

Experimentelle und theoretische Untersuchungen an einem ORC-Prozess mit den Arbeitsfluiden R365mfc, R245fa und deren Gemische

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

von

M.Sc. Ebrahim Aeni

2021

Referent: Prof. Dr.-Ing. S. Kabelac

Koreferentin: Prof. Dr.-Ing. B. Glasmacher

Prüfungsvorsitzende: Prof. Dr.-Ing. G. Poll

Tag der Promotion: 18. Mai 2021

Vorwort

Die vorliegende Dissertation ist während meiner Tätigkeit als Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Thermodynamik an der Leibniz Universität Hannover entstanden. An dieser Stelle möchte ich mich bei den Personen bedanken, die mich auf diesem Weg begleitet und Anteil am Gelingen der Arbeit haben.

Zuerst möchte ich mich besonderes bei dem Leiter des Instituts für Thermodynamik an der Leibniz Universität Hannover, Herrn Prof. Dr.-Ing. Stephan Kabelac, für seine wissenschaftliche Begleitung und stetiges Interesse an diesem Thema bedanken. Dabei empfand ich sowohl die fachliche Unterstützung als auch die Freiheit eigene Ideen und Methoden aufzugreifen als besonders angenehm. Des Weiteren danke ich dem Oberingenieur am Institut für Thermodynamik Herrn Dr.-Ing Xing Luo für seine ebenfalls sehr anregende Diskussionsbereitschaft während der Auslegung, Simulation und Aufbau der ORC-Anlage am Institut für Thermodynamik.

Frau Prof. Dr.-Ing. Birgit Glasmacher vom Institut für Mehrphasenprozess danke ich für die Bereitschaft zur Übernahme des Korreferates und Herrn Prof. Dr.-Ing Gerhard Poll vom Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie für den Vorsitz der Prüfungskommission.

Ein weiterer Dank gilt an meine Kollege Herrn M. Sc. Hossein Larki-Harchegani für die Diskussionen und Anregungen während des Versuchsaufbaus und der experimentellen Untersuchungen. Besonders möchte ich mich bei meinem Kollege aus der Werkstatt des Instituts, Herrn Uwe Tenschert für die Konzipierung des Versuchsaufbaus bedanken. Im Bereich der Prozesssimulation und der experimentellen Messungen trugen mehrere Studenten ihren Anteil bei. Stellvertretend möchte ich mich bei I. Baack, D. Szambien, J. Duijnisveld, A. Lange, T. Nguyen und J. Hagedorn für ihr engagiertes Arbeiten bedanken.

Herzlichst möchte ich mich bei meinen Eltern für den sicheren Rückhalt und die Zuversicht von der Schulzeit bis zu dieser Arbeit bedanken. Meiner Frau Sabra danke ich für ihr Verständnis, ihre Unterstützung und ihre Geduld, die die Durchführung und den Abschluss dieser Arbeit erst ermöglicht hat.

Hannover, Mai 2020 Ebrahim Aeini

Ehrenwörtliche Erklärung

Hiermit versichere ich, dass ich die vorliegende Promotionsarbeit selbstständig und nur unter Verwendung der von mir angegebenen Quellen und Hilfsmittel verfasst habe. Sowohl inhaltlich als auch wörtlich entnommene Inhalte wurden als solche kenntlich gemacht. Die Arbeit hat in dieser oder vergleichbarer Form noch keinem anderem Prüfungsgremium vorgelegen.

Hannover, Mai 2020,

Ebrahim Aeini

Kurzfassung

Experimentelle und theoretische Untersuchungen an einem ORC-Prozess mit den Arbeitsfluiden R365mfc, R245fa und deren Gemische

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit dem Entwurf, dem Aufbau, dem Betrieb und der Simulation von einem Organic-Rankine-Cycle Prozess. Der Fokus der Betrachtungen richtet sich auf die Untersuchungen von zwei Kältemitteln, R365mfc und R245fa, als Reinstoffe und deren Gemische mit jeweils 20/80, 80/20 und 50/50 Prozent in Massenanteilen. Die Auswahl dieser Kältemittel basiert auf deren physikalischen und thermodynamischen Stoffeigenschaften, insbesondere den kritischen Temperaturen als auch den Dampfdruckkurven. Es wurde der Einfluss der Stoffeigenschaften auf die Verdampfung, Kondensation und die Expansion untersucht. Ziel der Arbeit ist es, die simulierte thermodynamische Leistungsfähigkeit der Gemische und Reinstoffe als Arbeitsfluide mit einem realen ORC-Prozess zu vergleichen. Kenngrößen wie der Wirkungsgrad, die thermische und elektrische Leistung des gesamten Prozesses sowie ein besonderer Prototyp des Expanders (Rotationskolbenexpander) wurden untersucht. Kondensator und Verdampfer waren im Experiment als Plattenwärmeübertrager ausgeführt, wobei der Verdampfer ein neuartiger vollgeschweißter Plattenwärmeübertrager mit vier Umlenkungen auf der Wärmezufuhrseite war. Es wurde für den Verdampfer ein Simulationsmodell nach der Zellenmethode erstellt und die Ergebnisse der Simulationen mit den Messergebnissen verglichen. Die Anzahl der Zellen pro Rohrreihe wie auch der Rohrzeilen im Modell ist variabel und wurde auf eine optimale Zellen-Zeilen Kombination hin untersucht. Darauf aufbauend wurde der gemessene Wärmedurchgangs- und der Wärmeübergangskoeffizient im ein- und zweiphasigen Bereich mit Korrelationen vom Hersteller sowie aus der Literatur verglichen. Als Kondensator kam im Experiment ein kommerzieller Plattenwärmeübertrager mit Spannschrauben zum Einsatz. Der Kondensator wurde in 100 Zellen aufgeteilt, und auf Basis der Energiebilanzen auf der Arbeitsfluidseite als auch auf der Kältemittelseite wurden die Wärmeübergangskoeffizienten sowie die Druckverluste berechnet. Die Ergebnisse aus den experimentellen Versuchen mit den Arbeitsfluiden R365mfc und R245fa und deren Gemische bei 20/80, 50/50 und 80/20 Prozent in Massenanteil wurden wieder mit den Ergebnissen des Simulationsmodells verglichen. Hierbei sind die Korrelationen für die einphasigen und zweiphasigen Bereiche aus der Literatur angepasst worden. Trotz einiger Defizite insbesondere des untersuchten Expanders konnte die Eignung des Gemisches als Arbeitsfluid nachgewiesen werden. Somit besteht die Möglichkeit, durch eine geeignete Kombination von Reinstoffen mit unterschiedlichen Eigenschaften ein Arbeitsfluid zur bestmöglichen Erfüllung des Anforderungsprofils zusammenzustellen.

Schlagwörter: Organic Rankine Cycle, R365mfc, R245fa, Kondensation, Verdampfung, Gemischthermodynamik, Reinstoffe, Wärmeübertragung

Abstract

Experimental and theoretical investigations of an ORC process with the working fluids R365mfc, R245fa, and their mixtures

The aim of this work is the design, construction, operation and simulation of an Organic Rankine Cycle process. The focus of these considerations is on the investigation of an ORC process with two pure refrigerants R365mfc and R245fa as well as their mixtures with (20/80, 80/20 and 50/50) in mass fraction. To select the refrigerant, the physical properties of the fluids as well as their vapor curve characteristics were analysed. The influence of temperature and pressure on the evaporator, condenser and expander performance was discussed. This work aims to compare the simulated thermodynamic performance of mixtures and pure substances in an ORC process and the experimental values on behalf of the efficiency, thermal and electrical performance, and the performance of a prototype expander (rotary piston expander). By using a novel, fully welded plate heat exchanger as an evaporator with four deflections on the hot fluid side, a simulation model was created according to the cell method and the results of the simulations are compared with the experimental results. The number of cells and rows in the simulation was examined for optimal cell-row combinations. The resulting heat transfer coefficients were compared with the correlations given by the manufacturer and from the literature. As the heat exchangers are important components within the cycle, a lot of attention has been given to the performance of the condenser and the evaporator. The condenser is a standard gasket type plate heat exchanger. It is simulated using the cell method, the comparison with the experimental data results in new correlations. In summary, it could be shown that the ORC operated with a mixture as a working fluid works just as well as if operated with pure fluids, even though this experimental setup had some deficiencies (expander). This enables future designers of Organic Rankine Cycles to optimize the complex requirements of working fluids for ORC application by combining pure fluids with deviating properties.

Keywords: Organic Rankine Cycle, R365mfc, R245fa, condensation, evaporation, thermodynamic of mixtures, pure fluid, heat transfer

Formelzeichen

Symbol	Einheit	Bedeutung
A	m^2	Fläche
a	m^2/s	Temperaturleitfähigkeit
\hat{a}	m	Amplitude der Wellenprägung
B	m	Bereite
Bo	-	Boiling-Zahl
B_p	m	Plattenbreite
c_p	$\text{J}/(\text{kg K})$	spezifische Wärmekapazität
d_h	m	hydraulischer Durchmesser
E	J	Energie
f	Hz	Frequenz
G	$\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$	Massenstromdichte
g	m/s^2	Erdbeschleunigung
H	-	dimensionslose Parameter
h	J/kg	Spezifische Enthalpie
k	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{ K})$	Wärmedurchgangskoeffizient
L	m	Länge
M	kg/mol	molare Masse
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
N	-	Anzahl Platten im Wärmeübertrager
Nu	-	Nußelt-Zahl
P	W	Leistung
Pr	-	Prandtl-Zahl
p	bar	Druck
Q	J	Wärme
\dot{Q}	W	Wärmestrom
\dot{q}	W/m^2	Wärmestromdichte
Re	-	Reynolds-Zahl
S	J/K	Entropie
s	$\text{J}/(\text{kg K})$	spezifische Entropie
s	m	Wandstärke
T	$^\circ\text{C}$	Temperatur
ΔT	K	Temperaturdifferenz
U	J	innere Energie
x	m	Ortskoordinate

Symbol	Einheit	Bedeutung
α	W/(m ² K)	Wärmeübergangskoeffizient
β	°	Bogenmaß
ε	-	Reaktionsfaktor
ξ	-	Druckverlustbeiwert
ζ	-	Exergetischer Wirkungsgrad
η	s · Pa	dynamische Viskosität
η	-	Wirkungsgrad
Λ	m	Wellen der Prägung
λ	W/(m K)	Wärmeleitfähigkeit
ρ	kg/m ³	Dichte
σ	kg/s ²	Oberflächenspannung
φ	°	Prägungswinkel gegenüber den Vertikalen
ψ	-	Flächenvergrößerungsfaktor

Tiefgestellte Indizes	Bedeutung
1	Fluid 1
2	Fluid 2
aus	Austritt
D	Druckverlustkoeffizient nach Darcy
ein	Eintritt
el	elektrisch
eq	äquivalent
exp	Expander
Exp	Experiment
F	Fluid
g	gasförmig
ges	gesamt
l	flüssig/Siedelinie
m	Mittelwert
Öl	Thermoöl
r	refrigerant
ratio	Druckverhältnis
Sim	Simulation
th	thermisch
tp	engl. two phase, zweiphasig
v	Verdampfer
W	Wand
w	Wasser

Hochgestellte Indizes	Bedeutung
k	Iterationsfaktor
"	gesättigter Dampf
'	siedende Flüssigkeit

Abkürzung	Bedeutung
bb1/d	barrels of oil per day
BHKW	Blockheizkraftwerk
BP	British Petroleum
CRC	Clausius Rankine Cycle
FFT	Fast Fourier Transformation
GuD	Gas und Dampf
GWP	Global Warming Potential (Treibhauspotenzial)
HT	Hochtemperatur
HF	Herzfrequenz
IEA	International Energy Agency
IR	Infrarot
KE	Kolbenexpander
NT	Niedertemperatur
NTU	Number of Transfer Unit
ODP	Ozone Depletion Potential (Ozonaabbaupotenzial)
ORC	Organic Rankine Cycle
POE	Polyester
PPMA	Polymethylmethacrylat
RKE	Rotationskolbenexpander
SCE	Scrollexpander
SORC	Subcritical Organic Rankine Cycle
TORC	Transcritical Organic Rankine Cycle
WKM	Wärmekraftmaschine

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Grundlagen des Organic-Rankine-Keisprozesses	3
2.1	Carnot-Prozess	4
2.2	Clausius-Rankine-Prozess	5
2.3	Organic-Rankine-Prozess (ORC)	8
2.4	Arbeitsfluide	10
2.4.1	Trockene, isentrope und nasse Arbeitsfluide	12
2.4.2	Zeotrope Gemische	15
2.5	Stoffdaten und Zustandsgleichungen	18
2.6	Wärmeübertragung	19
2.7	Expansionsmaschinen	22
2.8	Plattenwärmeübertrager	26
2.9	Stand des Wissens	29
3	Aufbau der ORC-Versuchsanlage	33
3.1	Komponenten der Anlage	33
3.2	Pumpen	36
3.3	Rekuperator	36
3.4	Kondensator	37
3.5	Rotationskolbenexpander	38
3.6	Verdampfer	41
4	Thermodynamische Modelle zur Auswertung der Betriebsdaten	47
4.1	Methodik	47
4.2	Pumpenberechnung	48
4.3	Expanderberechnung	49
4.4	Verdampferbrechnung	50
4.5	Rekuperatorberechnung	50
4.6	Kondensatorberechnung	51
4.7	Thermodynamische Analyse der Gesamtanlage	52
5	Experimentelle Untersuchungen an der Gesamtanlage	55
5.1	Messtechnik	56
5.2	Methodik der Untersuchung	59
5.3	Reinstoffe R365mfc und R245fa	61
5.3.1	Anlagenanalyse unter Einsatz der Arbeitsfluide R365mfc und R245fa	62

5.3.2	Analyse der Reinstoffe bezüglich des Durchflusses	63
5.3.3	Spezifischen Leistung des Reinstoffs in Abhängigkeit der Druckdifferenz	66
5.3.4	Analyse bezüglich der Überhitzungstemperatur	68
5.4	Gemische aus R365mfc und R245fa	69
5.4.1	Thermischer Wirkungsgrad	70
5.4.2	Isentroper Expanderwirkungsgrad	73
5.4.3	Elektrische Leistung	74
5.4.4	Netto-Wirkungsgrad der ORC-Anlage	75
5.4.5	Wärmedurchgangskoeffizient im Rekuperator	76
5.4.6	Wärmedurchgangskoeffizient im Kondensator	79
5.4.7	Wärmedurchgangskoeffizient im Verdampfer	79
6	Modellierung der Kondensation in Plattenwärmeübertragern	81
6.1	Grundlegendes Vorgehen	81
6.2	Kondensatorsimulation	81
6.2.1	Methode zur Zellenberechnung im Kondensator	83
6.2.2	Kondensation im Plattenwärmeübertrager	84
6.3	Wärmeübertragung und Druckabfall im Kondensator	86
6.4	Numerisches Simulationsverfahren	90
6.5	Auswirkung der Mischungskonzentration auf die Kondensationswärmeübertragung	92
6.6	Wärmeübergangskoeffizienten zwischen experimentellen und simulierten Daten im Kondensator	94
6.7	Simulationsverlauf und Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit von Dampfgehalt	98
7	Detaillierte Untersuchung der Verdampfung	99
7.1	Simulationsaufbau des Verdampfers	100
7.2	Berechnungsmethoden für den Verdampfer	102
7.3	Struktur der Simulation	105
7.4	Korrelationsvergleich für ein- und zweiphasigen Wärmeübergang im Verdampfer	110
7.5	Simulationsergebnisse für die Reinstoffe R365mfc und R245fa	115
7.6	Simulation des Druckverlustes	121
8	Zusammenfassung und Ausblick	125
	Literatur	129
Literatur	135
9	Anhang	137

