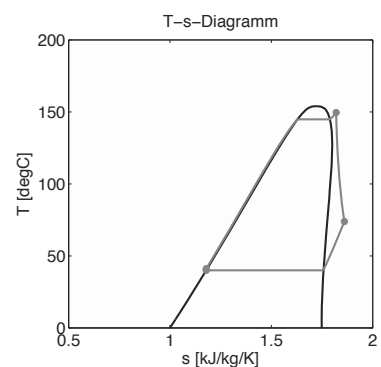
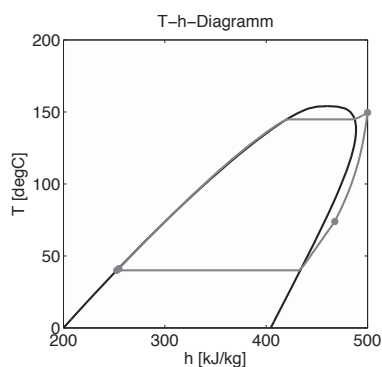
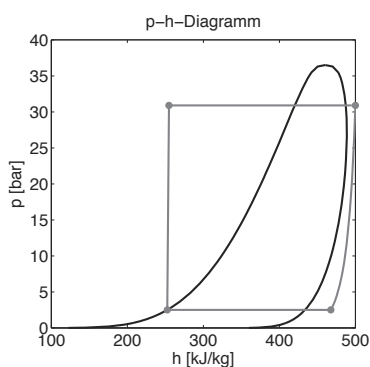


Tabelle A.21 – Medien- und Prozesseigenschaften von R290

Medieneigenschaften [SDR02, SDR10f, Ges11, Nat10, UNE10, BFH⁺08]

Bezeichnung	Propan
Synonym	R290
Summenformel	C_3H_8
GWP	0-3
ODP	0
Sicherheitsklasse	A3
Aggressivität	-
Toxizität	-
MAK	1000 ml/m ³ 1800 mg/m ³
Brennbarkeit	hoch entzündlich
ϑ_{Krit}	97°C
p_{Krit}	42,5 bar
h_{Krit}	555,2 kJ/kg
Schmelztemperatur	-187,7°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	13,7 bar
p_{max}	64,1 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	4,7
ϑ_{max}	150°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	1 l/min kW
$\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$	5,7 l/min kW
ϵ	5,6
η_{eff}	7,2%

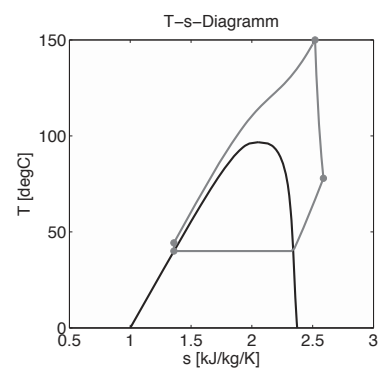
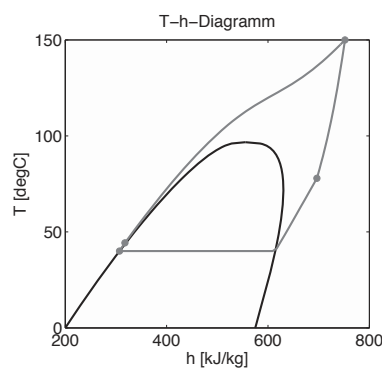
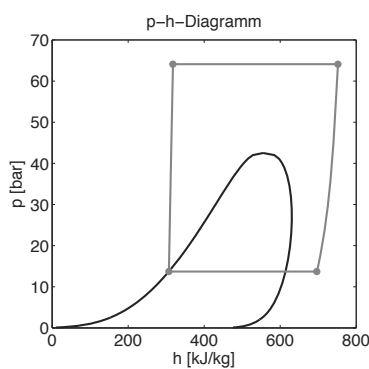


Tabelle A.22 – Medien- und Prozesseigenschaften von R32

Medieneigenschaften [Ges11, FRA⁺07, SDR10g, Nat10, BFH⁺08]

Bezeichnung	Difluormethan
Synonym	R32
Summenformel	CH ₂ F ₂
GWP	650-675
ODP	0
Sicherheitsklasse	A2
Aggressivität	
Toxizität	-
MAK	
Brennbarkeit	hoch entzündlich
ϑ_{Krit}	78°C
p_{Krit}	57,8 bar
h_{Krit}	414,1 kJ/kg
Schmelztemperatur	-136°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	24,8 bar
p_{max}	90 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	3,6
ϑ_{max}	150°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	1 l/min kW
$\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$	3,3 l/min kW
ϵ	3,3
η_{eff}	6,9%

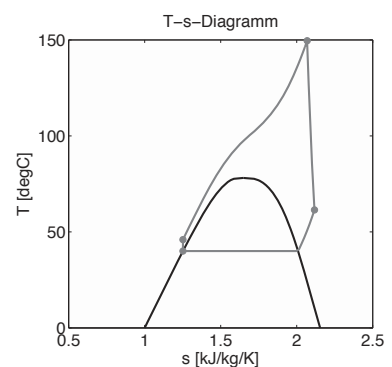
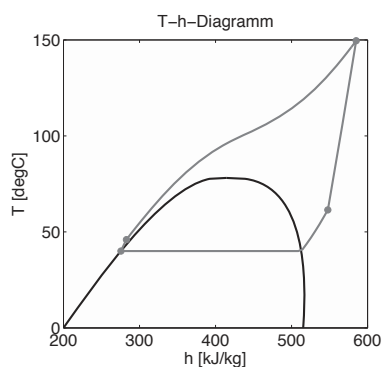
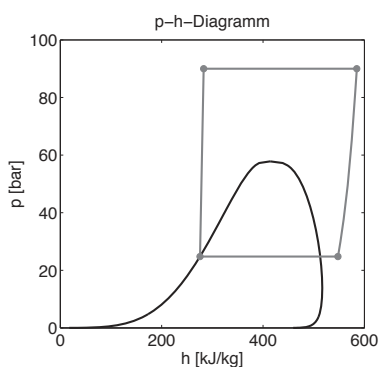


Tabelle A.23 – Medien- und Prozesseigenschaften von R410a

Medieneigenschaften [SDR09b, SDR07a, Nat10, UNE10, BFH⁺08, Ges11]

Bezeichnung	50% R32 / 50% R125
Synonym	R410a
Summenformel	-
GWP	1720-2090
ODP	0
Sicherheitsklasse	A1/A1
Aggressivität	Reaktion mit Alkalimetallen, Meersalzen und pulverförmigen Metallen
Toxizität	-
MAK	
Brennbarkeit	nicht brennbar
ϑ_{Krit}	71°C
p_{Krit}	49 bar
h_{Krit}	368,7 kJ/kg
Schmelztemperatur	-103°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	24,3 bar
p_{max}	87,8 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	3,6
ϑ_{max}	150°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	1 l/min kW
$\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$	3,4 l/min kW
ϵ	3,6
η_{eff}	6,3%

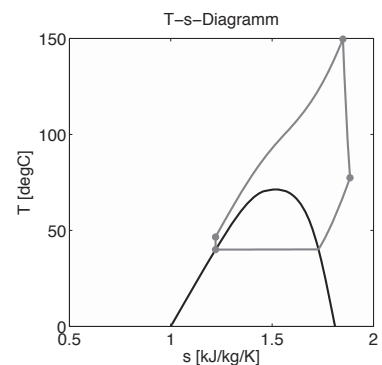
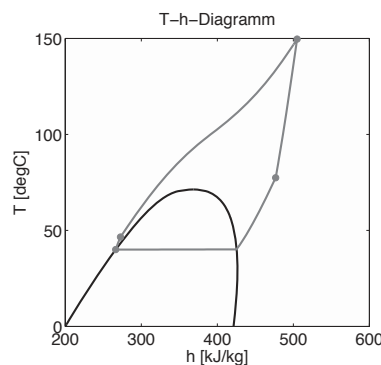
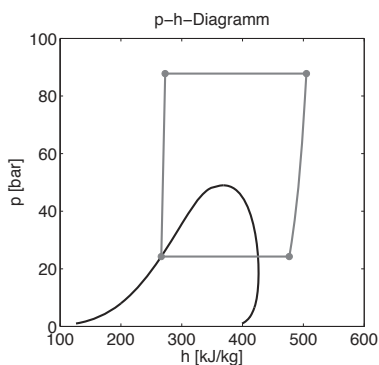


Tabelle A.24 – Medien- und Prozesseigenschaften von R600

Medieneigenschaften [SDR06a, SDR07b, Ges11, Nat10, BFH⁺08]

Bezeichnung	Butan
Synonym	R600
Summenformel	C_4H_{10}
GWP	<1
ODP	0
Sicherheitsklasse	A3
Aggressivität	-
Toxizität	-
MAK	2400 mg/m ³ 1000 ml/m ³
Brennbarkeit	hoch entzündlich
ϑ_{Krit}	152°C
p_{Krit}	38 bar
h_{Krit}	693,9 kJ/kg
Schmelztemperatur	-138,3°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	3,8 bar
p_{max}	33,8 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	8,9
ϑ_{max}	150°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	1,2 l/min kW
$\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$	15,6 l/min kW
ϵ	12,9
η_{eff}	9,3%

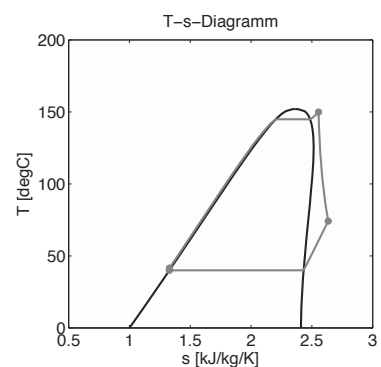
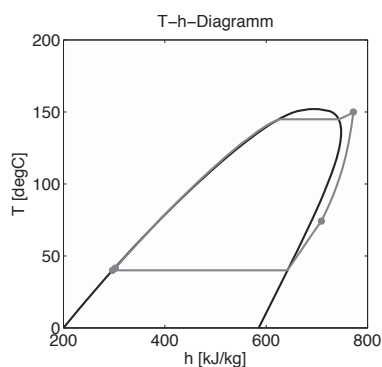
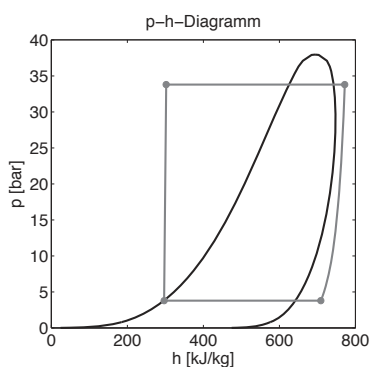


Tabelle A.25 – Medien- und Prozesseigenschaften von R600a

Medieneigenschaften [SDR06b, SDR06c, Ges11, Nat10, UNE10, BFH⁺08]

Bezeichnung	Isobutan (2-methylpropane)
Synonym	R600a
Summenformel	C ₄ H ₁₀
GWP	4
ODP	0
Sicherheitsklasse	A3
Aggressivität	-
Toxizität	-
MAK	1000 ppm
Brennbarkeit	hoch entzündlich
ϑ_{Krit}	135°C
p_{Krit}	36,3 bar
h_{Krit}	633,9 kJ/kg
Schmelztemperatur	-159,4°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	5,3 bar
p_{max}	38,7 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	7,3
ϑ_{max}	150°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	1,1 l/min kW
$\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$	11,9 l/min kW
ϵ	10,4
η_{eff}	8,5%

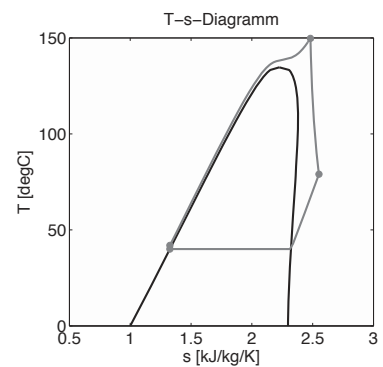
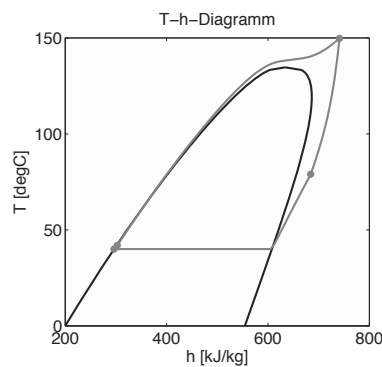
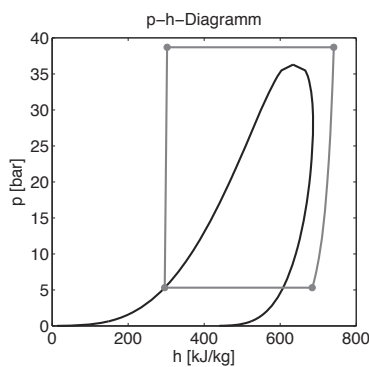


Tabelle A.26 – Medien- und Prozesseigenschaften von R601

Medieneigenschaften [Ges11, SDR10h, Nat10, BFH⁺08]

Bezeichnung	Pentan
Synonym	R601
Summenformel	C_5H_{12}
GWP	11
ODP	0
Sicherheitsklasse	-
Aggressivität	starke Oxidatoren sind zu vermeiden
Toxizität	gesundheitsschädlich, umweltgefährlich
MAK	
Brennbarkeit	hoch entzündlich
ϑ_{Krit}	197°C
p_{Krit}	33,7 bar
h_{Krit}	520,5 kJ/kg
Schmelztemperatur	-129,7°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	1,2 bar
p_{max}	15,2 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	13,1
ϑ_{max}	147°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	2,5 l/min kW
$\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$	41,1 l/min kW
ϵ	16,3
η_{eff}	10,2%

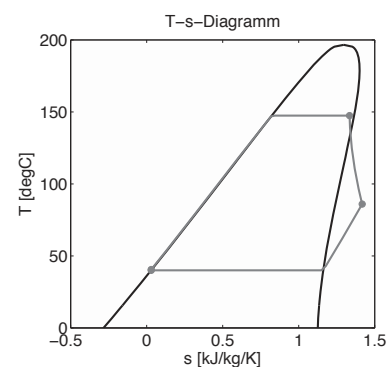
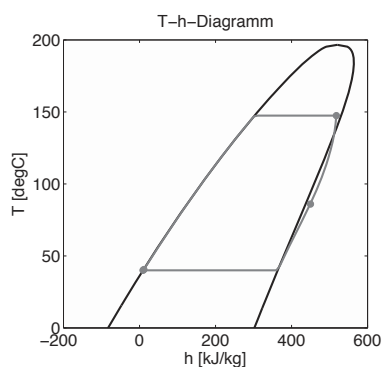
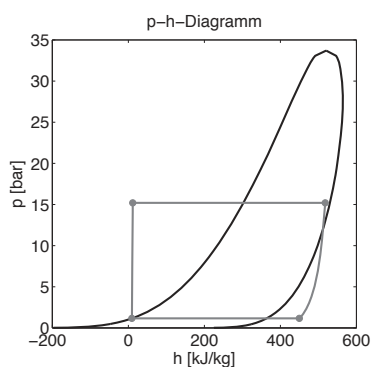