Abbildungsverzeichnis

2.1	Bilanzierung einer Wärmekraftmaschine	3
2.2	Carnot-Prozess im p, V -bzw. T, S -Diagramm	4
2.3	Blockschaltbild des Clausius-Rankine-Prozesses	5
2.4	T, S -Diagramm für ein Arbeitsfluid (Reinstoff) im Clausius-Rankine-Prozess	7
2.5	T, s -Diagramm und Anlagenschema des ORC nach [7]	8
2.6	Energieströme bei der Stromerzeugung aus einem Wärmestrom, nach [7]	9
2.7	Temperatur-Wärme Diagramm mit Öl als wärmeabgebendem Fluid	9
2.8	T, s -Diagramm für verschiedene Arbeitsfluide	10
2.9	Optimale Arbeitsfluidauswahl, nach Wärmequellentemperatur aufgeschlüsselt nach [21]	11
2.10	T, s -Diagramme vom Gemisch aus Pentan und Hexan (a) und dem Reinstoff Pentan (b) nach [15]	12
2.11	T, s -Diagramm eines nassen, isentropen und trockenen Fluides	13
2.12	T, s Diagramm, p, T -Diagramm sowie die Viskosität als Funktion der Temperatur für die Reinstoffe	14
2.13	$T - x$ Diagramm der Gemische Isobutan und Pentan mit Massenanteil 0.3/0.7	15
2.14	Wärmeübertragung durch eine ebene Wand [43]	20
2.15	Expanderbauarten a) Rollkolben- b) Schrauben- c) Kolben- d) Scrollexpander nach [45]	23
2.16	Funktionsprinzip der Rotationskolbenexpander nach [46]	24
2.17	Wellendichtringe; Vergleich der Bauarten	25
2.18	Parameter am Beispiel einer Platte mit vier Prägungsreihen	27
2.19	Anzahl der Publikationen in ScienceDirect, die im dem Titel den Begriff „ORC“ ent- halten	30
3.1	CAD-Zeichnung des ORC-Prüfstands	33
3.2	Fließbild der ORC-Anlage	34
3.3	Fotos der ORC-Anlage mit Bezeichnung der Anlageteile	35
3.4	Wärmebild und Temperaturverteilung der Anlage	36
3.5	schematische Darstellung der Umlenkungen im Rekuperator	37
3.6	Schema der Wärmeübertragung im Kondensator	38
3.7	CAD-Zeichnung vom Rotationskolbenexpander	38
3.8	Funktionsprinzip des verwendeten Expanders	39
3.9	Rotationskolbenexpander	40
3.10	Rotationskolbenexpander gekoppelt mit dem Generator	40
3.11	Darstellung der Verdampferplatten nach [71]	41
3.12	Prinzip der dynamischen Wärmestrom-Differenzkalometrie	42
3.13	Versuchsaufbau des „Netzsch DSC 204 F1 Phoenix®“	43

3.14	Wärmestromverlauf in Abhängigkeit von der Temperatur	43
3.15	Gemessene und angegebene spez. Wärmekapazität in Abhängigkeit der Temperatur .	44
3.16	Aufbau des Michelson-Interferometers	45
3.17	IR-Spektraskopie des Thermoöls(Q32-N)	46
4.1	Vereinfachtes Schaltbild des Prüfstandes	47
4.2	Energiebilanz der Verdampfer	50
4.3	Energiebilanz um den Rekuperator	51
4.4	Energiebilanz um den Kondensator	52
4.5	Vereinfachtes Schaltbild des Prüfstandes	52
5.1	Validierung der Messdaten über die gesamte Energiebilanz in Abhängigkeit der ther- mischen und elektrischen Leistung	58
5.2	Bilanzierung um den Verdampfer (links) und Kondensator(rechts)	58
5.3	Vereinfachtes Schaltbild des Prüfstandes	60
5.4	Wärmeübertrager des Kondensator zur Kühlung der Wassertanks durch das Hallen- wasser	60
5.5	T-s Diagramm, Schaltbild und Bilanzierung für das Kältemittel R365mfc mit $\dot{m} =$ $0,2 \text{ kg/s}$	62
5.6	Schematische Darstellung und Eckdaten des Prozesses für das Kältemittel R365mfc mit $\dot{m} = 0,2 \text{ kg/s}$	63
5.7	Bilanzierung der einzelnen Komponenten für das Kältemittel R365mfc, mit $\dot{m} = 0,2$ kg/s	64
5.8	Elektrische Leistung in Abhängigkeit von Verdampfungstemperatur und Massenstrom	64
5.9	Druckdifferenz in Abhängigkeit vom Massenstrom	65
5.10	a) Spezifische Leistung in Abhängigkeit der Druckdifferenz, b) Nettoleistung in Ab- hängigkeit des Kondensationsdrucks	66
5.11	Nettoleistung in Bezug auf den reduzierten Druck im Verdampfer	67
5.12	a) Elektrische Leistung, b) Massenstrom in Abhängigkeit der Überhitzung	68
5.13	Verdampferdruckverlust/Kondensationsdruck in Abhängigkeit der Überhitzung . . .	68
5.14	a) Spezifische Leistung und b) Druckdifferenz bezüglich der Frischdampf- temperatur	69
5.15	T-s, p-T und dyn. Viskositäts-Temperatur-Diagramme aus Refprop für R245fa/R365mfc und deren Gemische	70
5.16	Thermischer Wirkungsgrad über der Überhitzungstemperatur	71
5.17	Thermischer Wirkungsgrad über dem Druckverhältnis des Expander	73
5.18	Isentroper Wirkungsgrad des Expander über den Expanderverhältnis	73
5.19	Isentroper Wirkungsgrad des Expanders über den Massenanteil des Gemisches	74
5.20	Elektrische Leistung über den Expanderdruckverhältnis	74
5.21	Elektrische Leistung über den Verdampfungstemperatur	75
5.22	Elektrische Leistung über den Überhitzungstemperatur	75
5.23	Netto-Wirkungsgrad der gesamte ORC-Anlage in Abhängigkeit der Durchflussmenge für R365mfc/R365mfc und deren Gemische	76
5.24	Rekuperatur mit vier Umlenkung auf die Flüssigseite	77

5.25	Berechnung der logarithmische mittlere Temperaturdifferenz für die vier Umlenkungen auf Flüssige- und Dampfseite	78
5.26	Gesamter Wärmedurchgangskoeffizient im Rekuperatur	78
5.27	Wärmedurchgangskoeffizient in Abhängigkeit des Massenstroms im Kondensator für den Reinstoff und die Gemische R365mfc/R245fa	79
5.28	Wärmedurchgangskoeffizient im Verdampfer für die Reinstoffe R365mfc/R245fa und deren Gemischen mit der Zusammensetzung 20/80, 50/50 und 80/20	80
6.1	Schematische Darstellung der Iteration zur Berechnung der Zellen im Kondensator	83
6.2	Darstellung der Bilanzierung auf der Kältemittel- und Wasserseite in eine Zelle. ¹	84
6.3	Platte in Winkel-Wellen Prägung nach [42]	88
6.4	Abweichungsanalyse des Korrekturfaktor zwischen Simulation und experimentelle Untersuchung	93
6.5	Vergleich zwischen simulierter und experimenteller Austrittstemperatur im Kondensator von Reinstoffen R365mfc, R245fa und deren Gemische mit den Massenprozent 0,2, 0,5 und 0,8	94
6.6	Martinkorellation	95
6.7	Die gesamte Wärmedurchgangskoeffizienten in Abhängigkeit des Massenstroms auf jeweils Kühlwasser- und Arbeitsfluid in den Kondensator	95
6.8	Wärmeübergangskoeffizient des Kühlwassers in Abhängigkeit des Massenstroms in flüssigen Zustand	97
6.9	Wärmeübergangskoeffizienten zwischen den Yan Korrelation multipliziert mit aufgeführten Korrekturfaktor aus der experimentelle Ergebnissen	97
6.10	Simulation des Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit von Dampfgehalt	98
6.11	Simulationsverlauf während der Kondensation für des Kältemittels und der Kühlwasserseite	98
7.1	Gleichstrom und Gegenstrom	99
7.2	Modell der Plattenpakete im Wärmeübertrager	100
7.3	Strömungsführung im Verdampfer	100
7.4	Strömungsführung in den Platten [71]	101
7.5	Temperatur der Zelle j, nach [43]	103
7.6	Beispielreihe der Zellenmethode	103
7.7	Gesamten Programmablaufplan mit vier Umlenkungen im Verdampfer	106
7.8	Programablaufplan für die Zellenberechnung	107
7.9	Modellaufbau der Simulation mit vier Umlenkungen	108
7.10	Differenz zwischen Korrelationen und Messdaten	111
7.11	zweiphasiger Korrelationsvergleich nach Tabelle 7.6	112
7.12	Vergleich Wärmedurchgangskoeffizient Hersteller und Gnielinski	113
7.13	Austrittstemperatur Fluid 2, R245fa	116
7.14	Austrittstemperatur Fluid 2, R365mfc	116
7.15	Dampfgehalt im Verdampfer für das Arbeitsfluid R245fa	117
7.16	Dampfgehalt im Verdampfer für das Arbeitsfluid R365mfc	117
7.17	Wärmedurchgangskoeffizient R245fa	118

7.18	Wärmedurchgangskoeffizient R365mfc	118
7.19	Verdampfungsort, Fluid R245fa, 30x25 Zellen je Reihe	119
7.20	Verdampfungsort, Fluid R365mfc, 30x25 Zellen je Reihe	120
7.21	Dampfgehalt R365mfc, 180°C, Druckverlust 0,1 und 0,2 bar	121
7.22	Verdampfungsort R365mfc, 180°C , 30 Zeilen 25 Zellen, Druckverlust	122
7.23	Differenz der Austrittstemperaturen zu den Messdaten,30x25 Zellen je Reihe	122
7.24	Installiere Temperatursensoren auf der Thermoölseite im Verdampfer und in Simula- tionsprogramm	124
9.1	Fließbild der ORC-Anlage	138
9.2	Zellvergleich für den Verdampfer mit 40 Zeilen	139
9.3	Zellvergleich für den Verdampfer mit 50 Zeilen	139

Tabellenverzeichnis

2.1	Eigenschaften R365mfc und R245fa [8] [25]	14
2.2	Zusammenfassung der bisher untersuchten Gemische in ORC-Prozessen	16
2.3	Alle Fluide aus den Versuchen von Chys et al [15]	17
3.1	Modell VT10 (Kelvion)	37
3.2	Die Randbedingungen von Rotationskolbenexpander	39
3.3	Versuchsparameter der dynamischen wärmestrom-differenzkalometrie	44
5.1	verbaute Temperatursensoren	56
5.2	Installiere Drucksensoren	57
5.3	Randbedingungen der experimentellen Untersuchungen	61
5.4	Versuchsplan für das Kältemittel R356mfc	61
5.5	Versuchsplan für das Kältemittel R245fa	62
6.1	Anzahl der Messungen für die jeweilige Reinstoff und Gemischen	92
6.2	Korrektorfaktor für R365mfc und R245fa und deren Zusammensetzungen	93
7.1	Verdampferdaten	101
7.2	Eingangsparameter am Beispiel R365mfc	105
7.3	Zustandsabfrage des Arbeitsfluids	108
7.4	Korrelationsabfrage	109
7.5	Die Untersuchten Randbedingungen für die Korrelation	110
7.6	Vergleichsnummerierung zwischen Hersteller und Gnielinski zu den anderen Korrela- tionen	112
7.7	Durchlaufanzahl Korrelation Martin mit Müller	113
7.8	Messdaten der Arbeitsfluide R365mfc und R245fa	114
7.9	Zweiphasengebiet R365mfc	115
7.10	Zweiphasengebiet R245fa	115
7.11	Simulationsergebnisse Austrittstemperaturen, 30 Zeilen 25 Zellen	123

1 Einleitung

Heutzutage nimmt Erdöl nach wie vor sowohl als Energieträger im Verkehr, aber auch z.B. in der verfahrenstechnischen Produktion von Kunststoffen einen großen Stellenwert ein. So wurden in den VR China im Jahr 2018 3,164 Mio. Tonnen, in den USA 2,26 Mio. Tonnen Erdöl verarbeitet. Die größten Erdölvorkommen liegen in eurasischen Gebieten [1]. Durch den weltweit weiter steigenden Bedarf an Primärenergie und durch knapper werdende fossile Ressourcen, insbesondere aber durch den Klimawandel wird die effektive Ausnutzung der Primärenergieträger immer wichtiger. Obwohl die derzeit bekannten Erdölvorräte noch ca. 100 Jahre bei dem derzeitigen Verbrauch halten, wird der Preis von fossilen Energieträgern aus politischen Gründen zunehmend verteuert. Damit soll eine baldige Reduktion der CO₂-haltigen Verbrennungsgase erreicht werden.

Ca. 50% der weltweit in der Industrie eingesetzten Energie geht als Abwärme verloren [2]. Insbesondere die industrielle Abwärme kann zu einem Teil durch den Organic-Rankine-Cycle (ORC) zur Effizienzsteigerung genutzt werden. Dieser thermodynamische Kreisprozess ermöglicht es, einen Teil der Abwärme in elektrische Energie umzuwandeln. Dadurch kann eine effizientere Ausnutzung der Primärenergie erreicht werden, wodurch auch die Umwelt durch einen geringeren Ausstoß von Treibhausgasen entlastet wird. Durch das typischerweise niedrige Temperaturniveau der Abwärmeströme ist der klassische Clausius-Rankine-Prozess, welcher Wasser als Arbeitsfluid nutzt, unwirtschaftlich. Im ORC-Prozess werden andere Arbeitsfluide mit geeignetem Verdampfungsverhalten genutzt, wodurch die Effizienz des Prozesses gesteigert werden kann. Doch nicht nur Abwärme aus Industrieprozessen, sondern auch aus anderen Wärmequellen mit niedrigerer Temperatur können genutzt werden. Zum Beispiel kann die thermische Energie der Geothermie, der Solarenergie und der Meerwasserschichtung umgewandelt werden. Laut der International Energy Agency (IEA) im jährlich erscheinenden „World Energy Outlook“ könnte der weltweite Endenergieverbrauch bis zum Jahr 2040 um 37% steigen. Gerade bei diesen Prognosen wird es immer wichtiger, fossile Rohstoffe, wenn überhaupt, möglichst effizient zu nutzen.

Ein nennenswerter Teil der Energiewandlung im Mobilitätssektor findet in Verbrennungsmotoren statt. Zwar haben heutige Verbrennungsmotoren auf Basis von Dieseldieselkraftstoff Wirkungsgrade von ca. 40%. Neben den Reibungsverlusten geht aber immer noch ein großer Teil der eingesetzten Primärenergie über das Kühlwasser bzw. das Abgas an die Umgebung verloren. Ein Teil dieser Energie kann im Rahmen des thermodynamisch Möglichen mittels eines nachgeschalteten rechtsläufigen Rankine Prozesses in nutzbare mechanische Leistung gewandelt werden. Das Prinzip wird bereits seit Jahren erfolgreich z.B. in stationären Gas und Dampf-Kraftwerken (GuD) eingesetzt. In einem sogenannten GuD-Prozess wird eine stationäre Gasturbinenanlage mit Erdgas oder Heizöl betrieben. Das heiße Abgas wird als Wärmequelle über einen Abgasdampferzeuger (Abhitzekessel) einem nachgeschalteten Dampfkraftprozess (Clausius-Rankine Prozess)

zugeführt. Beide Teilprozesse haben für sich allein Wirkungsgrade von weniger als 40%, erreichen aber in der Kombination Stand heute Wirkungsgrade von über 60%. Dieses Prinzip lässt sich auch auf Verbrennungsmotoren übertragen. Für Anwendungen in der Leistungsklasse unterhalb von 1 MW elektrischer Leistung ist eine Miniaturisierung eines solchen Prozesses mit Anpassung an den Verbrennungsmotor erforderlich. Derzeit untersuchen mehrere Hersteller von Nutzfahrzeugen bzw. Verbrennungsmotoren die Einsatzmöglichkeiten von ORC-Prozessen zur Effizienzsteigerung für verschiedene Anwendungsbereiche.