Tabelle A.27 – Medien- und Prozesseigenschaften von R601a

Medieneigenschaften [Ges11, Nat10, BFH⁺08]

Bezeichnung	Isopentan (2-methylbutane)
Synonym	R601a
Summenformel	C_5H_{12}
GWP	
ODP	0
Sicherheitsklasse	A3
Aggressivität	
Toxizität	gesundheitsschädlich, umweltgefährlich
MAK	
Brennbarkeit	hoch entzündlich
ϑ_{Krit}	187°C
p_{Krit}	33,8 bar
h_{Krit}	503,6 kJ/kg
Schmelztemperatur	-159,9°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	1,5 bar
p_{max}	18,3 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	12,1
ϑ_{max}	149°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	2,1 l/min kW
$\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$	32,7 l/min kW
ϵ	15,7
η_{eff}	10%

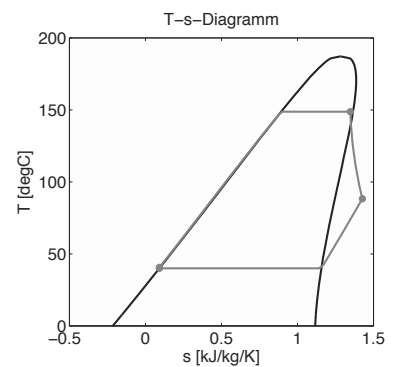
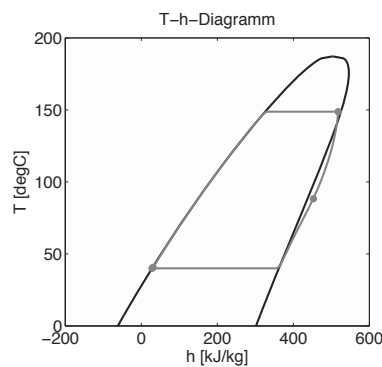
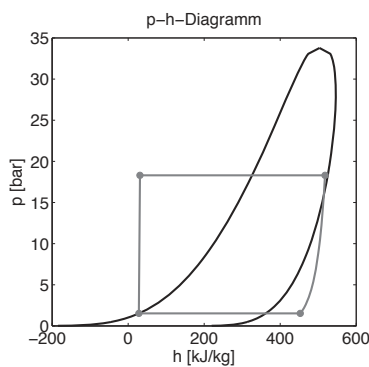


Tabelle A.28 – Medien- und Prozesseigenschaften von R717

Medieneigenschaften [SDR09c, Ges11, Nat10, UNE10, BFH⁺08]

Bezeichnung	Ammoniak
Synonym	R717
Summenformel	NH ₃
GWP	0-1
ODP	0
Sicherheitsklasse	B2
Aggressivität	Reaktion mit Ammoniumsalzen, Oxidationsmitteln, Säuren, Natriumhypochlorit
Toxizität	giftig, umweltgefährlich
MAK	14 mg/m ³ 20 ppm
Brennbarkeit	leicht entzündlich
ϑ_{Krit}	132°C
p_{Krit}	113,3 bar
h_{Krit}	1262,4 kJ/kg
Schmelztemperatur	-77,7°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	15,6 bar
p_{max}	73,1 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	4,7
ϑ_{max}	150°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	1 l/min kW
$\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$	4 l/min kW
ϵ	3,9
η_{eff}	8,6%

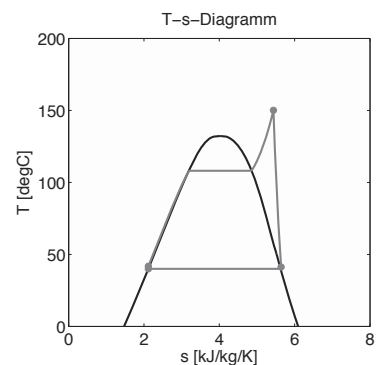
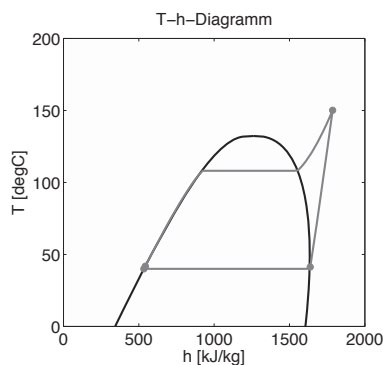
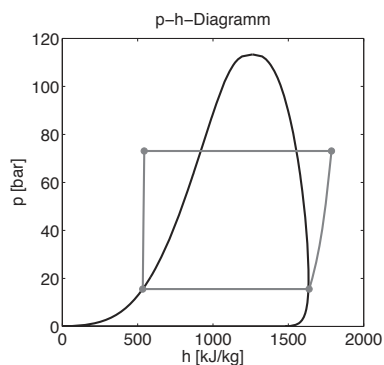


Tabelle A.29 – Medien- und Prozesseigenschaften von R718

Medieneigenschaften [Nat10, BFH⁺08, Ges11]

Bezeichnung	Wasser
Synonym	R718
Summenformel	H ₂ O
GWP	<1
ODP	0
Sicherheitsklasse	A1
Aggressivität	-
Toxizität	-
MAK	
Brennbarkeit	nicht brennbar
ϑ_{Krit}	374°C
p_{Krit}	220,6 bar
h_{Krit}	2084,3 kJ/kg
Schmelztemperatur	0°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	0,1 bar
p_{max}	0,4 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	5,4
ϑ_{max}	149°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	112,7 l/min kW
$\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$	460,5 l/min kW
ϵ	4,1
η_{eff}	5,8%

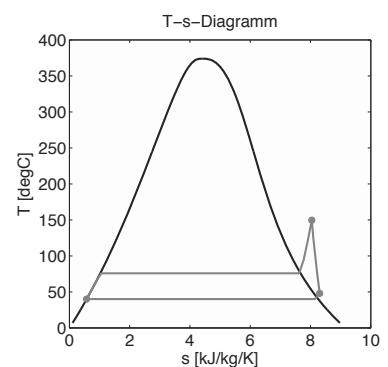
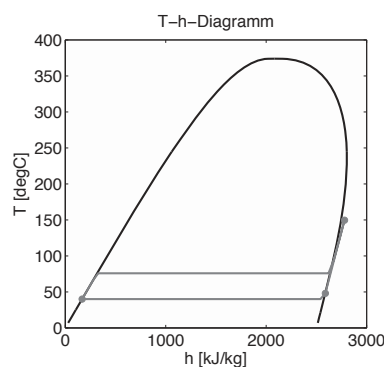
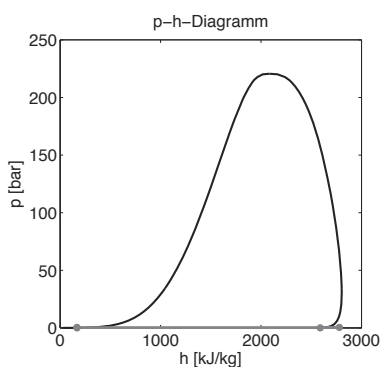


Tabelle A.30 – Medien- und Prozesseigenschaften von RC318

Medieneigenschaften [SDR10i, FRA⁺07, Nat10, BFH⁺08, Ges11]

Bezeichnung	Octafluorocyclobutan
Synonym	RC318
Summenformel	C ₄ F ₈
GWP	8700-10300
ODP	0
Sicherheitsklasse	A1
Aggressivität	
Toxizität	-
MAK	
Brennbarkeit	nicht brennbar
ϑ_{Krit}	115°C
p_{Krit}	27,8 bar
h_{Krit}	358,6 kJ/kg
Schmelztemperatur	-40,2°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	4,9 bar
p_{max}	41,2 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	8,4
ϑ_{max}	150°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	0,8 l/min kW
$\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$	10,8 l/min kW
ϵ	13,4
η_{eff}	7%

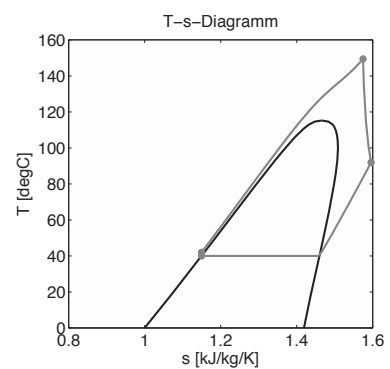
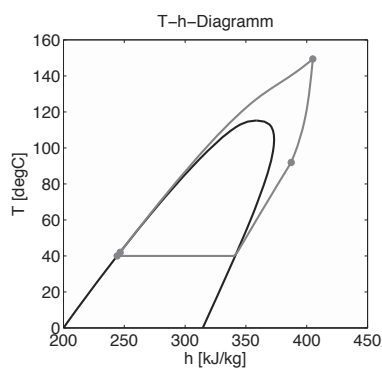
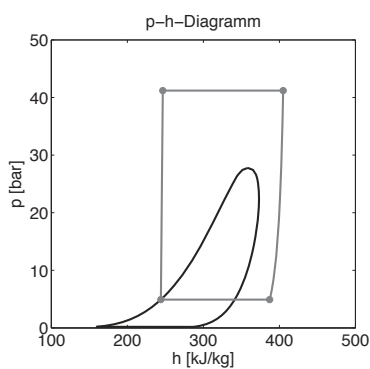


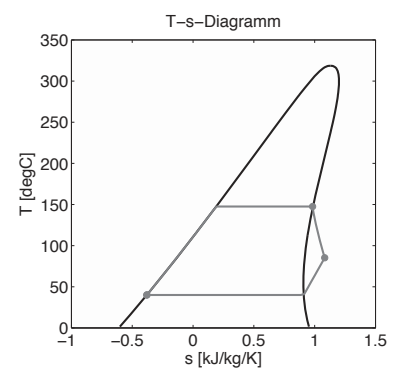
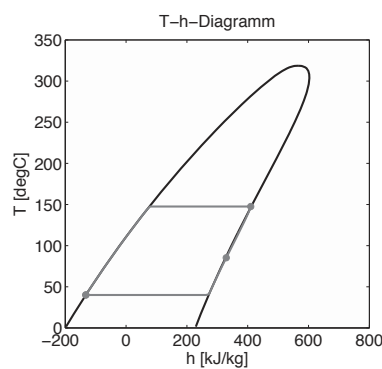
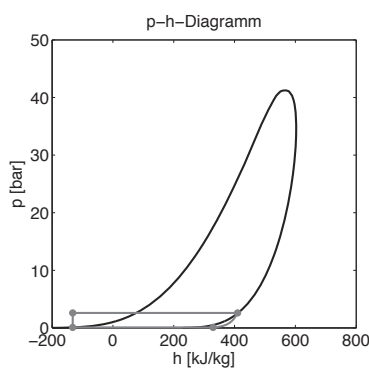
Tabelle A.31 – Medien- und Prozesseigenschaften von Toluol

Medieneigenschaften [Ges11, Nat10]

Bezeichnung	Toluol
Synonym	Toluol
Summenformel	C_7H_8
GWP	
ODP	0
Sicherheitsklasse	
Aggressivität	Greift viele Kunststoffe an
Toxizität	gesundheitsschädlich
MAK	50 ml/m ³ 190 mg/m ³
Brennbarkeit	leicht entzündlich
ϑ_{Krit}	319°C
p_{Krit}	41,3 bar
h_{Krit}	565,8 kJ/kg
Schmelztemperatur	-95°C

Prozessführung und Zustandsdiagramme

p_{min}	0,1 bar
p_{max}	2,6 bar
$p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$	32,3
ϑ_{max}	147°C
$\dot{V}_3/\dot{Q}_{\text{zu}}$	15,2 l/min kW
$\dot{V}_4/\dot{Q}_{\text{zu}}$	452,1 l/min kW
ϵ	29,8
η_{eff}	11,8%



Anhang B

Stoffdaten von R134a

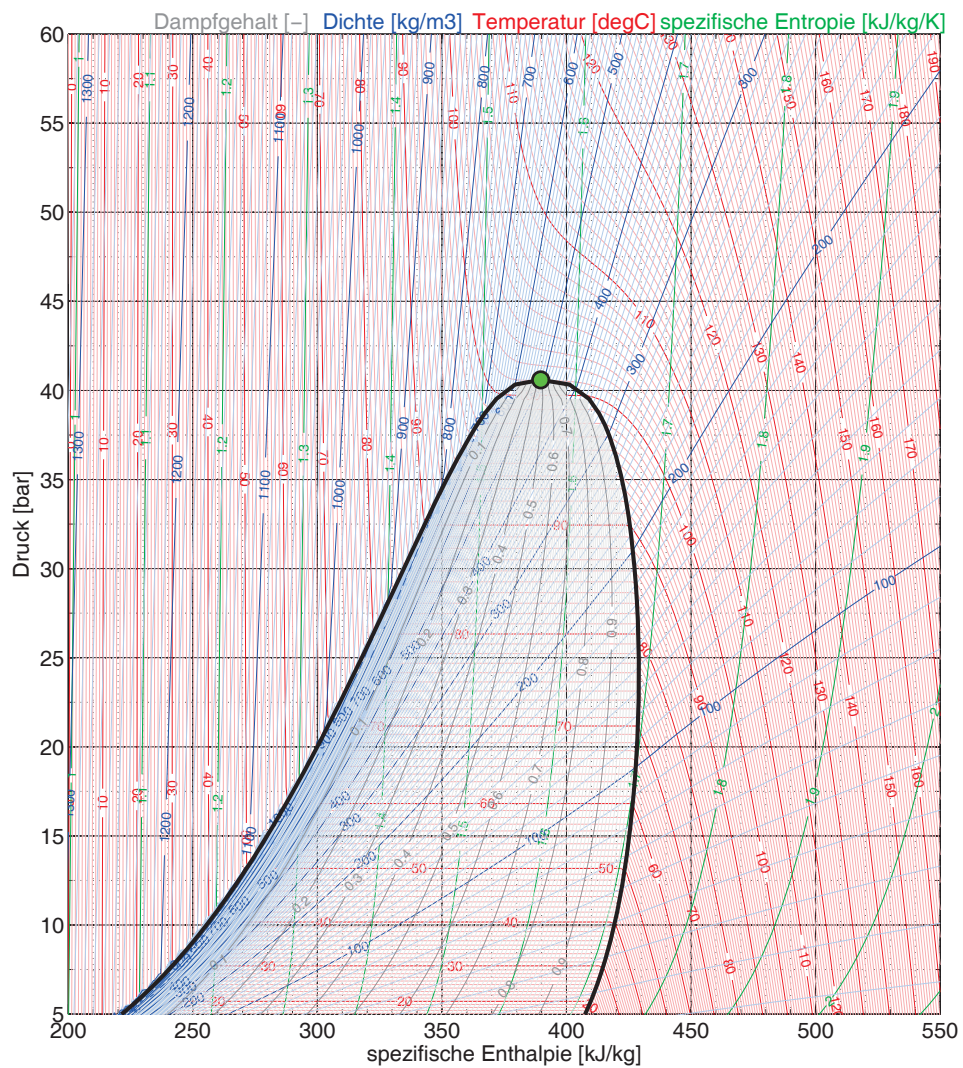


Abbildung B.1 – $p-h$ -Diagramm von R134a [Nat10]

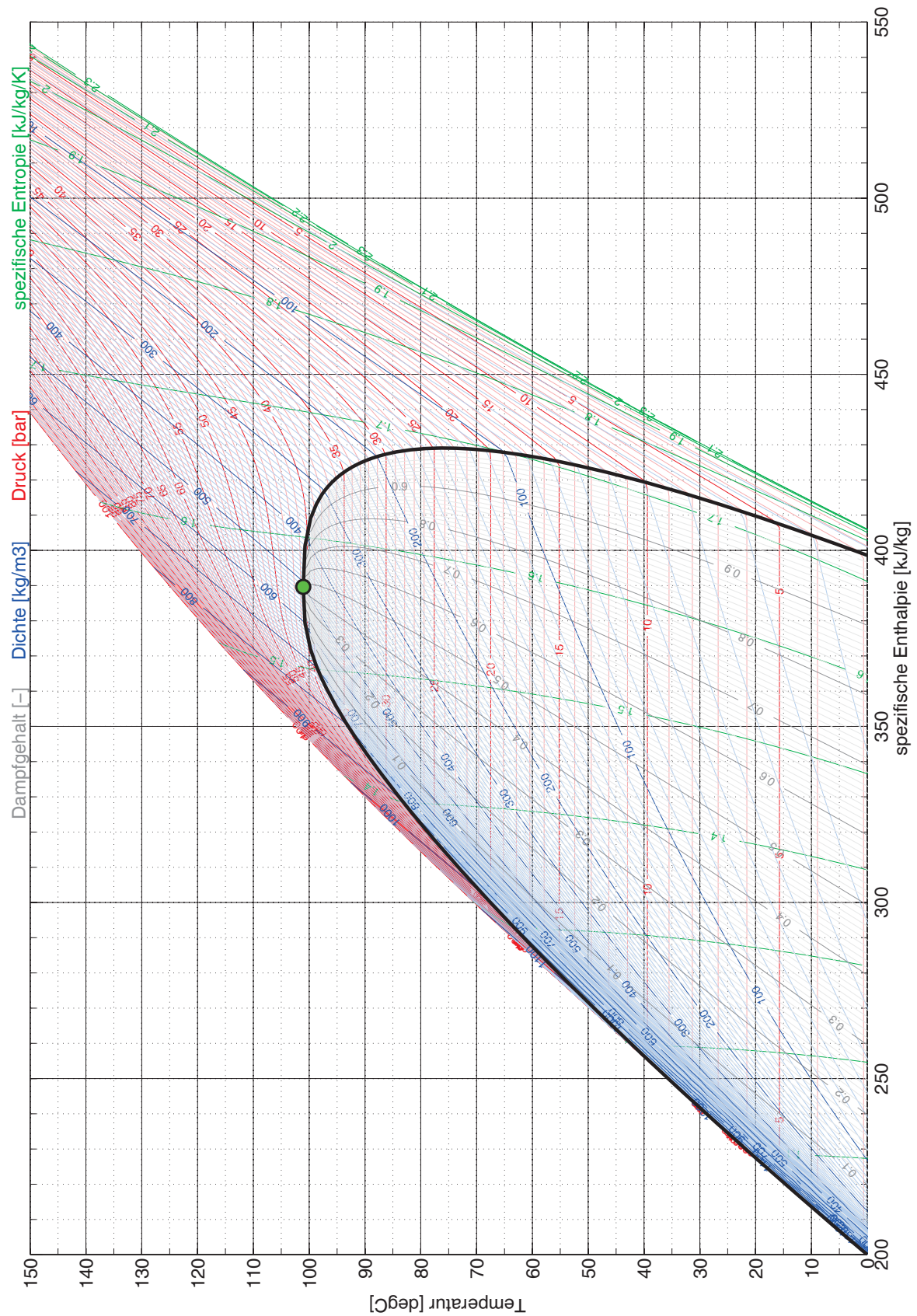


Abbildung B.2 – T-h-Diagramm von R134a [Nat10]

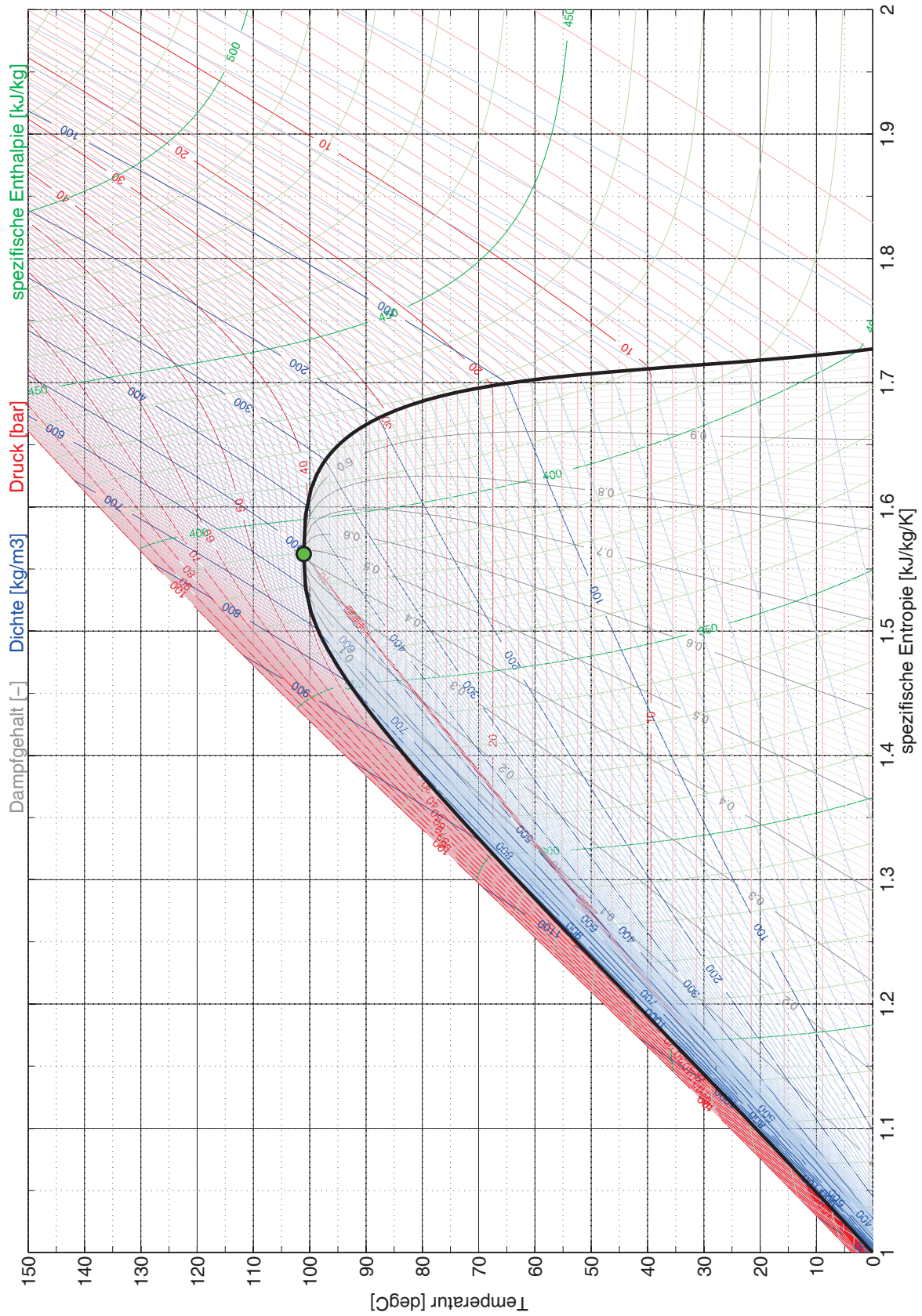


Abbildung B.3 – T-s-Diagramm von R134a [Nat10]



Anhang C

Messdaten

Tabelle C.1 – Messgrößen

Name	Einheit	Größe	Medium	Position
T_U	°C	Temperatur	Luft	Prüfkammer
p_1	bar	Druck	R134a	vor Pumpe
p_2	bar	Druck	R134a	vor Verdampfer
p_3	bar	Druck	R134a	vor Expander
p_4	bar	Druck	R134a	vor Kondensator
p_5	bar	Druck	R134a	vor Unterkühlstrecke
T_{1a}	°C	Temperatur	R134a	nach Unterkühlstrecke
T_{1b}	°C	Temperatur	R134a	vor Pumpe
T_{2a}	°C	Temperatur	R134a	nach Pumpe
T_{2b}	°C	Temperatur	R134a	vor Verdampfer
T_{3a1}	°C	Temperatur	R134a	nach Verdampfer 1
T_{3a2}	°C	Temperatur	R134a	nach Verdampfer 2
T_{3ab}	°C	Temperatur	R134a	nach beiden Verdampfern
T_{3b}	°C	Temperatur	R134a	vor Expander
T_{4a}	°C	Temperatur	R134a	nach Expander
T_{4b}	°C	Temperatur	R134a	vor Kondensator
T_{5a}	°C	Temperatur	R134a	nach Kondensator
T_{5b}	°C	Temperatur	R134a	vor Unterkühlstrecke
$\dot{m}_{\text{ref}}$	kg/h	Massenstrom	R134a	nach Pumpe
ρ_2	kg/m ³	Dichte	R134a	nach Pumpe
$T'_{\text{Abgas,B1}}$	°C	Temperatur	Abgas	Brenner 1 vor Verdampfer

Tabelle C.1 – Messgrößen

Name	Einheit	Größe	Medium	Position
$T''_{\text{Abgas,B1}}$	°C	Temperatur	Abgas	Brenner 1 nach Verdampfer
λ_{B1}	-	Luftverhältnis	Abgas	Abgasrohr Brenner 1
$\dot{V}_{\text{B,B1}}$	l/h	Volumenstrom	Brennstoff	Brennstoffleitung 1
$T_{\text{B,B1}}$	°C	Temperatur	Brennstoff	Brennstoffleitung 1
$T_{\text{L,B1}}$	°C	Temperatur	Luft	Ansaugstrecke Brenner 1
$T'_{\text{Abgas,B2}}$	°C	Temperatur	Abgas	Brenner 2 vor Verdampfer
$T''_{\text{Abgas,B2}}$	°C	Temperatur	Abgas	Brenner 2 nach Verdampfer
λ_{B2}	-	Luftverhältnis	Abgas	Abgasrohr Brenner 2
$\dot{V}_{\text{B,B2}}$	l/h	Volumenstrom	Brennstoff	Brennstoffleitung 2
$T_{\text{B,B2}}$	°C	Temperatur	Brennstoff	Brennstoffleitung 2
$T_{\text{L,B2}}$	°C	Temperatur	Luft	Ansaugstrecke Brenner 2
n_{Pumpe}	1/min	Drehzahl	Pumpe	Motor
$P_{12,\text{mech}}$	W	Leistung	Pumpe	Pumpenkopf
n_{Exp}	1/min	Drehzahl	Expander	Generator
$P_{34,\text{el}}$	W	Leistung	Expander	Generator

Tabelle C.2 – Messdatenübersicht

Nr.	p_1 [bar]	p_2 [bar]	p_3 [bar]	p_4 [bar]	p_5 [bar]	$\dot{Q}_{23}$ [W]	$P_{12,mech}$ [W]	η_{vol} [%]
T_U [°C]	T_{1a} [°C]	T_{2a} [°C]	T_{3ab} [°C]	T_{4a} [°C]	T_{5a} [°C]	$\dot{Q}_{Diesel}$ [W]	$P_{34,el}$ [W]	η_{Exp} [%]
$\dot{m}_{ref}$ [kg/h]	T_{1b} [°C]	T_{2b} [°C]	T_{3b} [°C]	T_{4b} [°C]	T_{5b} [°C]			η_{ORC} [%]
1	8,2	30,2	27,3	9,8	8,6	10,4	98	85,0
20	21	23	145	105	30	11,9	517	49,0
132	21	23	143	101	30			4,0
2	8,2	29,6	26,5	9,9	8,6	10,2	95	87,0
20	21	23	150	110	31	11,9	507	51,0
126	21	23	147	106	31			4,0
3	7,8	30,3	26,8	9,2	8,3	9,9	103	83,0
17	18	19	110	67	28	11,0	504	50,0
144	18	19	108	64	28			4,1
4	7,8	30,2	26,7	9,2	8,2	9,8	104	84,0
17	17,5	19,2	112,3	68,2	28	11,0	505	51,0
141	17,5	19,2	110	65	28			4,1
5	7,8	30	26,6	9,1	8,2	9,7	104	85,0
17	17	19	115	70	28	11,0	507	51,0
138	17	19	113	67	28			4,2
6	7,8	29,9	26,6	9,1	8,2	9,7	101	84,0
17	17	19	118	72	28	11,0	510	51,0
137	17	19	115	69	28			4,2
7	7,8	29,8	26,5	9,1	8,2	9,8	96	84,0
17	18	19	119	74	28	11,0	511	51,0
137	18	19	117	71	28			4,2
8	7,8	29,7	26,5	9,1	8,2	9,8	92	84,0
17	17,7	19,3	120,8	76,2	28	11,0	511	51,0
136	17,7	19,3	118,4	72,3	28			4,3