Im Rahmen dieser Arbeit wird der Einsatz des Arbeitsfluids sowohl als Reinstoff als auch als ein zeotropes Fluidgemisch im ORC-Prozess experimentell untersucht und mit den bisher veröffentlichten Arbeiten in diesem Bereich verglichen.

Die hierzu vorgesehene systematische Vorgehensweise führt zu folgender Gliederung dieser Arbeit:

- Einführung in die ORC-Technik und die Beschreibung des Stands der Forschung;
- Auslegung und Aufbau einer ORC-Anlage im Technikumsmaßstab am Institut für Thermodynamik sowie die Beschreibung der einzelnen Komponenten in der Anlage;
- Untersuchung von den zwei Reinstoffen R365mfc und R245fa sowie deren Gemische mit drei unterschiedlichen Zusammensetzung 0.2/0.8, 0.5/0.5 und 0.8/0.2 in Massenprozent als Arbeitsfluide in der Anlage, zur Bestimmung des energetischen Wirkungsgrades des Prozesses in Abhängigkeit dieser unterschiedlichen Arbeitsfluide;
- Durchführung von thermodynamischen Analysen von Verdampfer, Kondensator, Expander (Rotationskolbenexpander) und Rekuperator in Abhängigkeit des Arbeitsfluids;
- Modellierung des Kondensators mit der Zellen-Methode, da sich bei der thermodynamischen Analyse die große Bedeutung dieses Wärmeübertragers zeigt. Durchführung einer Simulation zur Untersuchung des Kondensators mit den unterschiedlichen Arbeitsfluiden R365mfc und R245fa sowie deren Gemische. Vergleich der Ergebnisse mit den veröffentlichten Arbeiten aus der Literatur und den eigenen experimentellen Ergebnissen;
- Modellierung des Verdampfers als vollverschweißter Plattenwärmeübertrager mit der Zellen-Methode. Vergleich der Messergebnisse mit dem Simulationsmodell und mit veröffentlichten Arbeiten im Bereich Verdampfung.

2 Grundlagen des Organic-Rankine-Keisprozesses

Der ORC-Prozess ist ein Dampfexpansions-Kreisprozess und gehört der Familie der Clausius-Rankine-Prozesse an. Zur Realisierung einer näherungsweise isothermen Wärmezufuhr durchläuft das Arbeitsfluid eine Verdampfung, entsprechend dann zudem eine Kondensation zur Wärmeabfuhr bei niedrigem Druck. Im ORC-Prozess wird anstelle des im Kraftwerkbereich weitverbreiteten Wassers ein organisches Arbeitsfluid wie z.B. ein Kohlenwasserstoff oder ein Siloxan verwendet, um durch deren abweichendes Verdampfungsverhaltens auch bei niedrigerem Temperaturniveau der Wärmezufuhr ein für die Expansionsmaschine günstiges Druckverhältnis zu bekommen. Auf diese Weise können Niedertemperaturquellen wirtschaftlich nutzbar gemacht werden, die beim Betrieb des klassischen Wasserdampf-Kreisprozesses kein sinnvolles Druckniveau erreichen würden. Der thermische Wirkungsgrad ist aber aufgrund des niedrigeren Carnot-Faktors im Vergleich zum klassischen Dampfkraftwerk deutlich niedriger [3].

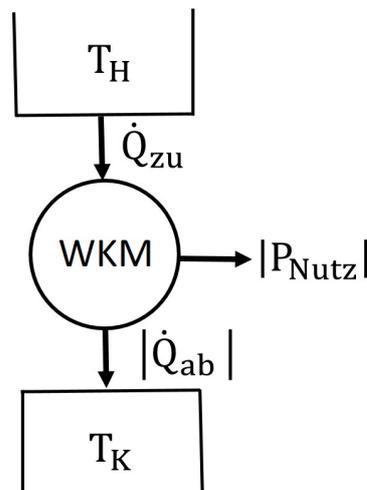


Abbildung 2.1: Bilanzierung einer Wärmekraftmaschine

Als Wärmekraftmaschine werden Energiewandler bezeichnet, in denen Wärmeenergie in mechanische Energie umgewandelt wird. In der Wärmekraftmaschine, wie in Abb. 2.1 skizziert, wird ein Wärmestrom \dot{Q}_{zu} von einem hohen Temperaturniveau T_H unter Abgabe von mechanischer Nutzleistung P_{Nutz} auf ein niedrigeres Temperaturniveau T_K gebracht, der typischerweise als \dot{Q}_{ab} an die Umgebung abgegeben wird. In einem geschlossenen stationären Kreisprozess durchläuft das Arbeitsfluid verschiedene Zustandsänderungen, um am Ende eines Durchlaufs wieder den Anfangszustand einzunehmen. Beispiele für geschlossene WKM-Prozesse sind Dampfkreisprozesse und Stirlingmaschinen. Sonderfälle einer Wärmekraftmaschine sind Verbrennungskraftmaschinen wie Verbrennungsmotoren oder Gasturbinen, die Luft als Arbeitsfluid nutzen und daher als

„aufgeschnittene“ offene Verbrennungskraftanlagen betrachtet werden. Für geschlossene, zeitlich stationäre Kreisprozesse gilt die Energiebilanzgleichung 2.1, welche die Wärmeströme \dot{Q}_i und die Leistungen P_i verknüpft:

$$\sum \dot{Q}_i + \sum P_i = 0 \quad (2.1)$$

2.1 Carnot-Prozess

Der Kreislauf einer Wärmekraftmaschine wird als rechtsläufiger Kreisprozess beschrieben. Die Bezeichnung bezieht sich auf die Reihenfolge der Zustandsänderungen im T, S -Diagramm (Abb.2.2). Im Gegensatz dazu werden Kraftwärmemaschinen, z.B. Wärmepumpen oder Kältemaschinen, als linksläufige Kreisprozesse bezeichnet. Bei letztgenannten wird mittels mechanischer Energie ein thermischer Energiestrom von einem geringen auf ein höheres Temperaturniveau gebracht [4]. Als bedeutendes Beispiel eines rechtsläufigen Kreisprozesses kann das im Jahr 1824 von Sadi Carnot publizierte Konzept des Carnot-Prozesses genannt werden, welcher in Abb. 2.2 dargestellt ist. Dieser besteht aus den folgenden vier Zustandsänderungen:

- 1 → 2 isentrope Verdichtung unter Zufuhr technischer Arbeit $W_{t,12} > 0$
- 2 → 3 isotherme Wärmezufuhr $Q_{zu,23} > 0$ bei T_H
- 3 → 4 isentrope Entspannung unter Abgabe von technischer Arbeit $W_{t,34} < 0$
- 4 → 1 isotherme Wärmeabfuhr $Q_{41} < 0$ bei T_K

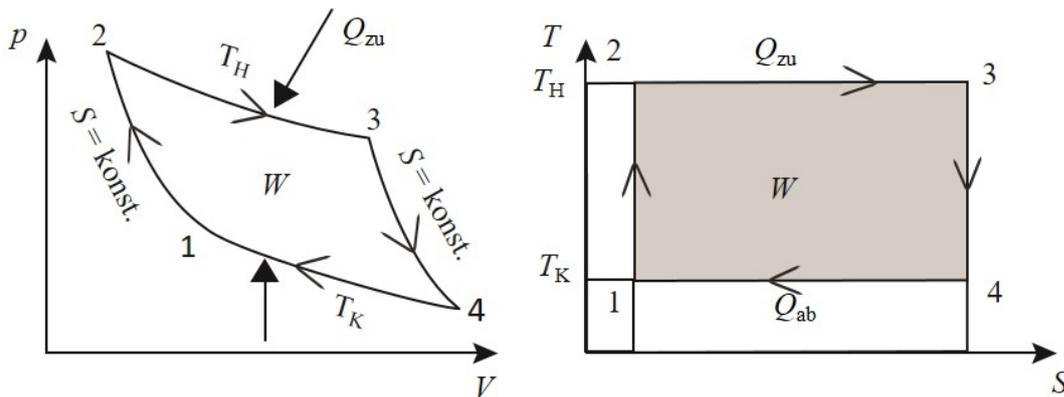


Abbildung 2.2: Carnot-Prozess im p, V -bzw. T, S -Diagramm

Dabei entsprechen im T, S -Diagramm den zu- und abgeführten Wärmemengen im reversiblen Fall den Flächen unter den Kurvenverläufen, vgl. Abb. 2.2. Durch den Wärmestrom \dot{Q}_{zu} wird dem System Entropie zugeführt. Um im geschlossenen Kreisprozess wieder den Anfangszustand zu erreichen, muss diese wieder aus dem System abgeführt werden. Dies geschieht durch den austretenden Wärmestrom \dot{Q}_{ab} . Für den Grenzfall des reversiblen Betriebs der Wärmekraftmaschine ergibt sich daraus der maximal mögliche thermische Wirkungsgrad. Dieser wird als

Carnot-Wirkungsgrad bezeichnet [5]. In Gl. 2.2 wird der Wärmetransport jeweils als isotherm angenommen, daher gilt:

$$\eta_C = 1 - \frac{T_{ab}}{T_{zu}}. \quad (2.2)$$

2.2 Clausius-Rankine-Prozess

Der grundlegende Aufbau eines Organic-Rankine-Cycle (ORC) ist dem vorgehend geschilderten Carnot-Prozess ähnlich, er wird als Clausius-Rankine-Prozess bezeichnet. Zur Realisierung einer isothermen Wärmezufuhr wird ein Arbeitsfluid bei hohem Druck verdampft und zur Wärmeabfuhr bei niedrigem Druck kondensiert. Die Bezeichnung geht auf den deutschen Physiker Rudolf Julius Emanuel Clausius und den schottischen Ingenieur William John Macquorn Rankine zurück. Zur Realisierung des einfachen Clausius-Rankine-Prozesses wird z.B. Wasser als Arbeitsfluid in einem Verdampfer durch einen thermischen Energieträger (meist ein Rauchgas aus einer Verbrennung) beheizt. Der entstehende Dampf wird einer Turbine (Expander) zugeführt, wo ein Teil der thermischen inneren Energie in mechanische Energie umgewandelt werden kann. Wiederum ein Teil dieser mechanisch geleisteten Arbeit kann über einen Generator in elektrische Energie umgewandelt werden. Das Arbeitsfluid wird nach der Turbine über den Kondensator verflüssigt und durch eine Speisepumpe auf den hohen Verdampferdruck gebracht. So wird ein geschlossener Kreisprozess realisiert. Im Allgemeinen wird mit höheren Temperaturen ein besserer Wirkungsgrad erzielt, (siehe Gl. 2.3). Heute sind bei klassischen Dampf-Kreisprozessen Frischdampftemperaturen von z.B. 650°C sowie Frischdampfdrücke von bis zu 250 bar üblich [3]. Der Dampf wird dann nahezu adiabat entspannt. Im Kondensator wird die Abwärme an die Umgebung abgegeben, sodass das Fluid kondensiert und unterkühlt.

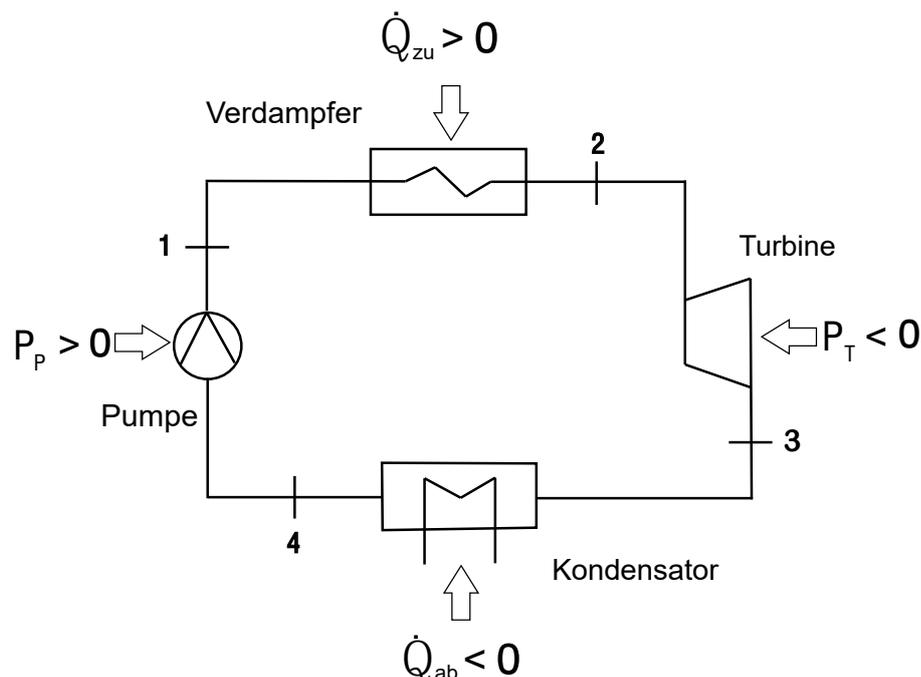


Abbildung 2.3: Blockschaltbild des Clausius-Rankine-Prozesses

Soweit sich das Reinstoff-Arbeitsfluid im Nassdampfgebiet befindet, erfolgt dabei die Zustandsänderung annähernd isobar und isotherm. Der dabei herrschende Druck wird von der Temperatur des wärmeaufnehmenden Kühlmediums bestimmt, die häufig bei 30°C bis 50°C liegt. Anschließend wird der Kreislauf von Neuem durchlaufen. Um Nutzarbeit aus dem Prozess zu gewinnen, ist es entscheidend, dass die Kompression einen niedrigeren Aufwand erfordert als mechanische Arbeit bei der Expansion abgegeben wird.

$$P_{\text{Netto}} = P_{\text{Turbine}} + P_{\text{Pumpe}} < 0 \quad (2.3)$$

Bei diesem Prozess wird das Arbeitsfluid durch die Pumpe vom Niederdruckteil des Systems zum Hochdruckteil in den Verdampfer gepumpt. Wenn die Differenz der kinetischen Energie und der potentiellen Energie zwischen Ein- und Auslass der Pumpe und deren Wärmeverlust an die Umgebung vernachlässigbar sind, wird die von der Pumpe auf das Arbeitsfluid aufgebrachte mechanische Energie $P_{\text{pumpe}} > 0$ in eine Enthalpieerhöhung des Arbeitsfluids umgewandelt,

$$P_{\text{Pumpe}} = \dot{m}_{\text{Fluid}} \cdot [h(T_{\text{aus}}, p_{\text{aus}}) - h(T_{\text{ein}}, p_{\text{ein}})] \quad (2.4)$$

in denen die Indizes "ein" und "aus" den Zustand des Arbeitsfluids am Einlass bzw. am Auslass der Pumpe bezeichnen. Für einen idealen Prozess kann dieser Verdichtungsprozess als isentrop angesehen werden, und die erforderliche Verdichtungsarbeit beträgt

$$P_{(\text{Pumpe}, \text{id})} = \dot{m}_{\text{Fluid}} \cdot [h(s_{\text{ein}}, p_{\text{aus}}) - h(T_{\text{ein}}, p_{\text{ein}})] \quad (2.5)$$

Das Verhältnis der Verdichtungsarbeit unter idealen Bedingungen zur realen wird als isentroper Wirkungsgrad der Pumpe definiert,

$$\eta_{\text{s}, \text{Pumpe}} = \frac{P_{\text{Pumpe}, \text{id}}}{P_{\text{pumpe}}} = \frac{[h(s_{\text{ein}}, p_{\text{aus}}) - h(T_{\text{ein}}, p_{\text{ein}})]}{[h(T_{\text{aus}}, p_{\text{aus}}) - h(T_{\text{ein}}, p_{\text{ein}})]} \quad (2.6)$$

In Abbildung 2.4 sind die Zustandsänderungen im zugehörigen T, s -Diagramm dargestellt. Real erfolgt sowohl die Kompression als auch die Expansion unter Zunahme der spezifischen Entropie auf den Zustandspunkt 1 bzw. 3.

- $4 \rightarrow 1'$ isentrope Kompression des flüssigen Arbeitsfluids unter Zufuhr von Leistung $P_{P,41} > 0$ in der Speisepumpe.
- $1' \rightarrow 2$ isobare Wärmezufuhr $\dot{Q}_{\text{zu},12} > 0$ im Verdampfer.
- $2 \rightarrow 3'$ isentrope Expansion des dampfförmigen Arbeitsfluids unter Abgabe von Leistung $P_{T,23} < 0$ in der Turbine.
- $3' \rightarrow 1$ isobare Wärmeabfuhr unter Abgabe von $\dot{Q}_{\text{ab},31} < 0$ im Kondensator.

Für den thermischen Wirkungsgrad des Clausius-Rankine-Prozess in Abb. 2.3 gilt nach [4]:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\dot{q}_{\text{zu}} - |\dot{q}_{\text{ab}}|}{\dot{q}_{\text{zu}}} = \frac{|w|}{q_{\text{zu}}} \quad (2.7)$$

2.3 Organic-Rankine-Prozess (ORC)

ORC-Prozesse sind Verfahren für den Betrieb von Dampfkreisprozessen mit anderen Arbeitsfluiden als Wasser. Die Bezeichnung „Rankine-Cycle“ geht auf William Johan Macquorn Rankine zurück, einem schottisch-britischen Physiker und Ingenieur. Als Arbeitsfluide werden dabei Fluide mit hochliegenden Dampfdruckkurven verwendet. Auf Grund der besonderen thermodynamischen Eigenschaften der ORC-Arbeitsfluide sind diese bei geringeren Temperaturpotentialen gegenüber Wasser vorteilhaft. Hierbei ist der niedrige Carnot-Faktor zu berücksichtigen, der den erreichbaren thermodynamischen Wirkungsgrad nach oben begrenzt. Der Organic-Rankine-Cycle ist mit dem Clausius-Rankine-Cycle Kreisprozess identisch. Der Betrieb einer Wärmekraftmaschine, die nach dem Prinzip des ORC-Prozesses arbeitet, umfasst somit mindestens vier grundlegende Aggregate: Die Pumpe, der Verdampfer (und gegebenenfalls Überhitzer), die Turbine und der Kondensator. Die Drücke nach dem Dampferzeuger liegen in ORC-Anlagen je nach Arbeitsfluid und Wärmequelle im Bereich zwischen 8 – 20 bar [6]. Dank der niedrigen Drücke in ORC-Anlagen sind die Sicherheitsauflagen deutlich geringer, was wiederum die Betriebskosten sinken lässt [7]. Die Verdampfungsenthalpie organischer Fluide ist deutlich niedriger als die von Wasser, dadurch ist bei gleicher Wärmemenge ein deutlich höherer Massenstrom notwendig. Je nach Temperatur am Dampferzeugerausgang unterscheidet man bei den ORC-Anlagen zwischen Hoch- und Niedertemperatur-Anlagen. Dabei spricht man ab 150°C von einem Hochtemperatur-ORC [6]. ORC-Anlagen lassen sich auch anhand ihrer Leistung einordnen. Ist die elektrische Leistung kleiner als 300 kW, spricht man von einer ORC-Kleinanlage, ansonsten von einem ORC im großen Leistungsbereich [6]. Die typischen energetischen Wirkungsgrade von ORC-Prozessen liegen bei 10-20% [1]. Sie sind deutlich geringer, als es bei klassischen Clausius-Rankine-Prozessen üblich ist. Es muss dabei natürlich berücksichtigt werden, dass durch die geringere Temperaturdifferenz von Wärmezufuhr und -abfuhr der Carnot-Wirkungsgrad bei ORC-Anlagen deutlich geringer ist. In ORC-Anlagen wird, im Gegensatz zum Clausius-Rankine-Prozess, das Arbeitsfluid oft gar nicht oder nur sehr wenig überhitzt [7]. Das liegt daran, dass das Druckverhältnis in der Expansionsmaschine bei ORC-Anlagen typischerweise deutlich geringer ist [7]. Werden trockene Arbeitsfluide verwendet, senkt eine Überhitzung sogar den Wirkungsgrad, da diese zusätzlich zugeführte Wärme im Kondensator direkt wieder abgeführt werden muss.

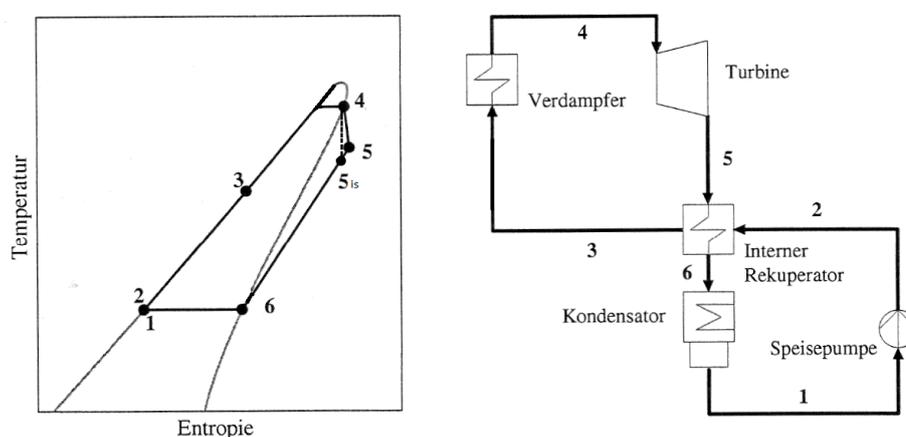


Abbildung 2.5: T, s -Diagramm und Anlagenschema des ORC nach [7]

Dem Kreisprozess in Abbildung 2.5 wird durch einen Verdampfer Wärmeenergie hinzugefügt. Der Wärmestrom, der im Verdampfer an das Arbeitsfluid übertragen wird, setzt sich aus Anergie und Exergie zusammen. Anergie ist die Energieform, die sich in einem technischen Prozess (z.B. einer Wärmekraftmaschine) nicht weiter nutzen lässt. Das Gegenstück zur Anergie ist die Exergie, sie ist der Teil der Energie, die angibt, wie viel mechanische Energie in einem Prozess aus diesem Wärmestrom maximal gewonnen werden kann.

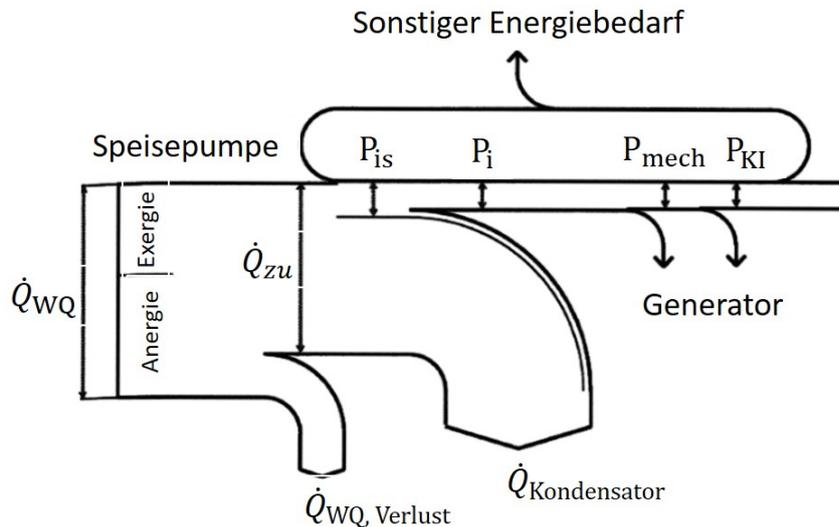


Abbildung 2.6: Energieströme bei der Stromerzeugung aus einem Wärmestrom, nach [7]

In Abb. 2.6 ist der Exergie- und Anergie-Fluss bei der Wandlung von einem Wärmestrom in elektrische Leistung dargestellt. Aus dem bereitgestellten Wärmestrom \dot{Q}_{WQ} kann auf Grund der in Abb. 2.7 dargestellten Grädigkeit des Wärmeübertragers nur ein Teil der Exergie übertragen werden, die Temperatur des wärmeabgebenden Mediums im Verdampfer muss lokal immer größer als die Temperatur des Arbeitsmediums sein.

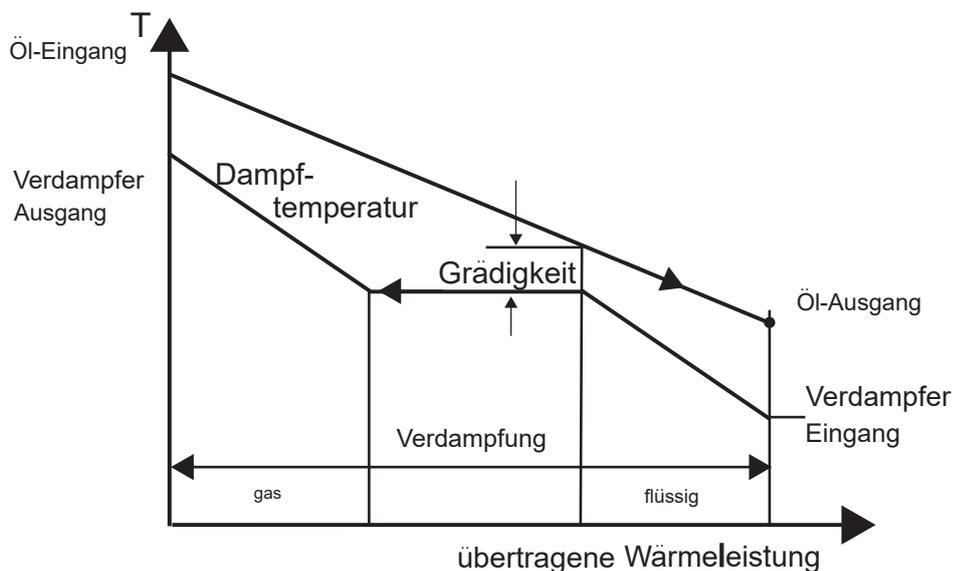


Abbildung 2.7: Temperatur-Wärme Diagramm mit Öl als wärmeabgebendem Fluid

Die Grädigkeit eines Wärmeübertragers ist ein begrenzender Parameter für die Nutzung eines Wärmestrorns und gibt die kleinste Temperaturdifferenz zwischen Arbeitsfluid und wärmeabgebenden Medium an. Eine Verkleinerung des Temperaturunterschieds gelingt nur, indem die Übertragungsfläche vergrößert wird. Die Grädigkeit bewirkt eine Entropieerzeugung, die sich als Exergieverlust des Wärmeübertragers darstellt.

Die Arbeitsfluide, mit denen der am Institut für Thermodynamik aufgebaute ORC im Rahmen der vorliegenden Arbeit als erstes untersucht wurde, sind die SOLKANE® R365mfc und R245fa. In den nächsten Abschnitten werden die Eigenschaften beider Fluide beschrieben.

2.4 Arbeitsfluide

Die Auswahl des jeweiligen Arbeitsmediums des ORC-Kreisprozesses wird in Abhängigkeit des thermodynamischen Verhaltens des Fluides getroffen [8]. Weitere wichtige Auswahlkriterien sind der Preis, die Brennbarkeit und die Thermostabilität des Fluides sowie u. a. die Umweltschädlichkeit und die Giftigkeit des Fluides. Unter Umweltschädlichkeit wird insbesondere eine mögliche Auswirkung auf den Treibhauseffekt verstanden. Als Arbeitsfluide für ORC-Prozesse werden derzeit Fluide aus den Stoffgruppen der Alkane, Halogenalkane, Aromaten und Silikonöle verwendet [9], also organische Kohlenwasserstoffe. Seltener werden anorganische Verbindungen wie Ammoniak eingesetzt. Es werden überwiegend Fluorkohlenwasserstoffe verwendet, wobei die früher eingesetzten Fluorchlorkohlenwasserstoffe seit 1991 gesetzlich verboten sind [10]. Es wurden bereits viele Versuche mit verschiedenen umweltfreundlichen Arbeitsfluiden durchgeführt, welche im Folgenden evaluiert werden. Dabei kam die Gruppe von Guo zum Ergebnis, dass Gemische bei großen Temperaturgradienten von Wärmequelle und Senke bessere thermodynamische Wirkungsgrade ermöglichen. Die Untersuchungen von Hung et al. [11] zu Reinstoffen zeigten, dass nasse Arbeitsfluide mit sehr steilen gesättigten Taulinien im T, s -Diagramm eine höhere Energieeffizienz vorweisen können als trockene Arbeitsfluide [12].

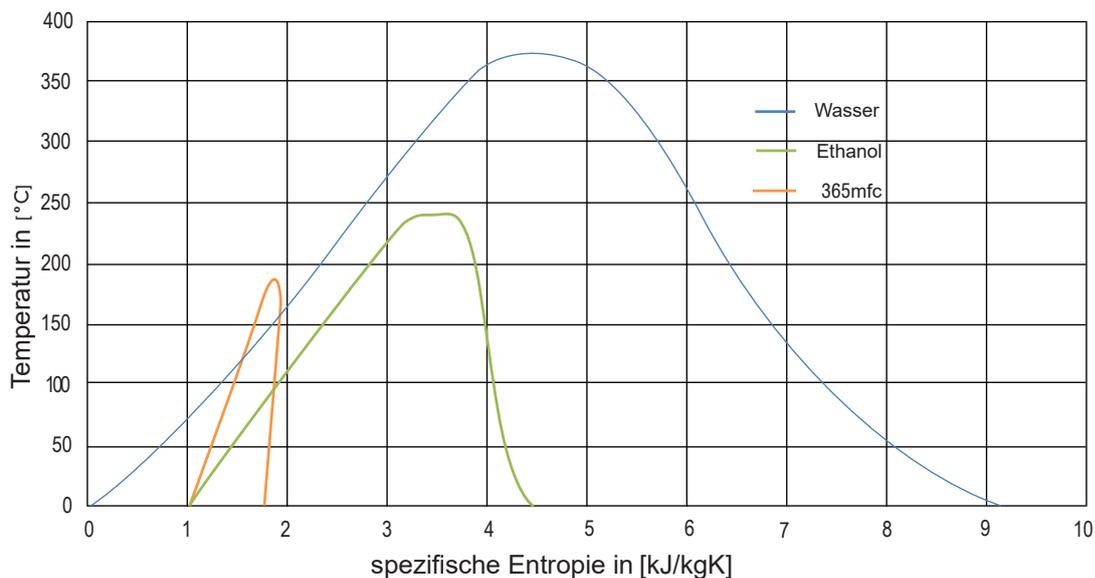


Abbildung 2.8: T, s -Diagramm für verschiedene Arbeitsfluide

Saleh et al. untersuchten 32 Reinstoffe und stellten fest, dass n-Butan unter den dort gegebenen Randbedingungen den höchsten thermodynamischen Wirkungsgrad erreicht [12]. Borsukiewicz-Gozdur et al. untersuchten Gemische aus Propan und Ethan und verglichen diese mit reinem Propan. Dabei liefert das Gemisch stets höhere Leistungen [13]. Ähnliches haben Heberle et al. [14] herausgefunden. Sie untersuchten die Gemische aus Isobutan/Isopentan und R227ea/R245fa. Dabei konnten die Gemische, bei Temperaturen der Wärmequelle von 120 °C, einen thermischen Wirkungsgrad von bis 24% erreichen. Unter Chys et al. [15] fanden Simulationen zu binären und ternären Gemischen statt. Dabei stellten sie fest, dass die Effizienz des Prozesses bei binären Gemischen höher ist. Versuche von Lakew und Bolland haben unter den Reinstoffen die Kältemittel R227ea und R245fa als geeignet für die Wärmequellen mit Temperaturen von 80°C bis 200°C identifiziert [16]. Guo et al. [17] stellten unter zehn untersuchten Reinstoffen fest, dass R245fa zusammen mit R236ea, R601a und Neopentan, die beste Leistungsfähigkeit bei 140°C der Wärmequellen- und 30°C Kondensationstemperatur bietet.