Tabelle C.2 – Messdatenübersicht

Nr.	p_1 [bar]	p_2 [bar]	p_3 [bar]	p_4 [bar]	p_5 [bar]	$\dot{Q}_{23}$ [W]	$P_{12,mech}$ [W]	η_{vol} [%]
T_U [°C]	T_{1a} [°C]	T_{2a} [°C]	T_{3ab} [°C]	T_{4a} [°C]	T_{5a} [°C]	$\dot{Q}_{Diesel}$ [W]	$P_{34,el}$ [W]	η_{Exp} [%]
$\dot{m}_{ref}$ [kg/h]	T_{1b} [°C]	T_{2b} [°C]	T_{3b} [°C]	T_{4b} [°C]	T_{5b} [°C]			η_{ORC} [%]
9	7,8	29,6	26,4	9,1	8,2	9,8	91	83,0
17	18	19	122	78	28	11,0	509	50,0
135	18	19	120	74	28			4,2
10	7,9	29,5	26,4	9,1	8,2	9,8	90	84,0
18	18	20	124	80	28	11,0	507	51,0
133	18	20	122	76	28			4,3
11	7,9	29,4	26,3	9,1	8,3	9,7	86	84,0
18	18	20	127	81	28	11,0	505	51,0
131	18	20	124	77	28			4,3
12	7,9	29,3	26,2	9,1	8,3	9,7	84	83,0
18	18,3	19,8	129,1	83,4	28,3	11,0	504	51,0
129	18,3	19,8	126,1	79,2	28,3			4,3
13	7,9	29,1	26,2	9,1	8,3	9,6	82	84,0
18	18	20	130	85	28	10,9	501	51,0
128	18	20	128	81	28			4,3
14	7,9	29,1	26,2	9,1	8,3	9,5	80	84,0
18	19	20	132	87	29	10,9	498	51,0
126	19	20	129	83	29			4,4
15	7,9	29	26,1	9,1	8,3	9,5	78	84,0
18	19	20	133	88	29	11,0	497	51,0
125	19	20	130	83	29			4,4
16	8	29	26,1	9,1	8,3	9,5	77	84,0
18	18,7	20,1	134,2	88,7	28,6	11,0	496	51,0
125	18,7	20,1	130,9	84,2	28,6			4,4

Tabelle C.2 – Messdatenübersicht

Nr.	p_1 [bar]	p_2 [bar]	p_3 [bar]	p_4 [bar]	p_5 [bar]	$\dot{Q}_{23}$ [W]	$P_{12,mech}$ [W]	η_{vol} [%]
T_U [°C]	T_{1a} [°C]	T_{2a} [°C]	T_{3ab} [°C]	T_{4a} [°C]	T_{5a} [°C]	$\dot{Q}_{Diesel}$ [W]	$P_{34,el}$ [W]	η_{Exp} [%]
$\dot{m}_{ref}$ [kg/h]	T_{1b} [°C]	T_{2b} [°C]	T_{3b} [°C]	T_{4b} [°C]	T_{5b} [°C]			η_{ORC} [%]
17	8	28,9	26	9,1	8,4	9,6	77	84,0
18	19	20	136	91	29	11,0	496	51,0
124	19	20	133	86	29			4,4
18	8	28,1	26	9,1	8,4	9,6	79	84,0
18	19	20	138	92	29	10,9	494	51,0
123	19	20	135	88	29			4,3
19	8	27,8	25,8	9,1	8,3	9,5	79	83,0
18	19	20	141	94	29	10,9	488	51,0
120	19	20	137	89	29			4,3
20	8	28,1	25,7	9	8,3	9,5	81	83,0
18	18,8	20,4	142	95,1	28,6	10,9	486	50,0
120	18,8	20,4	138,3	90,1	28,6			4,3
21	8	28,2	25,5	9	8,3	9,4	81	83,0
18	19	20	144	96	29	10,9	482	51,0
117	19	20	140	91	29			4,3
22	8	28,2	25,4	8,9	8,3	9,4	81	83,0
18	19	20	146	97	29	10,9	480	51,0
116	19	20	142	92	29			4,3
23	8	28,1	25,4	8,9	8,3	9,3	80	83,0
18	19	20	148	98	29	10,9	479	51,0
115	19	20	143	93	29			4,3
24	8	28,1	25,3	8,9	8,3	9,3	77	83,0
18	18,8	20,4	149,8	99,6	28,5	11,0	479	51,0
114	18,8	20,4	145,2	94	28,5			4,3

Tabelle C.2 – Messdatenübersicht

Nr.	p_1 [bar]	p_2 [bar]	p_3 [bar]	p_4 [bar]	p_5 [bar]	$\dot{Q}_{23}$ [W]	$P_{12,mech}$ [W]	η_{vol} [%]
T_U [°C]	T_{1a} [°C]	T_{2a} [°C]	T_{3ab} [°C]	T_{4a} [°C]	T_{5a} [°C]	$\dot{Q}_{Diesel}$ [W]	$P_{34,el}$ [W]	η_{Exp} [%]
$\dot{m}_{ref}$ [kg/h]	T_{1b} [°C]	T_{2b} [°C]	T_{3b} [°C]	T_{4b} [°C]	T_{5b} [°C]			η_{ORC} [%]
25	8	28	25,3	8,9	8,3	9,4	75	83,0
18	19	20	152	101	29	11,0	479	51,0
113	19	20	147	95	29			4,3
26	8	28,1	25,3	9	8,3	9,4	74	83,0
18	19	20	154	102	29	11,0	481	51,0
113	19	20	149	96	29			4,3
27	8	28	25,3	9	8,3	9,4	73	83,0
18	19	21	155	104	29	11,0	479	51,0
112	19	21	150	98	29			4,3
28	8	27,9	25,2	8,9	8,3	9,3	73	83,0
18	19	20,5	156,6	105,2	28,6	11,0	476	51,0
111	19	20,5	151,8	99,1	28,6			4,3
29	8	27,8	25,1	8,9	8,3	9,3	73	84,0
18	19	21	158	107	29	11,0	474	51,0
110	19	21	153	101	29			4,3
30	8	30,8	27,3	9,4	8,4	9,8	111	82,0
18	19	21	119	79	29	10,9	488	48,0
139	19	21	117	77	29			3,8
31	8	30,6	27,2	9,4	8,4	10,0	111	80,0
18	19	21	122	79	29	10,9	486	47,0
139	19	21	119	77	29			3,8
32	8	30,6	27,2	9,3	8,4	9,9	111	81,0
18	19,2	21,2	124,3	80,4	29	10,9	489	47,0
137	19,2	21,2	121,5	77,4	29			3,8

Tabelle C.2 – Messdatenübersicht

Nr.	p_1 [bar]	p_2 [bar]	p_3 [bar]	p_4 [bar]	p_5 [bar]	$\dot{Q}_{23}$ [W]	$P_{12,mech}$ [W]	η_{vol} [%]
T_U [°C]	T_{1a} [°C]	T_{2a} [°C]	T_{3ab} [°C]	T_{4a} [°C]	T_{5a} [°C]	$\dot{Q}_{Diesel}$ [W]	$P_{34,el}$ [W]	η_{Exp} [%]
$\dot{m}_{ref}$ [kg/h]	T_{1b} [°C]	T_{2b} [°C]	T_{3b} [°C]	T_{4b} [°C]	T_{5b} [°C]			η_{ORC} [%]
33	7,9	29,8	26,7	9,2	8,3	9,9	110	80,0
18	19	21	136	89	29	10,9	485	47,0
129	19	21	132	85	29			3,8
34	7,9	29,5	26,5	9,1	8,3	9,8	105	80,0
19	19	21	139	91	29	10,9	477	47,0
126	19	21	135	86	29			3,8
35	7,9	29,4	26,4	9,1	8,3	9,8	104	80,0
19	19	21	143	93	29	10,9	479	47,0
125	19	21	138	88	29			3,8
36	7,9	29,4	26,4	9,1	8,3	9,8	105	80,0
19	19,3	21,4	144,1	94,4	28,7	10,9	480	47,0
124	19,3	21,4	139,8	89,4	28,7			3,8
37	7,9	29,2	26,2	9	8,3	9,7	102	81,0
19	19	21	145	96	29	10,9	477	48,0
121	19	21	141	90	29			3,9
38	7,9	28,9	26,1	9	8,3	9,6	102	81,0
19	19	21	147	97	29	10,9	472	47,0
120	19	21	143	92	29			3,8
39	7,9	28,8	26	9	8,3	9,5	101	81,0
19	19	21	148	98	29	10,9	469	48,0
118	19	21	144	93	29			3,9
40	7,9	28,8	26	9	8,3	9,6	101	81,0
19	19,3	21,3	149,4	99,4	28,6	10,9	469	47,0
118	19,3	21,3	145	93,8	28,6			3,8

Tabelle C.2 – Messdatenübersicht

Nr.	p_1 [bar]	p_2 [bar]	p_3 [bar]	p_4 [bar]	p_5 [bar]	$\dot{Q}_{23}$ [W]	$P_{12,mech}$ [W]	η_{vol} [%]
T_U [°C]	T_{1a} [°C]	T_{2a} [°C]	T_{3ab} [°C]	T_{4a} [°C]	T_{5a} [°C]	$\dot{Q}_{Diesel}$ [W]	$P_{34,el}$ [W]	η_{Exp} [%]
$\dot{m}_{ref}$ [kg/h]	T_{1b} [°C]	T_{2b} [°C]	T_{3b} [°C]	T_{4b} [°C]	T_{5b} [°C]			η_{ORC} [%]
41	7,9	28,9	26	9	8,3	9,8	103	80,0
19	19	21	150	101	29	10,9	474	47,0
120	19	21	146	95	29			3,8
42	7,9	28,9	26,1	9	8,3	9,9	102	80,0
19	19	21	151	102	29	10,9	476	47,0
121	19	21	147	96	29			3,8
43	7,9	28,8	26	9	8,3	9,9	99	80,0
19	19	21	153	103	29	11,0	474	47,0
120	19	21	148	97	29			3,8
44	7,9	28,6	25,9	9	8,3	9,8	98	80,0
19	19,4	21,4	154,3	103,9	28,7	11,0	470	47,0
118	19,4	21,4	149,6	97,9	28,7			3,8
45	7,9	28,4	25,8	9	8,3	9,6	96	80,0
19	19	21	156	105	29	11,0	464	47,0
116	19	21	151	99	29			3,8
46	8,4	24,2	19,8	10,1	8,9	9,8	63	90,0
17	18	19	90	74	30	11,1	156	24,0
153	18	19	88	73	30			0,9
47	8,4	24	19,6	9,9	8,8	9,8	64	90,0
17	18	19	91	72	30	11,1	156	24,0
150	18	19	90	70	30			0,9
48	8,4	23,3	19,4	9,8	8,8	9,7	62	89,0
17	18	19	94,2	71,5	29,9	11,1	158	24,0
147	18	19	92,1	69,4	29,9			1,0

Tabelle C.2 – Messdatenübersicht

Nr.	p_1 [bar]	p_2 [bar]	p_3 [bar]	p_4 [bar]	p_5 [bar]	$\dot{Q}_{23}$ [W]	$P_{12,mech}$ [W]	η_{vol} [%]
T_U [°C]	T_{1a} [°C]	T_{2a} [°C]	T_{3ab} [°C]	T_{4a} [°C]	T_{5a} [°C]	$\dot{Q}_{Diesel}$ [W]	$P_{34,el}$ [W]	η_{Exp} [%]
$\dot{m}_{ref}$ [kg/h]	T_{1b} [°C]	T_{2b} [°C]	T_{3b} [°C]	T_{4b} [°C]	T_{5b} [°C]			η_{ORC} [%]
49	8,3	23	19,2	9,7	8,8	9,6	62	89,0
18	18	19	98	72	30	11,1	159	24,0
143	18	19	95	70	30			1,0
50	8,3	22,8	19,1	9,7	8,7	9,6	57	89,0
18	18	19	101	74	30	11,1	159	25,0
140	18	19	98	71	30			1,1
51	8,3	22,6	19	9,6	8,7	9,5	53	89,0
18	18	19	104	76	30	11,0	159	25,0
137	18	19	102	73	30			1,1
52	8,3	22,4	18,9	9,5	8,7	9,5	52	89,0
18	18,1	19	108,5	78,5	29,6	11,0	160	25,0
133	18,1	19	105,5	74,6	29,6			1,1
53	8,3	22,2	18,8	9,5	8,7	9,4	49	89,0
18	18	19	113	81	30	11,0	159	25,0
130	18	19	110	77	30			1,2
54	8,3	22	18,6	9,4	8,7	9,3	49	89,0
18	18	19	118	85	30	11,0	159	25,0
126	18	19	114	80	30			1,2
55	8,3	21,9	18,5	9,3	8,7	9,3	49	89,0
18	18	19	123	88	29	11,0	159	25,0
123	18	19	119	83	29			1,2
56	8,3	21,7	18,3	9,3	8,7	9,2	44	89,0
18	18,1	19	128,2	91,8	29,4	11,0	157	25,0
119	18,1	19	123,7	86,5	29,4			1,2

Tabelle C.2 – Messdatenübersicht

Nr.	p_1 [bar]	p_2 [bar]	p_3 [bar]	p_4 [bar]	p_5 [bar]	$\dot{Q}_{23}$ [W]	$P_{12,mech}$ [W]	η_{vol} [%]
T_U [°C]	T_{1a} [°C]	T_{2a} [°C]	T_{3ab} [°C]	T_{4a} [°C]	T_{5a} [°C]	$\dot{Q}_{Diesel}$ [W]	$P_{34,el}$ [W]	η_{Exp} [%]
$\dot{m}_{ref}$ [kg/h]	T_{1b} [°C]	T_{2b} [°C]	T_{3b} [°C]	T_{4b} [°C]	T_{5b} [°C]			η_{ORC} [%]
57	8,3	21,3	18,1	9,2	8,6	9,2	41	88,0
18	18	19	134	96	29	11,0	155	25,0
116	18	19	129	90	29			1,2
58	8,3	21,1	18	9,2	8,6	9,1	40	87,0
18	18	19	140	100	29	11,0	153	25,0
113	18	19	134	94	29			1,2
59	8,3	20,9	17,8	9,2	8,6	9,1	38	87,0
18	18	19	146	104	29	11,0	150	25,0
110	18	19	140	98	29			1,2
60	8,3	20,7	17,6	9,1	8,6	9,0	35	87,0
18	18,4	19,1	152,3	108,8	29,4	11,0	147	25,0
106	18,4	19,1	145,9	101,7	29,4			1,2
61	8,4	20,5	17,4	9,1	8,6	9,0	33	86,0
18	18	19	159	113	29	11,0	144	25,0
103	18	19	152	106	29			1,2
62	8,4	25,2	21,7	10	8,9	9,8	70	94,0
18	19	20	94	76	30	11,0	294	39,0
152	19	20	93	75	30			2,3
63	8,4	24,7	21,5	9,9	8,8	9,8	73	92,0
18	19	20	96	73	30	11,0	293	39,0
150	19	20	95	72	30			2,2
64	8,4	24,7	21,3	9,7	8,8	9,7	74	92,0
18	18,8	19,9	98,6	71,7	30	11,0	294	39,0
146	18,8	19,9	96,8	70	30			2,3

Tabelle C.2 – Messdatenübersicht

Nr.	p_1 [bar]	p_2 [bar]	p_3 [bar]	p_4 [bar]	p_5 [bar]	$\dot{Q}_{23}$ [W]	$P_{12,mech}$ [W]	η_{vol} [%]
T_U [°C]	T_{1a} [°C]	T_{2a} [°C]	T_{3ab} [°C]	T_{4a} [°C]	T_{5a} [°C]	$\dot{Q}_{Diesel}$ [W]	$P_{34,el}$ [W]	η_{Exp} [%]
$\dot{m}_{ref}$ [kg/h]	T_{1b} [°C]	T_{2b} [°C]	T_{3b} [°C]	T_{4b} [°C]	T_{5b} [°C]			η_{ORC} [%]
65	8,3	24,7	21,2	9,6	8,7	9,6	74	93,0
18	19	20	102	72	30	11,0	296	40,0
141	19	20	100	70	30			2,3
66	8,3	24,5	21	9,5	8,7	9,5	73	93,0
18	18	20	105	73	30	11,0	299	40,0
138	18	20	103	70	30			2,4
67	8,3	24,3	21	9,5	8,7	9,6	69	93,0
18	18	20	108	75	30	11,0	300	40,0
137	18	20	106	72	30			2,4
68	8,3	24,2	20,9	9,5	8,7	9,5	63	92,0
18	18,6	19,7	111,2	77	29,6	11,0	300	40,0
135	18,6	19,7	108,7	73,4	29,6			2,5
69	8,3	24,1	20,8	9,4	8,7	9,5	62	92,0
18	19	20	115	79	30	11,0	300	40,0
132	19	20	112	76	30			2,5
70	8,2	23,9	20,7	9,3	8,6	9,5	63	92,0
18	19	20	119	82	29	11,0	300	40,0
129	19	20	116	78	29			2,5
71	8,2	23,7	20,6	9,3	8,6	9,4	63	93,0
18	18	20	122	85	29	11,0	301	41,0
126	18	20	119	80	29			2,5
72	8,2	23,6	20,5	9,3	8,6	9,4	60	93,0
18	18,4	19,5	125,2	87,7	29,4	11,0	300	41,0
124	18,4	19,5	121,9	83	29,4			2,6

Tabelle C.2 – Messdatenübersicht

Nr.	p_1 [bar]	p_2 [bar]	p_3 [bar]	p_4 [bar]	p_5 [bar]	$\dot{Q}_{23}$ [W]	$P_{12,mech}$ [W]	η_{vol} [%]
T_U [°C]	T_{1a} [°C]	T_{2a} [°C]	T_{3ab} [°C]	T_{4a} [°C]	T_{5a} [°C]	$\dot{Q}_{Diesel}$ [W]	$P_{34,el}$ [W]	η_{Exp} [%]
$\dot{m}_{ref}$ [kg/h]	T_{1b} [°C]	T_{2b} [°C]	T_{3b} [°C]	T_{4b} [°C]	T_{5b} [°C]			η_{ORC} [%]
73	8,3	23,4	20,4	9,3	8,6	9,3	52	93,0
18	19	20	129	91	29	11,0	297	41,0
121	19	20	125	86	29			2,6
74	8,3	23,5	20,3	9,2	8,6	9,3	50	92,0
18	19	20	133	94	29	11,0	294	41,0
119	19	20	129	88	29			2,6
75	8,3	23,4	20,1	9,2	8,6	9,3	51	92,0
18	19	20	138	97	29	11,0	291	41,0
116	19	20	133	91	29			2,6
76	8,3	23	20	9,2	8,6	9,2	48	92,0
18	18,8	19,7	142	99,9	29,5	11,0	288	41,0
114	18,8	19,7	137,4	94,1	29,5			2,6
77	8,3	22,7	19,9	9,2	8,6	9,2	45	91,0
18	19	20	147	103	30	11,0	284	41,0
111	19	20	142	97	30			2,6
78	8,3	22,5	19,7	9,1	8,6	9,2	42	91,0
18	19	20	152	107	30	11,0	280	40,0
109	19	20	146	100	30			2,6
79	8,3	22,3	19,5	9,1	8,6	9,1	42	91,0
18	19	20	158	111	30	11,0	276	40,0
106	19	20	152	104	30			2,6
80	8,2	26,7	22,9	9,8	8,7	9,8	84	94,0
18	18,6	19,9	98,5	65,2	29,9	11,0	374	46,0
150	18,6	19,9	96,8	62,5	29,9			3,0

Tabelle C.2 – Messdatenübersicht

Nr.	p_1 [bar]	p_2 [bar]	p_3 [bar]	p_4 [bar]	p_5 [bar]	$\dot{Q}_{23}$ [W]	$P_{12,mech}$ [W]	η_{vol} [%]
T_U [°C]	T_{1a} [°C]	T_{2a} [°C]	T_{3ab} [°C]	T_{4a} [°C]	T_{5a} [°C]	$\dot{Q}_{Diesel}$ [W]	$P_{34,el}$ [W]	η_{Exp} [%]
$\dot{m}_{ref}$ [kg/h]	T_{1b} [°C]	T_{2b} [°C]	T_{3b} [°C]	T_{4b} [°C]	T_{5b} [°C]			η_{ORC} [%]
81	8,2	26,5	22,8	9,7	8,7	9,7	84	95,0
18	19	20	100	66	30	11,0	374	47,0
146	19	20	98	64	30			3,0
82	8,2	26,4	22,7	9,7	8,7	9,6	82	95,0
18	19	20	102	68	30	11,0	374	47,0
143	19	20	100	65	30			3,0
83	8,2	26,2	22,7	9,6	8,7	9,6	80	95,0
18	19	20	104	69	30	11,0	375	47,0
141	19	20	102	66	30			3,1
84	8,2	26	22,6	9,6	8,7	9,6	78	94,0
18	18,7	20	107,2	70,9	29,7	11,0	377	47,0
140	18,7	20	104,8	67,6	29,7			3,1
85	8,2	25,7	22,6	9,6	8,7	9,6	78	94,0
18	19	20	109	73	30	10,9	378	47,0
139	19	20	107	69	30			3,1
86	8,2	25,7	22,5	9,5	8,7	9,6	77	94,0
18	19	20	111	75	30	10,9	377	47,0
137	19	20	109	71	30			3,1
87	8,2	25,7	22,4	9,5	8,7	9,5	77	95,0
18	19	20	114	77	30	11,0	378	47,0
133	19	20	111	73	30			3,2
88	8,2	25,6	22,4	9,5	8,6	9,5	77	95,0
18	18,7	20,1	116,4	78,7	29,6	11,0	378	47,0
132	18,7	20,1	113,6	74,8	29,6			3,2

Tabelle C.2 – Messdatenübersicht

Nr.	p_1 [bar]	p_2 [bar]	p_3 [bar]	p_4 [bar]	p_5 [bar]	$\dot{Q}_{23}$ [W]	$P_{12,mech}$ [W]	η_{vol} [%]
T_U [°C]	T_{1a} [°C]	T_{2a} [°C]	T_{3ab} [°C]	T_{4a} [°C]	T_{5a} [°C]	$\dot{Q}_{Diesel}$ [W]	$P_{34,el}$ [W]	η_{Exp} [%]
$\dot{m}_{ref}$ [kg/h]	T_{1b} [°C]	T_{2b} [°C]	T_{3b} [°C]	T_{4b} [°C]	T_{5b} [°C]			η_{ORC} [%]
89	8,2	25,5	22,3	9,5	8,6	9,5	73	95,0
18	19	20	119	81	30	11,0	380	47,0
130	19	20	116	77	30			3,2
90	8,2	25,3	22,3	9,4	8,6	9,5	71	95,0
19	19	20	123	83	30	11,0	380	47,0
128	19	20	119	79	30			3,3
91	8,2	25,2	22,2	9,4	8,6	9,5	72	94,0
19	19	20	125	86	30	11,0	379	47,0
127	19	20	122	81	30			3,2
92	8,2	25	22	9,3	8,6	9,4	70	94,0
18	18,8	20,1	127,9	88	29,6	11,0	377	47,0
125	18,8	20,1	124,5	83,4	29,6			3,3
93	8,2	24,7	21,8	9,3	8,6	9,3	66	94,0
19	19	20	131	90	30	10,9	372	47,0
122	19	20	127	86	30			3,3
94	8,2	24,5	21,6	9,2	8,6	9,2	64	94,0
19	19	20	132	93	29	10,8	365	47,0
119	19	20	129	88	29			3,3
95	8,2	24,4	21,6	9,2	8,6	9,2	62	94,0
19	19	20	138	95	29	10,9	366	48,0
116	19	20	133	90	29			3,3
96	8,3	24,3	21,6	9,2	8,6	9,3	57	94,0
19	19	20,2	144,8	97,9	29,5	11,0	369	47,0
115	19	20,2	139,3	92,4	29,5			3,3

Tabelle C.2 – Messdatenübersicht

Nr.	p_1 [bar]	p_2 [bar]	p_3 [bar]	p_4 [bar]	p_5 [bar]	$\dot{Q}_{23}$ [W]	$P_{12,mech}$ [W]	η_{vol} [%]
T_U [°C]	T_{1a} [°C]	T_{2a} [°C]	T_{3ab} [°C]	T_{4a} [°C]	T_{5a} [°C]	$\dot{Q}_{Diesel}$ [W]	$P_{34,el}$ [W]	η_{Exp} [%]
$\dot{m}_{ref}$ [kg/h]	T_{1b} [°C]	T_{2b} [°C]	T_{3b} [°C]	T_{4b} [°C]	T_{5b} [°C]			η_{ORC} [%]
97	8,3	23,8	21,4	9,2	8,6	9,3	54	93,0
19	19	20	149	101	30	10,9	365	47,0
113	19	20	144	96	30			3,3
98	8,3	23,6	21,2	9,1	8,6	9,2	54	92,0
19	19	20	153	105	29	10,9	359	47,0
110	19	20	147	99	29			3,3
99	8,3	23,7	21	9,1	8,6	9,2	53	92,0
19	19	20	157	109	29	10,9	355	47,0
107	19	20	152	102	29			3,3
100	8,3	23,6	20,9	9,1	8,6	9,1	53	93,0
19	19,2	20,3	160,4	112	29,4	10,9	351	47,0
105	19	20	155	105	29			3,3
101	8,2	28,3	24,5	9,6	8,7	9,9	110	89,0
19	20	21	102	69	30	10,9	452	50,0
150	20	21	100	68	30			3,5
102	8,2	28,3	24,5	9,6	8,6	9,8	109	91,0
19	20	21	105	69	30	10,9	459	51,0
147	20	21	103	67	30			3,6
103	8,1	28,1	24,4	9,5	8,6	9,9	113	89,0
19	19	21	107	70	30	10,9	463	51,0
147	19	21	105	67	30			3,5
104	8,1	28	24,4	9,5	8,6	9,9	113	89,0
19	19,4	21,2	109,4	71,7	29,6	10,9	464	51,0
145	19	21	108	69	30			3,5

Tabelle C.2 – Messdatenübersicht

Nr.	p_1 [bar]	p_2 [bar]	p_3 [bar]	p_4 [bar]	p_5 [bar]	$\dot{Q}_{23}$ [W]	$P_{12,mech}$ [W]	η_{vol} [%]
T_U [°C]	T_{1a} [°C]	T_{2a} [°C]	T_{3ab} [°C]	T_{4a} [°C]	T_{5a} [°C]	$\dot{Q}_{Diesel}$ [W]	$P_{34,el}$ [W]	η_{Exp} [%]
$\dot{m}_{ref}$ [kg/h]	T_{1b} [°C]	T_{2b} [°C]	T_{3b} [°C]	T_{4b} [°C]	T_{5b} [°C]			η_{ORC} [%]
105	8,1	27,9	24,2	9,4	8,6	9,8	108	90,0
19	19	21	112	73	30	10,9	461	51,0
141	19	21	109	69	30			3,6
106	8,1	27,7	24,1	9,4	8,6	9,7	106	89,0
19	20	21	115	74	30	10,9	461	51,0
139	20	21	112	71	30			3,6
107	8,1	27,4	24	9,3	8,6	9,7	103	89,0
19	20	21	117	76	30	10,9	460	51,0
136	20	21	115	72	30			3,7
108	8,1	27,2	23,9	9,3	8,5	9,6	99	89,0
19	19,5	21,3	119,8	77,8	29,5	10,9	459	51,0
133	20	21	117	74	30			3,7
109	8,1	27	23,8	9,2	8,5	9,6	96	90,0
19	20	21	124	80	29	10,9	459	52,0
130	20	21	121	76	29			3,8
110	8,1	26,9	23,7	9,2	8,5	9,5	91	90,0
19	20	21	128	83	29	10,9	458	52,0
127	20	21	124	78	29			3,9
111	8,1	26,7	23,6	9,2	8,5	9,4	87	90,0
19	20	21	129	85	29	10,8	455	52,0
124	20	21	126	81	29			3,9
112	8,1	26,6	23,5	9,1	8,5	9,4	87	90,0
19	19,5	21,3	135,3	87,9	29,3	10,9	454	52,0
121	20	21	131	83	29			3,9

Tabelle C.2 – Messdatenübersicht

Nr.	p_1 [bar]	p_2 [bar]	p_3 [bar]	p_4 [bar]	p_5 [bar]	$\dot{Q}_{23}$ [W]	$P_{12,mech}$ [W]	η_{vol} [%]
T_U [°C]	T_{1a} [°C]	T_{2a} [°C]	T_{3ab} [°C]	T_{4a} [°C]	T_{5a} [°C]	$\dot{Q}_{Diesel}$ [W]	$P_{34,el}$ [W]	η_{Exp} [%]
$\dot{m}_{ref}$ [kg/h]	T_{1b} [°C]	T_{2b} [°C]	T_{3b} [°C]	T_{4b} [°C]	T_{5b} [°C]			η_{ORC} [%]
113	8,1	26,5	23,4	9,1	8,5	9,4	84	90,0
19	20	21	140	91	29	11,0	455	52,0
119	20	21	136	86	29			3,9
114	8,1	26,3	23,3	9,1	8,5	9,3	80	91,0
19	20	21	142	94	29	10,9	452	53,0
117	20	21	138	89	29			4,0
115	8,1	26,1	23,2	9,1	8,5	9,2	79	91,0
19	20	21	146	97	29	10,9	449	53,0
114	20	21	142	92	29			4,0
116	8,2	26	23,3	9,1	8,5	9,4	77	91,0
19	19,7	21,3	154,9	101	29,4	11,2	457	53,0
113	20	21	149	95	29			4,0



Anhang D

Sensorgenauigkeit und Fehlerrechnung

In Tabelle D.1 sind die in den Prüfstandsmessungen verwendeten Sensoren unter Angabe der Messunsicherheit gelistet.

Da die am Prüfstand ermittelten Messwerte gewissen Messtoleranzen unterliegen und somit fehlerbehaftet sind, sind auch die Rechenwerte hiervon betroffen. Da Rechengrößen in der Regel aus einer Verkettung mehrerer Messgrößen bestehen, vergrößert sich der Fehler durch Fehlerfortpflanzung. Zu der quantitativen Aussage über ein Messergebnis gehört zwangsläufig auch eine Aussage über die Qualität der Messung, also die Genauigkeit oder Messtoleranz. Die hier angewendete Methode zur Berechnung des Fehlers ist das Gauß'sches Fehlerfortpflanzungsgesetz [LSSW01].