Huran et al.[18] untersuchte sechs organische Fluide, wobei sich R245fa als das geeignetste Fluid herausstellte. Dies bestätigen Baral et al. [19] bei Versuchen mit 15 Fluiden, worunter R245fa und R134a als geeignet für niedrige und mittlere Temperaturen festgestellt wurden. Attraktivere Leistungsfähigkeiten bieten RC318 und R123, diese haben jedoch ein hohes Ozonabbaupotential (ODP) und eine hohe Treibhausrelevanz (GWP). Mago et al. [20] haben bei Versuchen über 160°C der Wärmequelle festgestellt, dass R113 bessere Wirkungsgrade erreicht als R245fa und R123. Wang et al. haben die optimalen Reinstoff-Arbeitsfluide für verschiedene Temperaturen der Wärmequelle simuliert (siehe Abb. 2.9). Für Temperaturen ab 430 K ist R113 und ab 465 K dann RC318 von der thermodynamischen Leistungsfähigkeit her am besten geeignet [19][20].

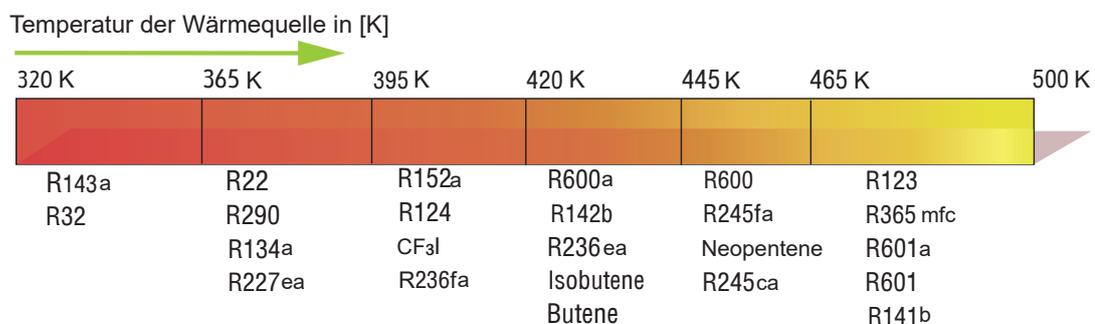


Abbildung 2.9: Optimale Arbeitsfluidauswahl, nach Wärmequellentemperatur aufgeschlüsselt nach [21]

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf der Untersuchung der Arbeitsfluide R245fa und R365mfc und deren Gemisch. Dieses Gemisch gehört zu den zeotropen Gemischen, das heißt zu den Gemischen mit Temperaturgleit ohne azeotropen Punkt. Der Temperaturgleit hat den Vorteil, dass sich das Arbeitsfluid den Wärmequellen und Wärmesenken bezüglich des Temperaturverlaufes besser anpassen kann. Dadurch sinken die Irreversibilität und der Wirkungsgrad steigt, was in Abb. 2.10 veranschaulicht wird [15].

Das T, s -Diagramm zeigt beispielhaft die Kreisläufe für das Gemisch von Pentan und Hexan sowie für den Reinstoff Pentan, zusätzlich sind die Wärmequellen- und Wärmesenkentemperaturen

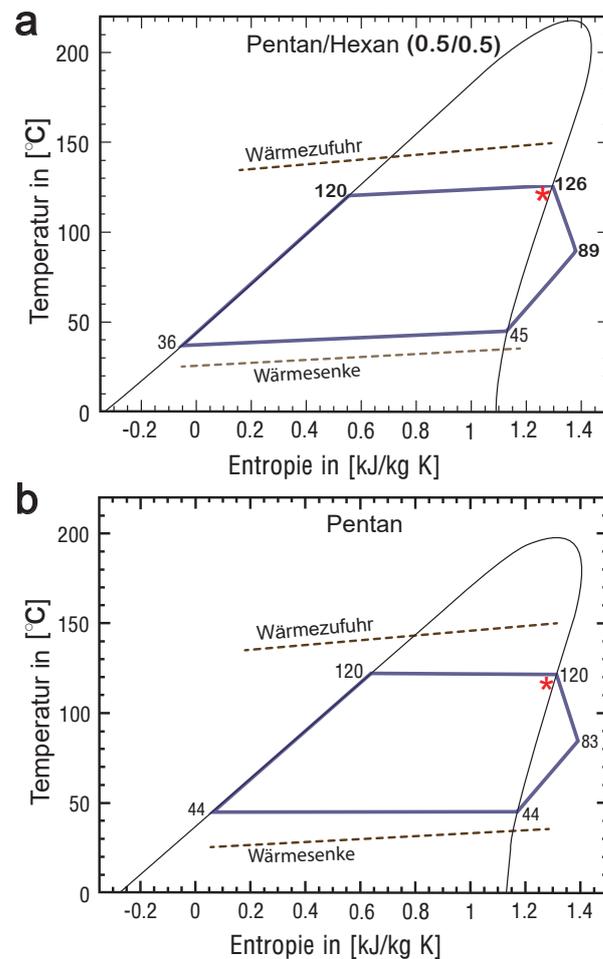


Abbildung 2.10: T, s -Diagramme vom Gemisch aus Pentan und Hexan (a) und dem Reinstoff Pentan (b) nach [15]

ingezeichnet. Beim Gemisch ist zu erkennen, dass der Verlauf der Isobaren im Zweiphasengebiet leicht ansteigt. Dieser Temperaturgleit führt zu den Annäherungen von Wärmequellen- und Wärmesenkentemperaturen zum Kältemittel und somit zu den beschriebenen Reduzierungen der Irreversibilitäten bei der Wärmeübertragung.

2.4.1 Trockene, isentrope und nasse Arbeitsfluide

Die Expansion des dampfförmigen Arbeitsfluids bei Wärmekraftmaschinen bzw. die Kompression des Dampfes bei Kälteanlagen findet in der Nähe der Taulinie statt. Deswegen werden Arbeitsfluide anhand der Steigung der Taulinie im T, s Diagramm in Gruppen eingeteilt. Wie in Abbildung 2.11 zu sehen ist, gibt es drei Gruppen. Arbeitsfluide mit einer negativen Steigung ($dT/ds < 0$) sind nasse Fluide. Trockene Fluide haben eine positive Steigung ($dT/ds > 0$) und isentrope Fluide weisen eine sehr große Steigung ($dT/ds \rightarrow +\infty$) auf.

Bei ORC-Anlagen werden vor allem trockene und isentrope Fluide verwendet [8]. Mittlerweile kommen ca. 50 Reinstoffe für ORC-Anlagen in Betracht [15]. Untersuchungen ergaben, dass besonders die Differenz der kritischen Temperatur zur Temperatur der Wärmequelle einen Einfluss auf die Leistung und die Effizienz einer ORC-Anlage hat [22]. Ebenso wurde festgestellt, dass

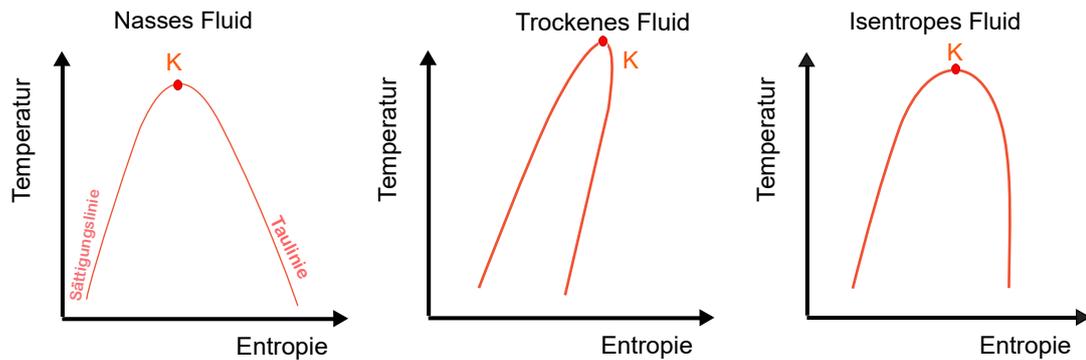


Abbildung 2.11: T, s -Diagramm eines nassen, isentropen und trockenen Fluides

das Verhältnis zwischen Dampfdruck p^s und dem kritischen Druck p_{kr} einen Einfluss auf die maximale Nutzleistung ausübt. Im Allgemeinen erreichen Anlagen mit kürzeren Kohlenwasserstoff-Molekülen als Arbeitsfluide bei Druckverhältnissen zwischen 4,0 und 5,0 die größten Nutzleistungen [23]. Zu den neueren Untersuchungen gehören Nanofluide, Dispersionen von Nanopartikeln in organischen oder anorganischen Wärmeträgerfluiden. Diese ergaben für eine einprozentige Nanopartikelkonzentration eine Reduktion der Wärmeübertragungsfläche und einen gesteigerten Druckabfall [24]. Für die folgende Arbeit werden, wie bereits erwähnt, die Fluide R365mfc und R245fa untersucht, die auf Grund ihrer guten Verfügbarkeit und somit niedrigen Preis sowie eines nicht vorhandenen Ozonabbaupotentials in der Industrie bereits bekannt sind. Des Weiteren weisen die Fluide unterschiedliche Eigenschaften auf, sodass sie zur Anlagenuntersuchung besonders von Interesse sind.

In Abbildung 2.12 sind zum einen das Temperatur-Entropie-Diagramm, die Dampfdruckkurven im p, T -Diagramm sowie das Viskosität-Temperatur-Diagramm zur Beurteilung dieser Arbeitsfluide dargestellt. Im folgenden Abschnitt werden die Eigenschaften beider Fluide diskutiert. Bei der Expansion gibt es bei trockenen Arbeitsfluiden keine Probleme, da sogar bei einer idealen isentropen Expansion das überhitzte Dampfgebiet nicht verlassen wird. Dies hat zur Folge, dass die Temperatur des überhitzten Dampfes am Austritt aus dem Expander über der Kondensations-temperatur liegt. Um diese Temperaturdifferenz abzubauen, ist es sinnvoll, vor dem Verdampfer einen Rekuperator einzusetzen (siehe Abb. 2.5). Im Rekuperator wird das flüssige Arbeitsfluid durch den überhitzten Dampf aus dem Expander vorgewärmt. Von Nachteil ist, dass auf Grund der Dampfphase und des daraus resultierenden niedrigen Wärmeübergangskoeffizienten auf der wärmeabgebenden Seite große Wärmeüberträgerflächen benötigt werden [1].

SOLKANE® 365/R365mfc und HFC-245fa

Bei dem Kältemittel R245fa handelt es sich um einen Reinstoff mit der Bezeichnung 1,1,1,3,3-Pentafluorpropan und damit, wie bei R365mfc, um einen Fluorkohlenwasserstoff. Eine geringere Anzahl an CH-Gruppen wirkt sich auf verringerte Van der Waals-Kräfte in Molekül aus. Somit sinken die Schmelz- und Siedepunkte, begründet durch die niedrigeren Bindungskräfte in den Molekülen. Auch stellt R245fa eine geringere Gefahr der Brennbarkeit dar. Es sollen aber keine größeren Mengen des Kältemittels eingeatmet werden, da dieses im Vergleich zu R365mfc eine größere Unverträglichkeit aufweist. In Tabelle 2.1 die Eigenschaften der beiden Kältemittel

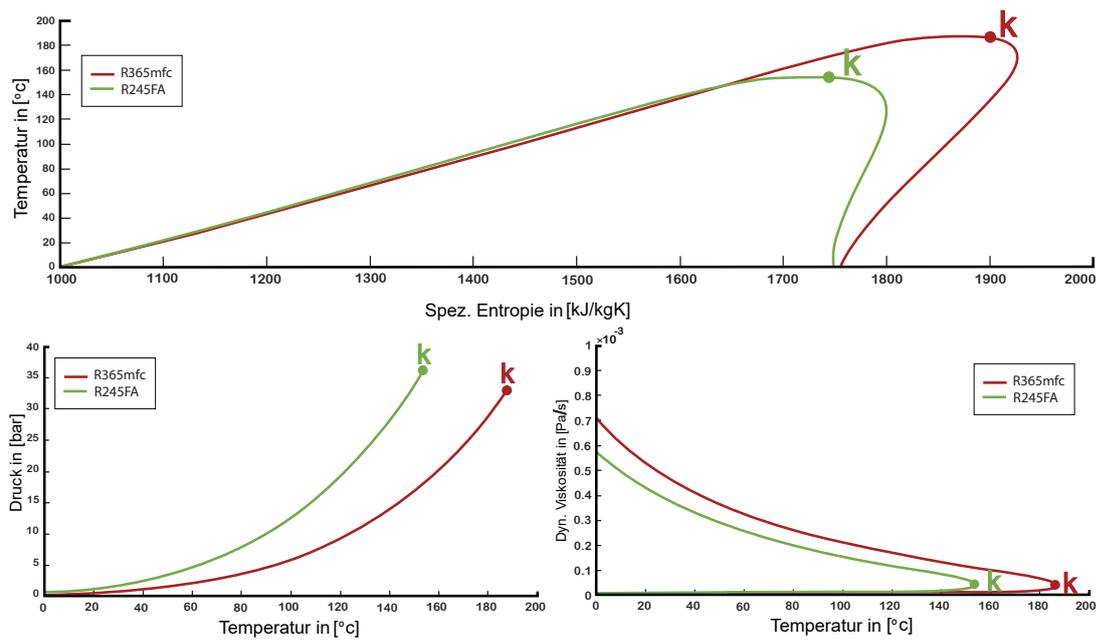


Abbildung 2.12: T, s Diagramm, p, T -Diagramm sowie die Viskosität als Funktion der Temperatur für die Reinstoffe

vergleichend gegenüber gestellt.

Tabelle 2.1: Eigenschaften R365mfc und R245fa [8] [25]

	R365mfc	R245fa
Molmasse [g/mol]	148,1	134
Kritische Temperatur [°C]	186,9	154
Kritischer Druck [bar]	32,7	36,5
ODP	0	0
GWP (100 Jahre)	804	1030
Sicherheitsgruppe	A2	B1
Normalsiedepunkt [°C]	40,2	14,9

2.4.2 Zeotrope Gemische

Ein zeotropes Gemisch hat eine unterschiedliche Zusammensetzung von Flüssigkeit und Dampf während des Siedegleichgewichtszustands. Es gibt keinen Berührungspunkt zwischen Tau- und Siedelinie, sondern einen Temperaturgleit ΔT , siehe (Abb. 2.13). Während des Phasenübergangs gibt es bei konstantem Druck somit keinen isothermen Verlauf, so dass sich das Arbeitsfluid der Temperaturänderung des einphasigen wärmeauf- oder abgebenden Fluids im Wärmeübertrager anpassen kann [26]. Abbildung 2.13 zeigt diesen Zusammenhang am Beispiel des binären Gemisches aus Isobutan und Pentan.