Die Berechnung der spezifischen Enthalpie des Kältemittels erfolgt auf Basis der Daten der REFPROP Datenbank und des TIL-MEDIA Moduls innerhalb Dymola. Auch für die Messdaten wird dieses Modul für die Berechnung anhand der Messgrößen Temperatur und Druck genutzt. Unabhängig von der Genauigkeit des Berechnungsprogramms hat die Genauigkeit der Temperatur- und der Druckmessung einen Einfluss auf das Ergebnis. Anhand Gleichung D.1 kann der Fehler für die Berechnung der spezifischen Enthalpie berechnet werden.

$$h_{\text{error}} = \sqrt{(h(T + T_{\text{error}}, p) - h(T, p))^2 + (h(T, p + p_{\text{error}}) - h(T, p))^2} \quad (\text{D.1})$$

Tabelle D.1 – Verwendete Sensoren

Messgröße	Messprinzip	Messbereich	Unsicherheit
Absolutdruck (Hochdruck)	Piezoresistenz	0–150 bar	$\pm 0,012\% \times \text{EW}$
Absolutdruck (Niederdruck)	Piezoresistenz	0–40 bar	$\pm 0,15\% \times \text{EW}$
Temperatur	Thermoelement Typ K	0–1100 °C	$\pm 1,5\text{K}$
Massenstrom (Kältemittel)	Coriolis	0–200 kg/h	$\pm 0,2\% \times \text{MW} \pm$ $0,005\% \times \text{EW}$
Dichte (Kälte- mittel)	Coriolis	0–1400 kg/m ³	$\pm 0,001 \text{ kg/l}$
Volumenstrom (Brennstoff)	Kolbenverdränger	0,001–1,8 l/min	$\pm 0,75\% \times \text{MW}$
Strom	LEM-Wandler HTR 100-SB	0–100 A	$\pm 2\% \times \text{MW}$
Spannung	HV-4U, Fa. Ad- ditive	0–800 V	$\pm 0,02\% \times \text{MW}$
MW: Messwert; EW: Endwert			

Da dem Kältemittel Öl zur Schmierung beigemengt ist, verändern sich dessen thermodynamische Eigenschaften, als dass die Berechnung der spezifischen Enthalpie aus Druck und Temperatur zu fehlerbehafteten Ergebnissen führt. Zudem führt die Unwissenheit über die lokale Ölkonzentration an der Messtelle dazu, dass selbst Korrekturfaktoren nur schwer angewendet werden können. Insbesondere in der Nähe der Sattedampflinie ergeben sich hierdurch zum Teil starke Abweichungen von einem reinen Kältemittel. Ein in der Praxis gebräuchlicher Wert für den Fehler der Enthalpieberechnung aufgrund des Öleinflusses beträgt $h_{\text{error,Ölenfluss}} = 3\%$ [Tho95].

Der dem Kreisprozess zugeführte Wärmestrom berechnet sich gemäß Gleichung 4.4 aus dem Produkt aus Massenstrom und Enthalpiedifferenz. Folglich haben die Messun-

sicherheit der Massenstrommessung und die der Enthalpieberechnung einen Einfluss auf die Genauigkeit des Ergebnisses, siehe Gleichung D.2.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{23,\text{error}} = & \sqrt{\left((\dot{m} + \dot{m}_{\text{error}}) (h_3 - h_2) - \dot{m} (h_3 - h_2) \right)^2} \\ & + \left(\dot{m} ((h_3 + h_{3,\text{error}}) - h_2) - \dot{m} (h_3 - h_2) \right)^2 \\ & + \left(\dot{m} (h_3 - (h_2 + h_{2,\text{error}})) - \dot{m} (h_3 - h_2) \right)^2 \\ & + \left(\dot{m} ((h_3 + h_{3,\text{error},\text{Ölenfluss}}) - h_2) - \dot{m} (h_3 - h_2) \right)^2 \\ & + \left(\dot{m} (h_3 - (h_2 + h_{2,\text{error},\text{Öleinfluss}})) - \dot{m} (h_3 - h_2) \right)^2 \end{aligned} \quad (\text{D.2})$$

Die elektrische Leistung der Expansionsmaschine berechnet sich anhand Gleichung 4.38 aus den Effektivwerten von Spannung und Strom. Der Leistungsfaktor $\cos(\varphi)$ ist aufgrund der rein ohmschen Belastung stets eins. Der Fehler der Leistungsberechnung berechnet sich somit gemäß Gleichung D.3.

$$\begin{aligned} P_{\text{error}} = & \sqrt{\left(3 (U_{\text{eff}} + U_{\text{eff,error}}) I_{\text{eff}} \cos(\varphi) - 3 U_{\text{eff}} I_{\text{eff}} \cos(\varphi) \right)^2} \\ & + \left(3 U_{\text{eff}} (I_{\text{eff}} + I_{\text{eff,error}}) \cos(\varphi) - 3 U_{\text{eff}} I_{\text{eff}} \cos(\varphi) \right)^2 \end{aligned} \quad (\text{D.3})$$

Der thermische Wirkungsgrad berechnet sich gemäß Gleichung 2.19. Der Fehler berechnet sich gemäß Gleichung D.4.

$$\begin{aligned} \eta_{\text{error}} = & \sqrt{\left(\frac{(P_{34} + P_{34,\text{error}}) - P_{12}}{\dot{Q}_{23}} - \frac{P_{34} - P_{12}}{\dot{Q}_{23}} \right)^2} \\ & + \left(\frac{P_{34} - (P_{12} + P_{12,\text{error}})}{\dot{Q}_{23}} - \frac{P_{34} - P_{12}}{\dot{Q}_{23}} \right)^2 \\ & + \left(\frac{P_{34} - P_{12}}{(\dot{Q}_{23} + \dot{Q}_{23,\text{error}})} - \frac{P_{34} - P_{12}}{\dot{Q}_{23}} \right)^2 \end{aligned} \quad (\text{D.4})$$

In Tabelle D.2 ist beispielhaft für einen repräsentativen Betriebspunkt die Fehlerfortpflanzung angegeben. Im oberen Teil sind die Messgrößen mitsamt absoluter und relativer Messgenauigkeit gelistet. Im unteren Teil der Tabelle stehen die anhand der zuvor genannten Gleichungen berechneten Größen und die dazugehörigen Fehler. Unter Vernachlässigung des Fehlers des REFPROP Modells und unter Vernachlässigung des Einflusses des im Kältemittel gelösten Öls auf die spezifische Enthalpie ergibt sich für die Berechnung des thermischen Wirkungsgrades eine relative Genauigkeit von $\pm 2,59\%$. Unter Berücksichtigung des Ölanteils beträgt diese noch $\pm 6,25\%$.

Tabelle D.2 – Fehlerrechnung an einem Beispielbetriebspunkt

Messgröße	Einheit	Messwert	Fehler	rel. Fehler
T_2	[°C]	20	1,5	7,5%
T_3	[°C]	132	1,5	1,14%
T_4	[°C]	87	1,5	1,72%
p_2	[bar]	29,1	0,018	0,06%
p_3	[bar]	26,2	0,018	0,07%
p_4	[bar]	9,1	0,06	0,66%
$\dot{m}_{\text{ref}}$	[kg/s]	0,035	7,28E-05	0,21%
U_{eff}	[V]	25,0	0,05	0,2%
I_{eff}	[A]	6,64	0,1328	2%

Rechengröße	Einheit	Rechenwert	Fehler	rel. Fehler
P_{12}	[W]	67	1	2,01%
P_{34}	[W]	498	10	2,01%

Berechnung unter Vernachlässigung des Öleinflusses

h_2	[J/kg]	227718	2080	0,91%
h_3	[J/kg]	501112	1821	0,36%
h_4	[J/kg]	470825	1544	0,33%
$\dot{Q}_{23}$	[W]	9569	99	1,03%
η_{ORC}	[%]	4,43	0,11	2,59%

Berechnung unter Berücksichtigung des Öleinflusses

h_2	[J/kg]	227718	7141	3,14%
h_3	[J/kg]	501112	15143	3,02%
h_4	[J/kg]	470825	14209	3,02%
$\dot{Q}_{23}$	[W]	9569	586	6,13%
η_{ORC}	[%]	4,43	0,28	6,25%

Als Verbindungselemente zwischen den Kältemittelzellen dienen Konnektoren, welche die Eigenschaften Druck, spezifische Enthalpie und Enthalpiestrom übertragen. Zwischen den Wand-Zellen werden die Temperatur und der Wärmestrom übermittelt.

Alle Zellen besitzen gemäß ihres Typs Modelle, die den Wärmeübergang und den Druckverlust, bzw. die Wärmeleitung beschreiben.

E.1.1 Wärmeübergang im Rohr

Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit v_m berechnet sich anhand des Massenstromes $\dot{m}$, der Dichte ρ und der Querschnittsfläche A zu:

$$v_m = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A} \quad (\text{E.1})$$

Die Reynolds Zahl Re berechnet sich anhand mittlerer Strömungsgeschwindigkeit v_m , hydraulischem Durchmesser D_H und kinetischer Viskosität ν zu:

$$Re = |v_m| \cdot \frac{D_H}{\nu} \quad (\text{E.2})$$

Gemäß Dittus Boelter berechnet sich die Nusselt-Zahl Nu für laminare Strömungen ($0 < Re < 2300$):

$$Nu_{DB} = 0.023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \quad (\text{E.3})$$

Gemäß Gnielinski berechnet sich die Nusselt-Zahl für turbulente Strömungen ($2300 < Re < 10^5$) zu:

$$Nu_{Gn} = \frac{(\zeta/8) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\zeta/8} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (\text{E.4})$$

wobei der Widerstandsbeiwert ζ gemäß Gleichung E.5 berechnet wird:

$$\zeta = \frac{1}{(0.79 \cdot \ln(Re) - 1.64)^2} \quad (\text{E.5})$$

Die Nusselt-Zahl berechnet sich anhand der linearen Gnielinski-Dittus-Boelter Korrelation zu:

$$Nu = wf_2 \cdot (wf_1 \cdot 3.6568 + (1 - wf_1) \cdot Nu_{Gn}) + (1 - wf_2) \cdot Nu_{DB} \quad (\text{E.6})$$

wobei die Gewichtungsfaktoren wf_1 und wf_2 für einen linearen Übergang zwischen turbulentem und laminarem Rechenmodell dienen. wf_1 hat für $Re < 2300$ den Wert 1, für alle anderen Reynolds-Zahlen den Wert 0. wf_2 hat für $Re < 10^5$ den Wert 1, für alle anderen Reynolds-Zahlen den Wert 0.

Der Wärmeübergangskoeffizient α berechnet sich anhand der Nusselt-Zahl zu:

$$\alpha = Nu \cdot \frac{\lambda}{D_H} \quad (\text{E.7})$$

E.1.2 Wärmeübergang an der Rohraußenseite

Die Reynolds-Zahl berechnet sich analog zu Gleichung E.2. Die Nusselt-Zahl Nu berechnet sich für den Wärmeübergang an der Rohraußenseite gemäß der folgenden Gleichung, wobei s der Abstand der Kühlrippen ist.

$$Nu = 0.31 \cdot Re^{0.625} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{D_{ae}}{s} \right)^{1/3} \quad (E.8)$$

E.1.3 Druckverlust im Rohr

Der Druckverlust innerhalb der Rohrleitungen wird anhand des Wagner Druckverlust Modells berechnet. Hierbei berechnet sich die mittlere Strömungsgeschwindigkeit und die Reynolds-Zahl wie bereits zuvor gezeigt. Die Rohrreibungszahl λ berechnet sich für turbulente Strömungen für hydraulisch glatte Rohre gemäß Prandtl zu:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \cdot \log_{10}(Re\sqrt{\lambda}) - 0,8 \quad (E.9)$$

Der spezifische Druckverlust pro Meter Rohrleitung dp_m berechnet sich zu:

$$dp_m = \frac{\lambda}{D_H} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v \cdot |v| \quad (E.10)$$

wobei

$$\lambda = \frac{wf \cdot 64}{Re} + (1 - wf) \cdot \frac{1}{(1.8 \cdot \ln(Re) - 1.5)^2} \quad (E.11)$$

und der Gewichtungsfaktor wf für $Re < 2300$ den Wert 1, sonst 0 hat.

E.1.4 Druckverlust an der Rohraußenseite

Auf der Außenseite der Rohre wird der Druckverlust anhand des Rechenansatzes von Von Haaf berechnet. Die Reynolds-Zahl berechnet sich wie in den vorherigen Ansätzen bereits beschrieben, wobei hier ein äquivalenter Strömungsdurchmesser gewählt werden muss. Der Druckverlust berechnet sich anhand der folgenden Gleichung:

$$dp = \frac{parallelTubeDistance}{D_{ae}} \cdot xi \cdot \frac{\rho}{2 \cdot voidRatio \cdot voidRatio} \cdot v \cdot |v| \quad (E.12)$$

wobei die der Reibungskoeffizient xi und der Geometriefaktor $voidRatio$ sich anhand der folgenden Gleichungen berechnen:

$$xi = 10,5 \cdot Re^{-1/3} \cdot \left(\frac{D_{ae}}{parallelTubeDistance} \right)^{3/5} \quad (E.13)$$

$$voidRatio = 1 - \frac{\delta_{Rippe}}{s_{Rippe}} - \frac{\pi \cdot D_a^2 \cdot (s_{Rippe} - \delta_{Rippe})}{4.0 \cdot s_{Rohr,seriell} \cdot s_{Rohr,parallel} \cdot \delta_{Rippe}} \quad (E.14)$$

E.1.5 Wärmeleitung

Wie aus Abbildung E.1 bereits ersichtlich, besitzt jede Wand-Zelle vier Konnektoren. Diese sind mit den Indizes N, S, W, O für die jeweilige Himmelsrichtung gekennzeichnet. Für die Wand-Zelle gilt, dass die Summe Wärmeströme gleich dem Speicherterm ist.

$$m \cdot cp \cdot \frac{dT}{dt} = \dot{Q}_N + \dot{Q}_S + \dot{Q}_W + \dot{Q}_O \quad (\text{E.15})$$

Die Wärmeleitung jeder einzelnen Himmelsrichtung berechnet sich anhand des Widerstandsbeiwertes zu:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R \cdot 2} \quad (\text{E.16})$$

wobei der Widerstandswert R in Abhängigkeit von der Geometrie berechnet wird [BS08].

E.2 Pumpe

Die Pumpe ist in TIL als Kreispumpe mit quadratischer Charakteristik hinterlegt. Hieraus folgt, dass entsprechende Daten des Referenzpunktes bezüglich der Förderhöhe, der Nenndrehzahl, des maximalen Volumenstrom und des Wirkungsgrades gemacht werden müssen. Abweichend hiervon ist die Pumpe, analog zum Versuchsaufbau, mit der Charakteristik einer Kolbenpumpe hinterlegt. Eingangsgrößen tragen den Index A, Ausgangsgrößen den Index B. Ganz allgemein gelten für die Pumpe die Massen-, die Impuls- und die Energieerhaltung wie folgt:

$$\dot{m}_A + \dot{m}_B = 0 \quad (\text{E.17})$$

$$p_B = p_A + \Delta p \quad (\text{E.18})$$

$$\dot{H}_A + \dot{H}_B + P_{\text{Welle}} = 0 \quad (\text{E.19})$$

Die Druckerhöhung Δp berechnet sich hierbei anhand des Ähnlichkeitssatzes zu:

$$dp = \Delta p_0 \cdot \left(\frac{n}{n_0} \right)^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{\dot{V}}{\dot{V}_0 \cdot \frac{n}{n_0}} \right)^2 \right] \quad (\text{E.20})$$

Der Antrieb der Pumpe erfolgt über eine Kopplung aus Drehzahl und Drehmoment. Beim Antrieb werden für das Momentengleichgewicht neben dem hydraulischen und dem Antriebsmoment auch die Massenträgheit J der Pumpe berücksichtigt:

$$J \cdot a + M_{\text{hyd}} + M_{\text{Welle}} = 0 \quad (\text{E.21})$$

Die hydraulische Leistung P_{hyd} berechnet sich aus dem Produkt aus Druckdifferenz und Volumenstrom:

$$P_{\text{hyd}} = \Delta p \cdot \dot{V} \quad (\text{E.22})$$

Des weiteren ist ein Verlustleistungsterm berücksichtigt und fließt in der Summe in die effektive Wellenleistung mit ein, als auch in die Energiebilanz, da Verlustleistung in Form von Wärme an das Fluid abgegeben wird.

E.3 Sammler

Der Sammler wird idealisiert abgebildet und anhand eines Volumens V und eines initialen Füllstandes parametrisiert. Der Druckverlust über diese Komponente ist per Definition Null. Eingangsgrößen tragen den Index A, Ausgangsgrößen den Index B.

Die füllstandsbedingte Änderung der mittleren Dichte lässt sich anhand des folgenden Ansatzes berechnen:

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{d\rho}{dh} \cdot dh + \frac{d\rho}{dp} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (\text{E.23})$$

Die Massenbilanz wird anhand der folgenden Gleichung abgebildet:

$$\dot{m}_A + \dot{m}_B = V \cdot \frac{d\rho}{dt} \quad (\text{E.24})$$

Die Energiebilanz wird anhand der folgenden Gleichung abgebildet:

$$\frac{dh}{dt} = \frac{1}{m} \cdot \left(\dot{m}_A \cdot (h_A - h) + \dot{m}_B \cdot (h_B - h) + V \cdot \frac{dp}{dt} \right) \quad (\text{E.25})$$

Der relative Füllstand V_{rel} lässt sich aus Verdampfungsenthalpie Δh_V , Volumen V und der mittleren Enthalpie h berechnen.

$$\Delta h_V \cdot V_{\text{rel}} = h_{\text{Taulinie}} - h \quad (\text{E.26})$$

Die spezifische Enthalpie am Austritt kann, in Abhängigkeit des Füllstandes, verschiedene Werte annehmen; ist der rechnerische Füllstand ≥ 1 , so tritt das Medium mit der gleichen Enthalpie aus, wie es im Sammler vorhanden ist, also unterkühlt. Ist der Füllstand ≤ 0 , so tritt das Medium ebenfalls mit der gleichen Enthalpie aus, wie es im Sammler vorhanden ist, jedoch gasförmig. Bei gefülltem Sammler ($0,1 < V_{\text{rel}} < 1$), tritt das Medium mit der Enthalpie der Siedelinie aus, also flüssig. Ist der Sammler nur geringfügig gefüllt ($0 < V_{\text{rel}} \leq 0,1$), so addieren sich zur Enthalpie der Siedelinie bis zu 10% Dampfanteil.



Literaturverzeichnis

- [AS09] ALMBAUER, Raimund ; SANZ, Wolfgang: Vergleich von zwei Expanderprinzipien für variable Abwärmenutzung. In: *Thermische Rekuperation im Kraftfahrzeug*, 2009
- [BAYJ09] BARRIEU, E. ; AMON, B. ; YU, R. ; JACQUOT, L.: Integration and use of exhaust energy recovery devices in the exhaust line from the perspective of an exhaust system supplier. In: *Thermische Rekuperation im Kraftfahrzeug*, 2009
- [Ber09] BERGER, Jürgen: Umsetzung und Erprobung eines thermischen Rekuperationssystems mittels Rankine Cycles in einem Schienenfahrzeug. In: *Thermische Rekuperation im Kraftfahrzeug*, 2009
- [BFH⁺08] BUCHWALD, Dr. H. ; FLOHR, F. ; HELLMANN, J. ; KÖNIG, H. ; MEURER, C.: *Solkane Taschenbuch: Kälte- und Klimatechnik*. Solvay Fluor GmbH, 2008
- [BH07] BROWN, David ; HOLTBECKER, Rudolf: Next steps in exhaust emission control for Wärtsilä low-speed engines. In: *Wärtsilä Technical Journal* (2007), S. 34–37
- [BK06] BAEHR, Hans D. ; KABELAC, Stephan: *Thermodynamik. Grundlagen und technische Anwendungen*. 13., neu bearb. u. erw. A. Springer, Berlin, 6 2006. – ISBN 9783540325130
- [BKL09] BOUVY, Claude ; KLITZING, Birger ; LANZERATH, Franz: Adsorptionskälteanlagen im Automobil. In: *Thermische Rekuperation im Kraftfahrzeug*, 2009
- [BLL⁺09] BRÜCK, Rolf ; LIMBECK, Sigrid ; LINDE, Matthias ; EDER, Andreas ; LANG, Oliver ; ANDRES, Thorsten: Thermische Rekuperation im Automobil: Der EGR-Wärmetauscher als Energielieferant. In: *Thermische Rekuperation im Kraftfahrzeug*, 2009

- [Boe08] BOETTNER, Harald: Schwerpunkte und Trends der Thermoelektrik: Ein nationaler und internationaler Überblick. In: *Thermoelektrik: Eine Chance für die Automobilindustrie*, 2008
- [Bos12] Bosch KWK Systeme GmbH: *Grüner Strom aus Abwärme: Bosch ORC Systeme*, 2012
- [BS05] VAN BASSHUYSEN, Richard (Hrsg.) ; SCHÄFER, Fred (Hrsg.): *Handbuch Verbrennungsmotor*. 3rd. Vieweg & Sohn Verlag / GWV Fachverlage GmbH, 2005
- [BS08] BAEHR, Hans D. ; STEPHAN, Karl: *Wärme- und Stoffübertragung*. 5., bearb. A. Springer, Berlin, 9 2008. – ISBN 9783540323341
- [CC05] CHAMMAS, Rody E. ; CLODIC, Denis: Combined Cycle for Hybrid Vehicles. In: *SAE paper* (2005), S. 241–250
- [CON11] Conpower Technik GmbH: *Niedertemperatur ORC-Anlagen*, 2011
- [Das06] DAS EUROPÄISCHE PARLAMENT UND DER EUROPÄISCHE RAT: Richtlinie 2006/40/EG über Emissionen aus Klimaanlage in Kraftfahrzeugen und zur Änderung der Richtlinie 70/156/EWG des Rates. In: *Abtsblatt des Europäischen Oarlaments und des Rates* (2006), S. 12–18
- [Dat10] ThyssenKrupp Nirosta GmbH, Krefeld: *Nirosta 4301*, 2010
- [DB30] DITTUS, F.W. ; BOELTER, L.M.K.: Heat transfer in automobile radiators of the turbular type. In: *University of California Publications in Engineering* 2 (1930), S. 443–461
- [Die05] DIEDERICH, H.-O.: *Vorlesungsunterlagen: Arbeitsmaschinen und Anlagentechnik*. Fachhochschule Flensburg, 2005
- [DLBT09] DUPARCHY, Alexandre ; LEDUC, Pierre ; BOURHIS, Guillaume ; TERNEL, Cyprien: Heat Recovery for next Generation of Hybrid Vehicles: Simulation and Design of a Rankine Cycle System. In: *EVS24 International Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium*, 2009
- [DRHS09] DEGEN, Georg ; ROGGE, Olaf ; HAASS, Frank ; STEFAN, Madalina: Thermoelektrik für Hochtemperaturanwendungen. In: *Thermische Rekuperation im Kraftfahrzeug*, 2009
- [Dyn09] Dynasim AB, Schweden: *Dymola User Manual*. 2009

- [EHH09] EGLSEER, Andreas ; HAGER, Fosef ; HÖFER, Christoph: Einsatzmöglichkeiten und Wirtschaftlichkeit von Thermoelektrischen Generatoren im Nutzfahrzeug. In: *Thermische Rekuperation im Kraftfahrzeug*, 2009
- [Ehr05] EHRET, Gustav: *Diplomarbeit: Untersuchung der Energieflüsse im Kraftfahrzeug und der Möglichkeit zur Abwärmenutzung*, Technische Universität Hamburg-Harburg, Diplomarbeit, 2005
- [EKK⁺07] ENDO, T. ; KAWAJIRI, S. ; KOJIMA, Y. ; TAKAHASHI, K. ; BABA, T. ; IBARAKI, S. ; T.TAKAHASHI ; SHINOHARA, M.: Study on Maximizing Exergy in Automotive Engines. In: *SAE Technical Paper* (2007), S. 41–50
- [ESI11] Institute for Health and Consumer Protectionm Joint Research Centre, European Commission: *European chemical Substances Information System (ESIS)*, 2011
- [FBK⁺] FÖRSTER, J. ; BÄUERLE, P. ; KRÖGER, K. ; LANGER, W. ; THURSO, J. *Erdgas Bifuel-Motornic für zukunftsorientierte CNG-Fahrzeugkonzepte*
- [Feu08] FEULNER, Peter: Zusätzliche Energiewandler in zukünftigen Antrieben. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 69 (2008), S. 714–721
- [Fra04] FRANKE, Ulrich: *Vorlesungsunterlagen: Thermodynamik I-IV*. Fachhochschule Flensburg, 2004
- [FRA⁺07] FORSTER, P. ; RAMASWAMY, V. ; ARTAXO, P. ; BERNTSEN, T. ; BETTS, R. ; FAHEY, D.W. ; HAYWOOD, J. ; LEAN, J. ; LOWE, D.C. ; MYHRE, G. ; NGANGA, J. ; PRINN, R. ; RAGA, G. ; SCHULZ, M. ; VAN DORLAND, R. ; SOLOMON, S. (Hrsg.) ; QIN, D. (Hrsg.) ; MANNING, M. (Hrsg.) ; CHEN, Z. (Hrsg.) ; MARQUIS, M. (Hrsg.) ; AVERYT, K.B. (Hrsg.) ; TIGNOR, M. (Hrsg.) ; MILLER, H.L. (Hrsg.): *The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change 2007: Changes in Atmospheric Constituents and in Radiative Forcing*. Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA, 2007
- [Fre08] FREYMAN, Thomas: Verstromung von Niedertemperatur-Abwärme. In: *VDI-Berichte* (2008), S. 73–81
- [FSO08] FREYMAN, Raymond ; STROBL, Wolfgang ; OBIEGLO, Andreas: Der Turbosteamer: Ein System zur Kraft-Wärme-Kopplung im Automobil. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 69 (2008), S. 404–412
- [Ges11] Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung: *Eintrag aus GESTIS-Stoffdatenbank*, 2011

- [Gie89] GIECK, K.: *Technische Formelsammlung*. Gieck Verlag, 1989
- [GK10] GOTTER, Andreas ; KÜPPER, E. *Efficiency improvement of internal combustion engines by waste heat recovery with Rankine Cycle and advanced turbocharging principle*. 2010
- [Gni76] GNIELINSKI, V.: New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. In: *International Journal of Chemical Engineering* 16 (1976), S. 359–368
- [Gra08] GRAEBER, Manuel: *Fahrzeugintegration einer Zweibett-Adsorptionskältemaschine*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Diplomarbeit, 2008
- [Gri06] GRILL, Michael: *Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren*, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart, Diss., 2006
- [GSA91] GRIMSEHL, Ernst ; SCHALLREUTER, W. ; ALTENBURG, K.: *Lehrbuch der Physik*. Teubner Verlag, 1991
- [Har11] HARADA, Kevin J.: *Development of a Small Scale Scroll Expander*, Oregon State University, Diplomarbeit, 2011
- [Has10] HASSEL, Egon: *Einführung in die technische Thermodynamik*. Rostock : Forschungszentrum für Verbrennungsmotoren und Thermodynamik, 2010. – ISBN 978–3941554023
- [Hep11] HEPKE, Gerorg: *Direkte Nutzung von Abgasenthalpie zur Effizienzsteigerung von Kraftfahrzeugen*, Technische Universität München, Fakultät für Maschinenwesen, Lehrstuhl für Thermodynamik, Diss., 2011
- [HESS06] HADLER, J. ; ENGLER, H.-J. ; STAMM, M. ; SCHELIGA, W.: Der neue 1,4l 59 kW Dreizylinder TDI: Innovativer Antrieb des Polo BlueMotion. In: *15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, RWTH Aachen, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, 2006
- [Hey89] HEYWOOD, John B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New ed. McGraw-Hill Higher Education, 7 1989. – ISBN 9780071004992
- [Hin93] HINSENKAMP, Gert: *Berechnung und Optimierung adiabater Schrauben-Expansionsmaschinen als Grundlage für den Kennfeldvergleich mit Turbinen kleiner Wellenleistung*, Universität Karlsruhe, Diss., 1993
- [HM06] HERWIG, Heinz ; MOSCHALLSKI, Andreas: *Wärmeübertragung*. 1. Vieweg+Teubner, 9 2006. – ISBN 9783834800602