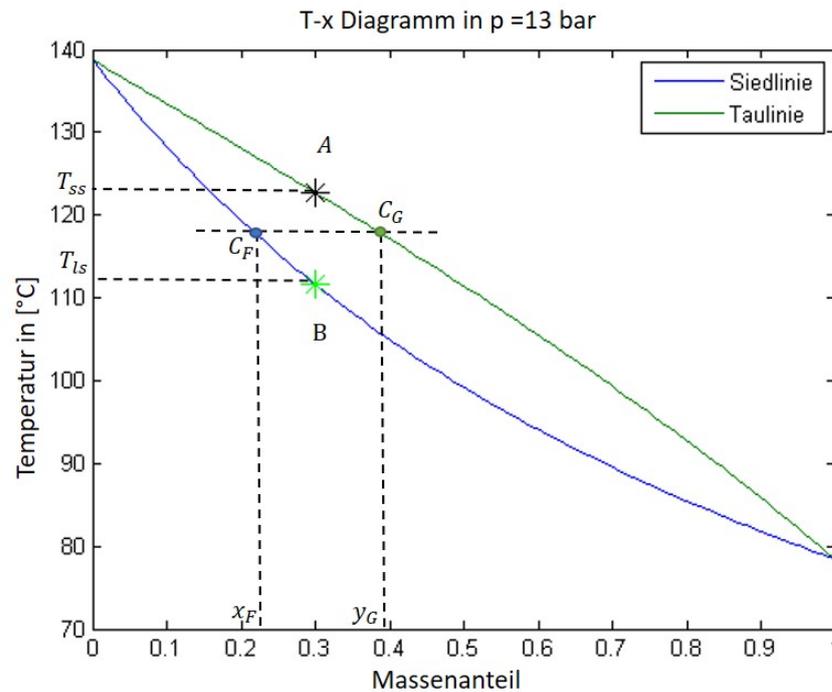


Abbildung 2.13: $T - x$ Diagramm der Gemische Isobutan und Pentan mit Massenanteil 0.3/0.7

R245fa ist ein trockenes Fluid, wie es in Abb. 2.11 beschrieben worden ist. Es wurde in vielen Artikeln, z. B. [27] und [28], als potentieller Reinstoff für ORC-Prozesse untersucht. Zusätzlich wurde es als Gemischkomponente in Simulationsmodellen mit anderen Komponenten z.B. R365mfc (0.485/0.515 Molprozent) [28] und mit R245fa/R601a (0.72/0.28 Massenprozent) [29] untersucht. Ein Vorteil von R245fa ist, dass es vor der Turbine nicht überhitzt werden muss, um den Tropfenschlag zu vermeiden. Ein Nachteil ist jedoch, dass R245fa leicht entflammbar ist. Daher werden Zusätze beigesetzt, die die Entflammbarkeit eindämmen. Bei der Mischung mit R601a kann die Entflammbarkeit komplett unterdrückt werden. Außerdem besitzt R245fa einen GWP von 1030, während R601a einen niedrigen GWP von 20 hat [30].

Tabelle 2.2: Zusammenfassung der bisher untersuchten Gemische in ORC-Prozessen

Gemisch	Massenzusammensetzung	Referenz
R22/R114	0.7/0.3	[5]
Propan/R601a	0.5/0.5	[5]
R141b/RC318	0.9-0.3/0.1-0.7	[31]
R32/R134a	0.3/0.7	[21]
R245fa/R152a	0.9, 0.7/0.1, 0.7	[32]
Isobutan/R601a		[33]
R227ea/R245fa		[33]
R245fa/R365mfc		[34]
R245fa/R601a		[34]
Isobutan/R601a		[34]
R245fa/Pentan		[34]
R601a/Isohexan		[34]
Pentan/Hexane		[34]
R601a/Cyclohexan		[34]
R245fa/R601a/isohexan		[34]
R601a/Isohexan/Cyclohexan		[34]
R245fa/Pentan/Hexan		[34]
R601a/Isohexan/Cyclohexan		[34]
R125/R134a	0.799/0.201	[35]
R125/R227ea	0.803/0.197	[35]
R125/R236ea	0.940/0.060	[35]
R125/R245fa	0.939/0.061	[35]
R125/R601a	0.3/0.7	[36]

Tabelle 2.3: Alle Fluide aus den Versuchen von Chys et al [15]

Nr.	Arbeitsfluid	Zusammensetzungen	$P_{el}[\%]$	$\eta_{th}[\%]$
1	Isobutan	1	248	8,58
2	R245fa	1	244	9,61
3	R365mfc	1	240	10,40
4	Isopentan	1	238	10,38
5	Isohexan	1	236	10,73
6	Pentan	1	237	10,48
7	Hexan	1	235	10,77
8	Cyclohexan	1	229	10,85
9	Cyclopentan	1	228	10,63
10	Toluol	1	225	10,86
11	4-8	0.87/0.13	284	11,57
12	4-7	0.75/0.25	281	10,58
13	2-6	0.32/0.68	275	11,12
14	4-5	0.47/0.53	272	11,49
15	1-4	0.26/0.74	276	10,99
16	6-7	0.54/0.46	272	11,55
17	2-3	0.41//0.59	269	10,82
18	2-4	0.28//0.72	268	10,82
19	2-4-5	0.64/0.17/0.19	292	11,52
20	2-6-7	0.61/0.30/0.09	272	11,67
21	4-5-8	0.80/0.09/0.11	283	11,74

2.5 Stoffdaten und Zustandsgleichungen

Um die für die Messdaten-Auswertung und für die Simulation notwendigen Stoffdaten zu berechnen, gibt es unterschiedliche Datenbanken, wie REF-PROP, FLUIDCAL oder CHEMCAD. Die Abweichung zwischen REFPROP und der anderen Datenbanken wurde in verschiedenen Veröffentlichungen verglichen. Heberle [14] hat z. B. die Abweichungen zwischen REFPROP und STANMIX für unterschiedliche Kältemittel analysiert. Die mittlere Abweichung zwischen REFPROP und den weiteren verfügbaren Daten liegt bei 0.9%. Für die nachfolgenden Berechnungen wird REFPROP als Stoffdatenbank verwendet [37].

Für R365mfc wird für die Fundamentalgleichung, die in REFPROP hinterlegt ist, auf die Publikation von Lemmon und Span [38] zurückgegriffen, welche eine Fundamentalgleichung in Form der Helmholtz-Energie bereitstellt. Die Stoffdaten für R245fa basieren in REFPROP ebenfalls auf einer Funktion der Helmholtz-Energie und sind der Veröffentlichung von Akasaka, Zhou und Lemmon [39] entnommen. Für die Berechnung der Stoffdaten des Gemisches aus R365mfc/R245fa wurde die Mischungsregel KW0 mit den Parametern $\beta_T = 1$, $\gamma_T = 0,99581$, $\beta_v = 1$, $\gamma_v = 1,0031$ [40] verwendet. Das neue Mischungsmodell, das für Erdgase und andere Mischungen entwickelt wurde, basiert auf einer Multi-Fluid-Näherung, die sich in der reduzierten freien Energie α ausdrückt:

$$\alpha(\delta, \tau, \tilde{x}) = \alpha^0(\rho, T, \tilde{x}) + \alpha^r(\delta, \tau, \tilde{x}). \quad (2.8)$$

Der α^0 -Teil beschreibt die Eigenschaften der idealen Gasmischung bei einer gegebenen Mischungsdichte ρ , Temperatur T und molaren Zusammensetzung \tilde{x} gemäß

$$\alpha^0(\rho, T, \tilde{x}) = \sum_{i=1}^N x_i [\alpha_{oi}^0(\rho, T) + \ln x_i] \quad (2.9)$$

und der Residualanteil α^r der reduzierten freien Helmholtz-Energie des Gemisches ist gegeben durch

$$\alpha^r(\delta, \tau, \tilde{x}) = \sum_{i=1}^N x_i \alpha_{oi}^r(\delta, \tau) + \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N x_i x_j F_{ij} \alpha_{ij}^r(\delta, \tau), \quad (2.10)$$

wobei δ die reduzierte Mischungsdichte und τ die inverse reduzierte Mischungstemperatur ist:

$$\delta = \frac{\rho}{\rho_{\tilde{x}}}, \quad \tau = \frac{T_r(\tilde{x})}{T}. \quad (2.11)$$

Die reduzierten Mischungsgrößen δ und τ werden aus Gl.2.11 mit Hilfe der zusammensetzungsabhängigen Reduktionsfunktionen für die Mischungsdichte berechnet.

$$\frac{1}{\rho_r(\tilde{x})} = \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N 2x_i x_j \beta_{\nu,ij} \gamma_{\nu,ij} \frac{x_i + x_j}{\beta_{\nu,ij}^2 x_i + x_j} \frac{1}{8} \left(\frac{1}{\rho_{c,i}^{1/3}} + \frac{1}{\rho_{c,j}^{1/3}} \right)^3, \quad (2.12)$$

daraus wird die Mischungstemperatur:

$$T_r(\tilde{x}) = \sum_{i=1}^N x_i^2 T_{c,i} + \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N 2x_i x_j \beta_{T,ij} \gamma_{T,ij} \frac{x_i + x_j}{\beta_{T,ij}^2 x_i + x_j} (T_{c,i} T_{c,j})^{0,5}. \quad (2.13)$$

Die Gleichungen 2.12 und 2.13 sind vereinfachte Formulierungen, die durch die Verwendung der Doppelsummen Rechenzeit sparende Algorithmen ermöglichen. Die binären Parameter $\beta_{\nu,ij}$ und $\gamma_{\nu,ij}$ in Gl. 2.12 und $\beta_{T,ij}$ und $\gamma_{T,ij}$ in Gl.2.13 werden an Daten für binäre Mischungen angepasst. Die Grenzen der Gültigkeit liegen zwischen den Temperaturen von $-34,15\text{ °C}$ und $226,85\text{ °C}$ und dem maximalen Druck von 350 bar. Die Unsicherheiten in der Gasphase werden in der Literatur mit 1% angegeben. Ebenso werden die Unsicherheiten der Wärmekapazitäten mit 10% angenommen [38]. Die Gleichung für R245fa gelten für Temperaturen zwischen $-102,1\text{ °C}$ bis $166,85\text{ °C}$ und Drücken bis 2000 bar. Die Unsicherheiten sind für die Dichte mit bis zu 1% und für andere Eigenschaften maximal bis 5% angegeben [41].

2.6 Wärmeübertragung

In technischen Anwendungen spielt der Wärmeübergang eine zentrale Rolle. Dieser findet in Richtung fallender Temperaturen über Systemgrenzen hinweg statt. Es werden nach Baehr[5] drei Arten der Wärmeübertragung unterschieden: Wärmeleitung, Konvektiver Wärmeübertragung und Wärmestrahlung. Diese werden im Folgenden kurz erläutert. Der Effekt der Wärmestrahlung kann in dieser Arbeit vernachlässigt werden, da bei ORC-Anlagen kein sehr hohes Temperaturniveau herrscht.

Wärmeleitung

In einem System findet zwischen benachbarten Molekülen ein Wärmetransport durch Wärmeleitung statt, wenn ein Temperaturgradient vorliegt. Der Energietransport findet über molekulare Wechselwirkungen zwischen den Molekülen statt. Wenn sich bei einem konstanten Wärmestrom die Temperatur an einem Ort über die Zeit nicht ändert, ist dies eine stationäre Wärmeleitung. Im Gegensatz dazu steht die instationäre Wärmeleitung, welche beispielsweise bei Erwärmen oder Kühlen eines Körpers auftritt [5] [42]. Die eindimensionale, stationäre Wärmeleitung kann durch das Fourische Gesetz beschrieben werden:

$$\dot{Q} = -\lambda \cdot A \cdot \frac{\delta T}{\delta x}. \quad (2.14)$$

Der Wärmestrom \dot{Q} wird dabei durch die Wärmeleitfähigkeit λ , die wärmeübertragende Fläche normal zur Richtung des Wärmestroms A , und den Temperaturgradienten (hier eindimensional in x-Richtung) beschrieben [43]. Der Wärmedurchgangskoeffizient k beschreibt den Wärmedurchgang von einem Fluid F_1 durch eine Wand in ein zweites Fluid F_2 durch die Gleichung:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{F1}} + \frac{1}{\alpha_w} + \frac{1}{\alpha_{F2}} \quad (2.15)$$

mit

$$\alpha_w = \frac{\lambda}{s} \quad (2.16)$$

α_w beschreibt den Wärmewiderstand der Wand als Quotient aus der Wärmeleitfähigkeit λ und der Wandstärke s , α_F den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten der Fluide.

Konvektiver Wärmeübergang

Für Wärmeübertrager ist besonderes der konvektive Wärmeübergang von Bedeutung. Es handelt sich um eine Überlagerung von Wärmeleitung und transportierter Energie durch das strömende Fluid. Somit hängt der konvektive Wärmeübergang von den Stoffwerten eines Fluides, den Prozessparametern dem Strömungsprofil des Fluids und der Oberflächenbeschaffenheit der Wand ab.

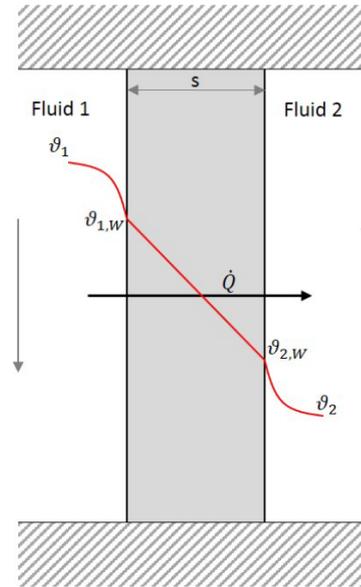


Abbildung 2.14: Wärmeübertragung durch eine ebene Wand [43]

Der Wärmestrom \dot{Q} beim Wärmedurchgang durch eine ebene Wand mit zwei konvektiven Wärmeübergängen aus Abb. 2.14 kann wie folgt quantitativ beschrieben werden [43].

$$\dot{Q} = \alpha_{F1} \cdot A \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_{w,1}) = \alpha_{F2} \cdot A \cdot (\vartheta_{w,2} - \vartheta_2) \quad (2.17)$$

wobei α der Wärmeübergangskoeffizient, $\vartheta_{w,i}$ die Temperatur an der Wand und ϑ_i die Temperatur im Kern vom Fluid i beschreiben. Der Wärmeübergangskoeffizient ist eine lokale Größe und vom Temperaturprofil des Fluids in Wandnähe abhängig, welches jedoch meist nicht hinreichend genau bekannt ist. Durch Messungen und hierdurch aufgestellte empirische Korrelationen lässt sich der Wärmeübergangskoeffizient näherungsweise berechnen. Die dimensionslose Kennzahl für den Wärmeübergang ist die Nusselt-Zahl. Sie ist bei erzwungener einphasiger Strömung eine Funktion der Reynolds- und der Prandtl-Zahl sowie der Geometrie:

$$Nu = f(Re, Pr) = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda}. \quad (2.18)$$

Sie unterscheidet sich grundlegend für freie und erzwungene Konvektion. Temperatur und daraus resultierende Dichteunterschiede erzeugen bei der freien Konvektion die Strömung im Fluid, wobei bei Gemischen auch Konzentrationsgradienten Dichteunterschiede verursachen. Bei der erzwungene Konvektion sorgen meist Pumpen für einen Druckunterschied und somit für eine Strömung. Die Reynoldzahl ist das Verhältnis von Trägheits- zu Reibungskräften in der Strömung

und beschreibt die erzwungene Konvektion:

$$Re = \frac{\omega \cdot L}{\nu}. \quad (2.19)$$

ω ist hierbei die charakteristische Strömungsgeschwindigkeit, L die charakteristische Länge. Das Verhältnis der kinematischen Viskosität ν zur Temperaturleitfähigkeit a wird als Prandtl-Zahl bezeichnet [42]

$$Pr = \frac{\nu}{a}. \quad (2.20)$$

Einphasige Wärmeübergang nach Gnielinski

Im VDI-Wärmeatlas [42] für einphasige Rohrströmung unterscheidet Gnielinski die Laminare Rohrströmung (Reynoldszahl kleiner 2300), die turbulente Rohrströmung (Reynoldszahl größer 10^4) und einen Übergangsbereich (Reynoldszahl zwischen 2300 und 10^4). Die Gnielinski-Korrelation für laminare, hydrodynamisch ausgebildete Rohrströmung mit konstanter Wandtemperatur gibt die mittlere Nusselt Zahl an:

$$Nu_{m,\vartheta,1} = 3,66 \quad (2.21)$$

$$Nu_{m,\vartheta,2} = 1,615 \cdot \left(Re \cdot Pr \frac{d_h}{l} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.22)$$

$$Nu_{m,\vartheta} = [Nu_{m,\vartheta,1}^3 + 0,7^3 + (Nu_{m,\vartheta,2} - 0,7)^3]^{\frac{1}{3}}. \quad (2.23)$$

In obenstehender Korrelation 2.23 stehen Re für die Reynoldszahl, d_h für den hydraulischen Durchmesser, Pr für den Prandtl Zahl und l für die Rohrlänge. Gnielinski schlägt für den Wärmeübergang bei ausgebildeter turbulenter Strömung die mittlere Nusselt Zahl:

$$Nu_{m,T} = \frac{\frac{\xi}{8} \cdot Re \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}})} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_h}{l} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \quad (2.24)$$

mit

$$\xi = (1,8 \cdot \lg(Re) - 1,5)^{-2}. \quad (2.25)$$

vor. Letztlich wird für den Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Strömung die mittlere Nusselt Zahl gemäß Gl.2.26 verwendet:

$$Nu_m = (1 - \gamma) \cdot Nu_{m,L,2300} + \gamma \cdot Nu_{m,T,10^4}. \quad (2.26)$$

Zur Berechnung der Nu_m sollte zuerst γ nach der Gleichung 2.27 berechnet werden:

$$\gamma = \frac{Re - 2300}{10^4 - 2300}, \quad (2.27)$$

danach lässt sich $Nu_{m,L,2300}$ nach Gl. 2.28 herleiten,

$$Nu_{m,L,2300} = [49,371 + (Nu_{m,\vartheta,2,2300} - 0,7)^3 + Nu_{m,\vartheta,3,2300}^3]^{\frac{1}{3}} \quad (2.28)$$

mit

$$Nu_{m,\vartheta,3,2300} = \left[\frac{2}{1 + 22 \cdot Pr} \right]^{\frac{1}{6}}. \quad (2.29)$$

Bei konstanter Wärmestromdichte gilt für den laminaren Bereich Gl. 2.30:

$$Nu_{m,L,2300} = [83,326 + (Nu_{m,q,3,2300} - 0,6)^3 + Nu_{m,q,3,2300}^3]^{\frac{1}{3}}. \quad (2.30)$$

Die mittlere Nußelt-Zahl $Nu_{m,q,3,2300}$ berechnet sich nach Gl. 2.31, wie folgt:

$$Nu_{m,q,3,2300} = 0,924 \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \left(2300 \cdot \frac{d_h}{l} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.31)$$

und letztlich wird $Nu_{m,T,10^4}$ wie folgt berechnet:

$$Nu_{m,T,10^4} = \frac{\frac{0,0308}{8} \cdot 10^4 \cdot Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{0,0308}{8}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_h}{l} \right)^{\frac{2}{3}} \right]. \quad (2.32)$$

2.7 Expansionsmaschinen

Expansionsmaschinen stellen das Gegenstück zu Kompressoren dar. In diesen expandiert ein unter Druck stehendes Fluid und leistet Arbeit bei gleichzeitiger Druck- und Temperaturabnahme. Die richtige Auswahl des Expanders unterliegt vielen Kriterien, wie das zugrundeliegende Arbeitsfluid, die Größe der Anlage sowie ihre Arbeitsbedingungen. Auch die Größe und Geometrie der Expansionsmaschine haben einen maßgeblichen Einfluss auf die mechanische Leistung und den Wirkungsgrad. Diese unterscheiden sich weiterhin in wesentlichen Eigenschaften wie Effizienz, Verschleiß, Wartbarkeit, Arbeitsprinzip, die bearbeitbare Enthalpiedifferenz, das bearbeitbare Druckverhältnis, das Lager, Kühlkonzept, Schmier- und Dichtkonzept sowie die Art der Kopplung an das Netz. Unter den Lagerkonzepten haben sich aktuell Wälz- sowie Gleitlager durchgesetzt, da diese preiswert hergestellt werden können. Nachteilig ist, dass diese eine Kühlung benötigen und ausreichend geschmiert werden müssen. Vereinzelt werden daher in modifizierten Turbomaschinen Magnetlager eingesetzt, die auf Grund ihrer Funktionsweise auf ein Schmier- und Kühlsystem verzichten können. Allerdings sind diese drehzahlbeschränkt und benötigen mehr Platz [44]. Auch ist die Wärmeabfuhr des Rotors problematisch [44]. Heutzutage haben sich in der ORC-Technik neben Turbinenexpandern volumetrische Expander durchgesetzt, wobei Turbinenexpander mit isentropen Wirkungsgraden von bis zu 80% grundsätzlich in größeren Anlagen Einsatz finden [44] [45]. In Organic-Rankine-Prozessen kleinerer Leistung können Expander unterschiedlicher Bauarten verwendet werden, vorherrschend sind Schraubenexpander, Kolbenexpander, Rotationskolbenexpander und Scroll-Expander. Der Kreislauf, der im Rahmen dieser Arbeit betrieben wird, arbeitet mit einem Rotationskolbenexpander. In der folgenden Abb. 3.9 ist das Funktionsprinzip der einzelnen Expander-Bauarten dargestellt.

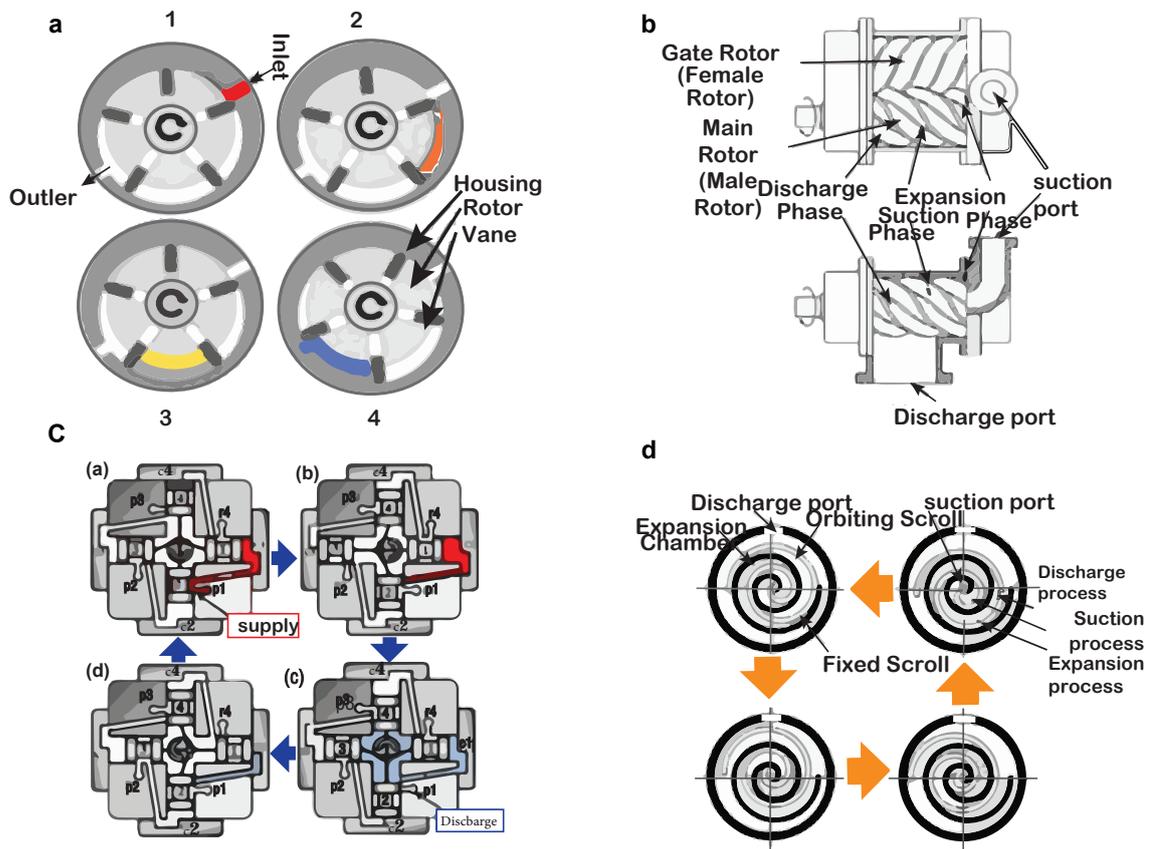


Abbildung 2.15: Expanderbauarten a) Rollkolben- b) Schrauben- c) Kolben- d) Scroll-expander nach [45]

Schrauben-Expander

Schraubenexpander (SE) bestehen meist aus zwei helixförmigen Schrauben, die eine Relativbewegung zueinander ausführen. Im Zwischenraum beider Schrauben expandiert das Arbeitsfluid. Im Vergleich zu Rotationskolbenexpander (RKE) treten geringere Leckage- und Druckverluste auf. Nachteilig sind die hohe Komplexität der Maschine und die damit verbundenen höheren Kosten. Wie RKE auch weisen SE eine gute Verträglichkeit mit zweiphasigen Fluiden auf, wobei die Flüssigkeit als zusätzliche Dichtung zwischen den beiden Schrauben fungiert. Das interne Volumenverhältnis beträgt typischerweise 8-10 [5]. Diese Bauart wird typischerweise in Anlagen mittlerer Größe verwendet (> 10 kW). Die Herstellung kleinerer Anlagen ist durch die komplizierte Fertigung und die damit verbundenen erhöhten Kosten nur bedingt wirtschaftlich. In bisherigen Untersuchungen wurden isentrope Wirkungsgrade von 20% bis 70% bei einem Druckverhältnis von 2-10 erreicht [45]. Aufgrund hoher Drehgeschwindigkeiten muss generell ein Getriebe vor dem Generator geschaltet sein.

Hubkolben-Expander

Die Kolbenexpander erreichen durchschnittlich isentrope Wirkungsgrade unter 50% [45]. Sie weisen eine gute Hitzebeständigkeit auf und sind bis zu 9 MPa und bis 560°C noch einsatzfähig. Mit einer Drehzahl zwischen 600-2000 1/min ist, wie bei den Rotationskolbenexpandern ein direkter Anschluss an einen Generator möglich. Des Weiteren ist eine Unterteilung zwischen radialen und

axialen Kolbenexpandern möglich, bei denen sich axiale Kolbenexpander durch Kompaktheit und geringere Lärmemission auszeichnen.

Scrollexpander

Bei einem Scrollexpander (SCE) wird eine feste Spirale von einer weiteren invertierten Spirale in Orbitalbewegung umkreist. Hierbei entstehen zwischen Innenwand und Schaufeln halbmondförmige Arbeitskammern, die sich bis zum Auslass mit fortschreitender Drehung vergrößern. Scrollexpander besitzen ein eingebautes Volumenverhältnis von 1,5-5 und ein Druckverhältnis von bis zu 15 [45]. Sie können für größere Druckverhältnisse in Reihe geschaltet werden. Durchschnittlich ergaben sich isentrope Wirkungsgrade von 83% [45]. Sie werden in nachgiebige und kinematisch beschränkte Scrollexpander aufgeteilt, die sich in der Schmierung differenzieren. Wie beim asynchronen Schraubenexpander wird ein externer Ölkreislauf benötigt, was sich jedoch positiv auf Reib- und Leckageverlustminderung auswirkt, da das Öl Zwischenräume zusätzlich abdichtet [45]. Die Leckage-Verluste im Scrollexpander unterteilen sich grundlegend in radiale und in Flügelverluste. Im Vergleich zu den anderen Bauarten weisen sie eine geringere Anzahl an beweglichen Teilen auf und sind auf Grund ihrer geringen Kosten sowie der guten Verfügbarkeit in vielen experimentellen Untersuchungen eingesetzt worden [45]. Einzig in ihrer problematischen Abdichtung und der daraus resultierenden Leckage- oder Reibverluste, die die nutzbare Leistung verringert, weisen Scrollexpander Defizite auf und bieten Raum für Handlungsbedarf.

Rotationskolbenexpander

Rotationskolbenexpander (RKE) zeichnen sich durch geringe Kosten, eine relativ einfache Konstruktionsweise, hohe Drehmomentwerte und einen weiten Betriebsbereich aus [45]. Der Expander besteht aus einem Zylindergehäuse, in dem ein exzentrisch aufgehängter Kolben rotiert. Der Kolben wälzt sich auf der Gehäusewandung ab. Im Volumen zwischen Kolben und Wandung befindet sich das Arbeitsfluid. Hervorgerufen durch die Drehbewegung vergrößert sich das Volumen des Zwischenraumes und das Fluid wird expandiert. Da die Expander geringe Drehzahlen aufweisen, können sie direkt mit einem Generator gekoppelt werden.

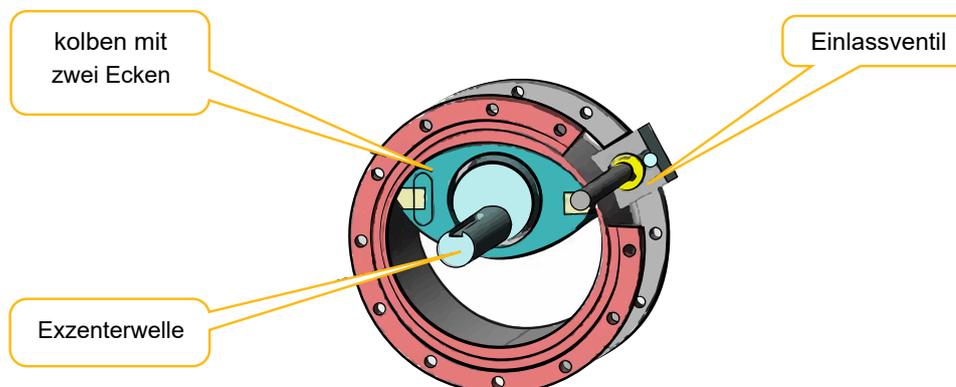


Abbildung 2.16: Funktionsprinzip der Rotationskolbenexpander nach [46]

Die höchsten erreichten isentropen und volumetrischen Wirkungsgrade sind 71% bzw. 57% [47]. Diese relativ geringen Wirkungsgrade können auf interne Leckageströme und Reibungsverluste

zurückgeführt werden. Insbesondere sind Defizite bezüglich ihrer problematischen Schmierung hinzunehmen. Die Arbeitsräume sollten von Schmierfetten oder -ölen ferngehalten werden, da diese einen negativen Einfluss auf den Betrieb des ORC-Prozesses haben. Dies ist jedoch meistens kaum oder nur mit großem Aufwand zu gewährleisten, sodass Folgekosten entstehen. Diese Probleme am Statorgehäuse haben weitere Investitionen in die Entwicklung gehemmt [48]. Material- sowie Geometrieauswahl haben einen maßgeblichen Einfluss auf die Schmierung und die abgegebene Leistung.