- [Hoe09] HOETTGER, Michael: Abwärmenutzung mittels Dampfkradtprozessen. In: *Thermische Rekuperation im Kraftfahrzeug*, 2009
- [IESIN11] CENTER FOR INTERNATIONAL EARTH SCIENCE INFORMATION NETWORK, Columbia U. *Ozone-Depletion and Chlorine-Loading Potential of Chlorofluorocarbon Alternatives*. <http://www.ciesin.org/TG/OZ/odp.html>. 18.01.2011
- [Kab06] KABELAC, S.: *Kommentierte Formelsammlung zur Vorlesung Grundzüge der Thermodynamik I + II*. Helmut Schmidt Universität, Universität der Bundeswehr, 2006
- [KG09] KÖRNER, J.E. ; GRAMS, S.: *Benchmarkuntersuchen an Abgaswärmetauschern*. 05 2009. – Audi AG, Neckarsulm
- [Koe04] KOEHLER, M.: *Vorlesungsunterlagen: Strömungsmaschinen I und II*. Fachhochschule Flensburg, 2004
- [LEW11] LEWA Pumps + Systems: *Produktdatenblatt LEWA Dosierpumpe LDC1*, 2011
- [Lie09] LIEBL, J.: BMW Efficient Dynamics - die Innovationen gehen weiter. In: *11. Technischer Kongress VDA*, 2009
- [LS07] LADAM, Yves ; SKAUGEN, Geir. *CO₂ as working fluid in a Rankine cycle for electricity production from waste heat sources on fishing boats*. 2007
- [LSSW01] LINDNER, Helmut ; SIEBKE, Wolfgang ; SIMON, Günter ; WUTTKE, Werner: *Physik für Ingenieure*. Fachbuchverlag Leipzig, 2001
- [Luc07] LUCAS, Klaus: *Thermodynamik Die Grundgesetze der Energie- und Stoffumwandlung*. 6th. Springer-Verlag, 2007
- [Lun08] LUNZE, Jan: *Regelungstechnik 2: Mehrgrößensysteme, Digitale Regelung*. 5., neu bearbeitete Auflage. Springer-Verlag Gmbh, 4 2008. – ISBN 9783540784623
- [Lun10] LUNZE, Jan: *Regelungstechnik 1: Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen*. 8., neu bearb. Aufl. Springer, Berlin, 7 2010. – ISBN 9783642138072
- [MJC⁺09] MATHIAS, J. A. ; JOHNSTON, J. R. ; CAO, J. ; PRIEDEMAN, D. K. ; CHRISTENSEN, R. N.: Experimental Testing of Gerotor and Scroll Expanders Used in, and Energetic and Exergetic Modeling of, an Organic Rankine Cycle. 131 (2009), S. 12201

- [ML09] MAZAR, Boris ; LINDE, Matthias: Yes we can - Bewertung und Auslegung von TEG-Komponenten mit Hilfe der Simulation. In: *Thermische Rekuperation im Kraftfahrzeug*, 2009
- [Moe10] MOENKEDIEK, Thomas: *Benchmarkuntersuchung und Simulation von Kondensatoren*. 2010. – Interner Bericht der AUDI AG
- [Mol07] MOLLENHAUER, Klaus: *Handbuch Dieselmotoren*. Springer-Verlag, 2007
- [MRKW09] MARTIN, Klaus ; RIEBERER, Rene ; KALKGRUBER, Joachim ; WEISSENSTEINER, Thomas. *Potentialabschätzung eines Rankine Cycles zur Abwärmenutzung eines KFZ*. 2009
- [MTYH10] MOHD-TAHIR, M. ; YAMADA, N. ; HOSHINO, T.: Efficiency of Compact Organic Rankine Cycle System with Rotary-Vane-Type Expander for Low-Temperature Waste Heat Recovery. In: *International Journal of Environmental Science And Engineering* 2 (2010), S. 11–16
- [MWOH08] MATSUI, Masaru ; WADA, Masanobu ; OGATA, Tekeshi ; HASEGAWA, Hiroshi: Development of High-Efficiency Technology of Two-Stage Rotary Expander for CO₂ Refrigerant. In: *International Compressor Engineering Conference at Purdue*, 2008
- [Nat10] National Institute of Standards and Technology: *NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database*. 2010
- [ND108] Nippon Oil Europe Ltd.: *Sicherheitsdatenblatt ND11 Nr. 48795*, 2008
- [NIS11] US National Institute of Standards and Technology, Thermophysical Properties Division: *REFPROP Stoffdaten*, 2011
- [n.n95] N.N. ; VDI-GESELLSCHAFT (Hrsg.). *Energietechnische Arbeitsmappe*. 1995
- [Obr11] Obrist Engineering, Lustenau, Austria: *Prototyp R134a Expander*, 2011
- [Pat08] PATYK, Andreas: Thermoelektrik – Eine Chance für nachhaltige Mobilität? In: *Thermoelektrik: Eine Chance für die Automobilindustrie*, 2008
- [Quo07] QUOILIN, Sylvain: *Experimental Study and Modelling of a Low Temperature Rankine Cycle for small Scale Cogeneration*, University of Liege, Faculty of Applied Sciences, Aerospace and Mechanical Engineering Department, Thermodynamics Laboratory, Diplomarbeit, 2007

- [Reg11] REGIERUNG ONLINE, INTERNETSEITE DER BUNDES-REGIERUNG. *Teurer für Stinker: die neue Kfz-Steuer.* <http://www.bundesregierung.de/Content/DE/Artikel/2009/01/2009-01-13-konjunkturpaket-neuregelung-kfz-steuer.html>. 28.02.2011
- [Rei10] REISCH, Marc S.: Automakers Go HFO. In: *Chemical & Engineering News* 88 (2010), 07, S. 23–25
- [RGKM10] RÖMER, Siegfried ; GRIMM, Ulrich ; KNABE, M. ; MÜLLER, Y. *Study towards trace impurities of the refrigerant HFO-1234yf.* 2010
- [RSF09] RINGLER, Jürgen ; SEIFERT, Marco ; FREYMANN, Raymund: Potential der thermischen Rekuperation mittels eines Rankine-Prozesses beim PKW. In: *Thermische Rekuperation im Kraftfahrzeug*, 2009
- [Sch10] SCHWEIZER, Anton. *Stoffdaten - Abgas für Dieselmotor in Abhängigkeit der Temperatur, Abgasgegendruck und des Luftverhältnis.* http://www.schweizer-fn.de/stoff/abgas/v2_abgas.htm. 12.11.2010
- [SDB03] Tesoro Petroleum Companies, Inc.: *Material safety data sheet Benzol*, 2003
- [SDE03] Aug. Hedinger GmbH & Co. KG: *Sicherheitsdatenblatt Ethanol*, 2003
- [SDR02] Linde AG, Höllriegelskreuth: *Sicherheitsdatenblatt R290*, 2002
- [SDR04] Arkema: *Material Savety Data Sheet, R123*, 2004
- [SDR05a] Huton Trane: *R-123: A Responsible Refrigerant Choice Made Even Better By Trane Technology*, 2005
- [SDR05b] GHC Gerling, Holz & Co. Handels GmbH: *Sicherheitsdatenblatt R125*, 2005
- [SDR05c] A. Wuerth GmbH & Co. KG, Künzelsau: *Sicherheitsdatenblatt R134a*, 2005
- [SDR06a] Linde AG, Pullach: *Sicherheitsdatenblatt R600*, 2006
- [SDR06b] Linde AG, Pullach: *Sicherheitsdatenblatt R600a*, 2006
- [SDR06c] TEGA-Technische Gase und Gasetechnik GmbH, Würzburg: *Spezifikation R600a*, 2006
- [SDR07a] Du Pont de Nemours, Dordrecht, Niederlande: *Sicherheitsdatenblatt R410a*, 2007

- [SDR07b] TEGA-Technische Gase und Gasetechnik GmbH, Würzburg: *Spezifikation R600*, 2007
- [SDR07c] KKF Dehon Kälte Fachvertriebs GmbH, Meerbusch: *Warenspezifikation R236fa*, 2007
- [SDR08a] Du Pont de Nemours, Niederlande: *Sicherheitsdatenblatt R125*, 2008
- [SDR08b] Wilhelmsen Maritime Services AS, Lysaker, Norwegen: *Sicherheitsdatenblatt R245fa*, 2008
- [SDR09a] Du Pont Fluorproducts, Wilmington, Delaware: *Material Savety Data Sheet R236fa*, 2009
- [SDR09b] GHC Gerling, Holz & Co. Handels GmbH, Hamburg: *Sicherheitsdatenblatt R410a*, 2009
- [SDR09c] Brenntag GmbH, Mülheim an der Ruhr: *Sicherheitsdatenblatt R717*, 2009
- [SDR10a] *Antwort der Bundesregierung auf die Kleine Anfrage der Abgeordneten Karin Binder, Ralph Lenkert, Caren Lay, weiterer Abgeordneter und der Fraktion DIE LINKE. Gesundheitliche Gefährdung von Kfz-Nutzern durch das Kältemittel HFO-1234yf in Klimaanlage*, 2010
- [SDR10b] Linde AG, Pullach: *Datenblatt R236fa*, 2010
- [SDR10c] Honeywell Fluorine Products Europe B. V., Amsterdam, Niederlande: *Sicherheitsdatenblatt R1234yf*, 2010
- [SDR10d] Air Liquide Deutschland GmbH, Düsseldorf: *Sicherheitsdatenblatt R218*, 2010
- [SDR10e] Honeywell Fluorine Products, Amsterdam, Niederlande: *Sicherheitsdatenblatt R245fa*, 2010
- [SDR10f] Air Liquide Deutschland GmbH, Düsseldorf: *Sicherheitsdatenblatt R290*, 2010
- [SDR10g] Air Liquide Deutschland GmbH, Düsseldorf: *Sicherheitsdatenblatt R32*, 2010
- [SDR10h] Merck KGaA, Darmstadt: *Sicherheitsdatenblatt R601*, 2010
- [SDR10i] Air Liquide Deutschland GmbH, Düsseldorf: *Sicherheitsdatenblatt RC318*, 2010

- [SHHB09] SEMKE, Artur ; HOFMANN, Lars ; TER HORST, Tobias L. ; BÖHM, Tobias: Abwärmenutzung – ein Weg zur CO₂ Reduktion. In: *Thermische Rekuperation im Kraftfahrzeug*, 2009
- [SKWF07] SALEH, Bahaa ; KOGLBAUER, Gerald ; WENDLAND, Martin ; FISCHER, Johann: Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. In: *Energy* 32 (2007), Nr. 7, S. 1210 – 1221. – ISSN 0360–5442
- [Spi05] SPINDLER, Klaus: Wärmeübergang von Kohlendioxid im thermodynamisch kritischen Gebiet. In: *Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics* 5 (2005), S. 587–588
- [SRGF09] SEIFERT, Marco ; RINGLER, Jürgen ; GUYOTOT, Vianney ; FREYMAN, Raymond: Potential der Abwärmerückgewinnung mittels eines Rankine-Prozesses beim PKW. In: *12. Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors"*, Graz, 2009
- [Str06] STRAUSS, Karl: *Kraftwerkstechnik: Zur Nutzung Fossiler, Nuklearer Und Regenerativer Energiequellen*. 5., völlig aktualis. u. erg. A. Springer, Berlin, 5 2006. – ISBN 9783540296669
- [The11] THE LONDON & NORTH EASTERN RAILWAY ENCYCLOPEDIA. *The Experimental Kitson-Still Steam/Diesel Hybrid Locomotive*. <http://www.lner.info/locos/IC/kitson.shtml>. 04.03.2011
- [Tho95] THOME, John: Comprehensive Thermodynamic Approach to Modeling Refrigerant-Lubricating Oil Mixtures. In: *HVAC&R Research* 1 (1995), S. 110–125
- [TI07] TLK-THERMO GMBH ; INSTITUT FÜR THERMODYNAMIK DER UNIVERSITÄT BRAUNSCHWEIG: *TIL 2.0*, 2007
- [TRD07] *TRD - Technische Regeln für Dampfkessel*. Heymanns Verlag GmbH, 2007. – ISBN 3452265552
- [TT07] TOOM, Randolph ; THEVENOD, Frederic: Waste Heat Regeneration systems for internal combustion engines. In: *Global Powertrain Congress*, 2007
- [Unb00] UNBEHAUEN, Heinz: *Regelungstechnik, Bd.3, Identifikation, Adaption, Optimierung*. 5., korr. A. Vieweg Friedr. + Sohn Ver, 10 2000. – ISBN 9783528433499
- [UNE10] UNEP ; DE AGUIAR PEIXOTO, Dr. Roberto (Hrsg.): *Manual for Refrigeration Servicing Technicians*. United Nations Environment Programme

Division of Technology, Industry and Economics (UNEP DTIE), OzonAction Branch, as part of UNEP's work programme as an Implementing Agency of the Multilateral Fund for the Implementation of the Montreal Protocol., 2010

- [Wag01] WAGNER, Walter: *Strömung und Druckverlust. Mit Beispielsammlung*. Vogel, 2001. – ISBN 380231879X
- [Wei09] WEILER, Tobias: Wärmetechnische Auslegung eines fahrzeugtauglichen Thermoelektrischen Generators. In: *Thermische Rekuperation im Kraftfahrzeug*, 2009
- [XLY⁺04] XIAOJUN, Gao ; LIANSHENG, Li ; YUANYANG, Zhao ; PENGCHENG, Shu ; JIANG, Shen: Research on a Scroll Expander Used for Recovering Work in a Fuel Cell. In: *International Journal of Thermodynamics* 7 (2004), S. 1–8
- [Yam01] YAMAMOTO, T.: Design and testing of the Organic Rankine Cycle. In: *Energ* 26 (2001), S. 239–251
- [YDR06] YAGOUB, W. ; DOHERTY, P. ; RIFFAT, S.: Solar energy-gas driven micro-CHP system for an office building. In: *Applied Thermal Engineering* 26 (2006), S. 1604–1610
- [YPH⁺09] YANG, B. ; PENG, X. ; HE, Z. ; GUO, B. ; XING, Z.: Experimental investigation on the internal working process of a CO₂ rotary vane expander. In: *Applied Thermal Engineering* 29 (2009), S. 2289–2296
- [ZPH⁺07] ZHANG, B. ; PENG, X. ; HE, Z. ; XING, Z. ; SHU, P.: Development of a double acting free piston expander for power recovery in transcritical CO₂ cycle. In: *Applied Thermal Engineering* 27 (2007), S. 1629–1636



Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Jan Erik Körner
Geburtsdatum: 17. Januar 1982
Geburtsort: Flensburg

Schulbildung

1988–1992 Grundschule Flensburg Engelsby
1992–2001 Kurt-Tucholsky-Schule Flensburg Adelby, Abschluss: Abitur

Wehrdienst

2001–2002 Wehrdienstleistender am AG 51 Immelmann, Kropp

Studium

2002–2007 Studium des Maschinenbaus an der Fachhochschule Flensburg
Schwerpunkt: Kraftwerks- und Maschinentechnik
Abschluss: Diplom-Ingenieur (FH)
2007–2008 Masterstudium an den Fachhochschulen Bielefeld & Flensburg
Computer Aided Mechanical Engineering
Abschluss: Master of Science

Berufliche Tätigkeit

2008–2011 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für
Fahrzeugantriebe des Instituts für Verbrennungsmotoren
und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart
seit Sept. 2011 Mitarbeiter in der Technischen Entwicklung der Audi AG
in der Abteilung Thermomanagement für elektrifizierte Fahrzeuge