Der im Rahmen dieser Arbeit gestellte Expander ist ein Prototyp, der noch einige Probleme aufweist. Durch eine Prüfung der Maschine mit Druckluft wurde eine starke Undichtigkeit festgestellt. Sämtliche aus dem Gehäuse geführten Wellen wiesen einen Leckage-Luftmassenstrom auf. Diesem wurde durch den Austausch der Flachdichtungen und der Wellendichtringe entgegengewirkt. Zur Abdichtung der Wellen wurden vom Hersteller Wellendichtringe der Bauart B1 verwendet. Diese sind nicht für die innerhalb des Expanders auftretenden Drücke geeignet und konnten die Welle nicht hinreichend abdichten. Die Ringe wurden durch Ringe der Bauart AS-P ersetzt, welche für Druckbeaufschlagung geeignet sind. Diese Bauart verwendet eine stärker ausgeführte Dichtlippe mit Federring mit einer zusätzlichen Staublippe. Das Material des Außenrings besteht hier aus Viton / FPM, einem für Temperaturen bis zu 180°C geeigneten Material. Durch die Formbarkeit des Materials wird außerdem eine bessere Dichtwirkung der Außenflächen erreicht. Die Querschnitte beider Wellendichtring-Bauformen sind in Abb. 2.17 gezeigt.

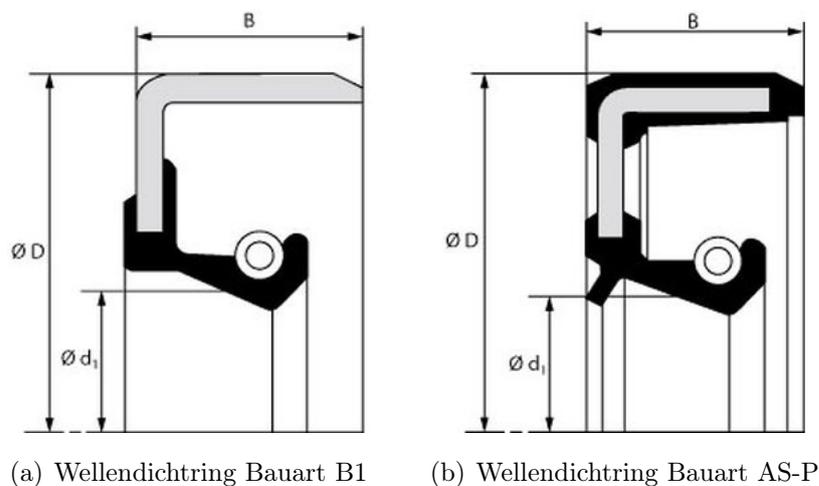


Abbildung 2.17: Wellendichtringe; Vergleich der Bauarten

Für den praktischen Einsatz müssen solche Expander weiterhin folgende Eigenschaften aufweisen:

- Geringe Reibung
- Ruhiger Lauf
- Hohe Lebensdauer
- Schnelle Anpassung an Kundenanforderungen
- Geringe Fertigungskosten

Eine bisher ungedichtete Lagerschale wurde mit Silikonmasse (Elring-Klinger-Dirko) im Gehäuse befestigt und abgedichtet. Auch wurden an den Lagerschalen Flachdichtungen der Bauart Klinger Top-Chem-2000 (PTFE) eingebaut. Dieses Dichtmaterial weist eine hohe Druck- und Temperaturstabilität bei geringen Dickenverlusten auf. Vor dem Einbau wurde zudem von beiden Seiten ein flüssiges Dichtungsmittel aufgetragen, um die Dichtwirkung zu erhöhen. Die Arbeitsräume sollten von Schmierfetten oder -ölen ferngehalten werden, da diese einen negativen Einfluss auf den Prozess haben. Dies ist jedoch meistens kaum oder nur mit großem Aufwand und folglich mit nachfolgenden Kosten zu verhindern.

2.8 Plattenwärmeübertrager

Eine in der Praxis oft verwendete Wärmeübertragungsgeometrie ist der Plattenbauweise. Plattenwärmeübertragern bestehen aus einer Reihe von wellenförmigen geprägten Platten, die zwischen einer feststehenden Stativ- und einer Spanplatte befestigt sind. Die Befestigung kann durch eine Verlötung oder Verschweißung der einzelnen Platten oder aber durch Spannschrauben erfolgen. Entschiedenenes Kriterium für den Druckverlust und die Wärmeübertragung zwischen den Medien ist der Prägungswinkel φ , vgl. Abb. 2.18. Weiche Winkel-Wellen-Platten sind mit einem Winkel im Bereich von $0^\circ < \varphi < 45^\circ$ geprägt, während harte Platten große Winkel von $45^\circ < \varphi < 90^\circ$ aufweisen. Bei weichen Platten stellt sich durch die Strömungsführung ein niedrigerer Druckverlust ein bei der harten Variante.

Für die Berechnung des einphasigen Wärmeübergangs und des Druckverlusts in Plattenwärmeübertragern können die Gleichung nach [42] herangezogen werden. Als charakteristische Länge von Plattenwärmeübertragern gilt der hydraulische Durchmesser:

$$d_h = \frac{4 \cdot \hat{a}}{\varphi} \quad (2.33)$$

Dabei beschreibt \hat{a} die Amplitude des sinusförmigen Wellenmusters der Platten. Die Wellenprägung führt zu einer Vergrößerung der am Wärmeübergang beteiligten Fläche um den Flächenvergrößerungsfaktor ([42]):

$$\Phi(X) \approx \frac{1}{6} \cdot (1 + \sqrt{1 + X^2} + 4 \cdot \sqrt{1 + \frac{X^2}{2}}) \quad (2.34)$$

ϕ wird über eine Näherung in Abhängigkeit von der Wellenzahl bestimmt. Die Wellenzahl brechnet sich zu:

$$X = \frac{2 \cdot \pi \cdot \hat{a}}{\Lambda} \quad (2.35)$$

Die für die Wärmeübertragung relevante profilierte Plattenoberfläche berechnet sich laut [42] zu:

$$A_p = \Phi \cdot B_p \cdot L_p \quad (2.36)$$

Der übertragene Wärmestrom lässt sich über den Wärmedurchgangskoeffizient k mittels der Formel berechnen, wenn kein Wärmetransfer mit der Umgebung stattfindet:

$$\dot{Q} = k \cdot A_p \cdot \Delta T_m. \quad (2.37)$$

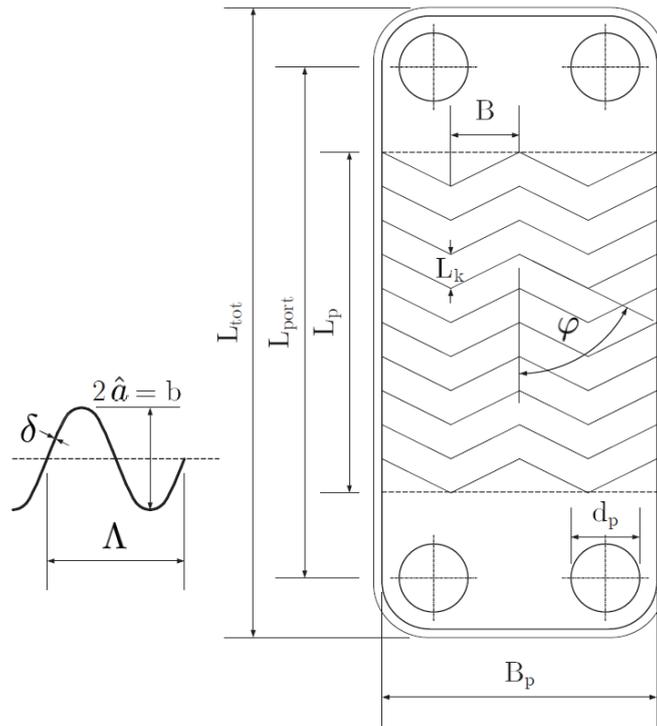


Abbildung 2.18: Parameter am Beispiel einer Platte mit vier Prägungsreihen

Dabei beschreibt ΔT_m die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (2.38)$$

ΔT_1 beschreibt bei einem in Gleichstrom geschalteten Wärmeübertrager die Temperaturdifferenz auf die Eintrittsseite und ΔT_2 die auf der Austrittsseite. Bei der Gegenstromfahrweise muss aus den Temperaturen am Eintritt des einen Mediums und am Austritt des anderen Mediums eine Differenz gebildet werden.

Der Wärmeübergangskoeffizient k ist nach Gl.2.15 für beide Fluide bestimmt. Der Wärmeübergangskoeffizient α jedes der beiden Fluide kann über die Nußelt-Zahl, eine dimensionslose Kennzahl der Wärmeübertragung, berechnet werden:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_h}{\lambda} \quad (2.39)$$

Die Wärmeleitfähigkeit des jeweiligen Fluides wird mit λ bezeichnet und repräsentiert den diffusiven Wärmetransport. Als charakteristische Länge zur Bestimmung der Reynold-Zahl verwendet Martin[49] den hydraulischen Durchmesser:

$$Re = \frac{\rho \cdot \omega \cdot d_h}{\eta} \quad (2.40)$$

Hier wird die Geschwindigkeit ω im Plattenwärmeübertrager über den Volumenstrom im Spalt \dot{V}_{Spalt} berechnet.

$$\omega = \frac{\dot{V}_{\text{Spalt}}}{2 \cdot \hat{a} \cdot B_p} \quad (2.41)$$

N_{Fluid} ist die Anzahl der Spalte, die in Abhängigkeit von der Plattenzahl von einem Fluid durchströmt werden:

$$\dot{V}_{\text{Spalt}} = \frac{\dot{V}_{\text{Gesamt}}}{N_{\text{Fluid}}}. \quad (2.42)$$

Die Prandtl-Zahl ist ein temperaturabhängiger Stoffwert und berechnet sich über den Quotienten aus kinematischer Viskosität ν und die Temperaturleitfähigkeit a . Der Druckabfall im Plattenspalt wird mittels des Druckverlustbeiwertes berechnet:

$$\Delta p = \frac{\xi \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot L_p}{2 \cdot d_h}. \quad (2.43)$$

Für einphasige Wärmeübertragung lässt sich nach Martin [49] der Druckverlustbeiwert ξ in Abhängigkeit des Prägungswinkels φ und der Reynolds-Zahl mittels folgender empirischer Formel annähern:

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = \frac{\cos \varphi}{\sqrt{0,18 \cdot \tan \varphi + 0,36 \cdot \sin \varphi + \xi_0 / \cos \varphi}} + \frac{1 - \cos \varphi}{\sqrt{\xi_1}}. \quad (2.44)$$

Zur Bestimmung der Konstanten ξ_0 und ξ_1 gelten folgende Beziehungen für den laminaren Strömungsbereich mit $Re < 2000$:

$$\xi_0 = \frac{64}{Re}, \quad (2.45)$$

$$\xi_1 = \frac{597}{Re} + 3,85. \quad (2.46)$$

Für den turbulenten Bereich mit $Re \geq 2000$ gilt näherungsweise:

$$\xi_0 = (1,8 \cdot \lg(Re) - 1,5)^{-2}. \quad (2.47)$$

$$\xi_1 = \frac{39}{Re^{0,289}}. \quad (2.48)$$

Eine empirische Gleichung für die Ermittlung der Nusselt-Zahl aus Gl. 2.49 einphasigen Bereich gemäß[50] lautet:

$$Nu = 0,122 \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{\text{wand}}}\right)^{1/6} \cdot (\xi \cdot Re^2 \cdot \sin(2\varphi))^{0,374}. \quad (2.49)$$

Die Viskosität ist unter anderem stark von der Temperatur abhängig, dies wird dies über das Verhältnis der dynamischen Viskosität des Fluides in der Spaltmitte zur dynamischen Viskosität des Fluides an der Plattenoberfläche $\left(\frac{\mu}{\mu_{\text{wand}}}\right)$ berücksichtigt.

Der Wärmestrom, der im Plattenwärmeübertrager pro Plattenspalt übergeben wird, lässt sich mit Gl.(2.37) berechnen. Die zur Wärmeübertragung benötigte Gesamtfläche A lässt sich über diese Fläche A_p multipliziert mit der Plattenzahl N bestimmen.

2.9 Stand des Wissens

In den letzten Jahren haben die ORC-Technologien, bedingt u.a. durch die zunehmende Nutzung von Biogas als regenerative Energie, einen Aufschwung erlebt. Bei der Verstromung von Biogas in Blockheizkraftwerken (BHKWs) entsteht Abwärme, die über eine ORC-Anlage zur zusätzliche Stromerzeugung genutzt wird. In der Regel weisen Biogas-BHKW mit Gasmotor eine elektrische Leistung von einigen MW auf, wobei der elektrische Wirkungsgrad einer solchen Anlagen im Bereich 40% liegt. Somit wird 60% der zugeführten Biogasenergie als Abwärme über das Kühlwasser sowie über die Abgasenthalpie abgeführt, wobei ca. 2/3 dieser Wärmeströme in einem Temperaturbereich von 80°C bis 90°C liegen und nach Möglichkeit für die Beheizung von Wärmenetzen genutzt werden[51]. Die restlichen Abwärmeströme weisen Temperaturen von ca. 450°C bis 500°C auf und können für die Stromerzeugung in einer ORC-Anlage genutzt werden. Die thermische Leistung dieser Abwärme liegt in der Größenordnung von 1-2 MW, so dass bei einem energetischen Wirkungsgrad von ca. 20% eine elektrische Leistung von 200 bis 400 kW erreicht werden kann. Die etablierten turbinenbasierten ORC-Anlagen haben typischerweise eine elektrische Leistung, die diese Größenordnung überschreitet, sodass ein neuer, interessanter Markt für kleinere ORC-Anlagen entstanden ist. Kleinere Anlagen sind auch für industrielle Anwendungen, insbesondere in der chemischen Industrie, von Bedeutung. Abwärmeströme in der chemischen Industrie liegen auf Grund der vielfach bereits durchgeführten Wärmeintegrationsmaßnahmen im niedrigen Temperaturbereich. Nach früheren Untersuchungen [52] spielt das Arbeitsfluid eine entscheidende Rolle für die Effizienz einer ORC Anlage. Gegenwärtig wird viel an zeotropen Gemischen [53] in ORC-Anlagen geforscht, da zeotrope Gemische einen großen Vorteil in Bezug auf die Verringerung der Irreversibilität bei der Wärmeübertragung aufweisen [54]. Ein zeotropes Gemisch weist im Gleichgewichtszustand verschiedene Zusammensetzungen von Flüssigkeit und Dampf auf. Es gibt keinen Berührungspunkt zwischen der Tau- und der Siedelinie. Während der Phasenänderung ist die Temperatur nicht konstant, sondern variabel. Zhao und Bao [54] haben die Wirkung von zeotropen Gemischen in einer ORC-Anlage mit verschiedenen Massenanteilen von R600a mit R601 simuliert und ausgewertet. Die Ergebnisse zeigen, dass die Änderung der Zusammensetzung der zeotropen Gemische eine signifikante Wirkung auf die elektrische Leistung der ORC-Anlage haben, da es zu einer geringeren Leistung des Expanders, einem höheren Energieverbrauch der Pumpe, einer niedrigeren Nettoleistung und einem niedrigeren thermischen Wirkungsgrad kommt. Abadi und Kim 2017 [55] führten Untersuchungen zu einem ORC-Prozess mit zeotropem Gemisch als Arbeitsfluid durch, indem die die Ergebnisse aus 32 Veröffentlichungen auswerteten. Die beiden Forscher bestätigten die bekannte Erkenntnis, dass das zeotrope Gemisch im Allgemeinen einen niedrigeren Wärmeübertragungskoeffizienten als ein Reinstoff aufweist. Deswegen müssen Kondensator und Verdampfer größer ausgelegt werden. Mavrou et al. [56] wählten aus 91 Möglichkeiten 15 Mischungskombinationen für das Arbeitsfluid aus, die eine höhere Betriebsleistung in einem Solar-ORC-System ermöglichen. Die starke Zunahme des Verbrauchs von thermischer, mechanischer und elektrischer Nutzenergie weltweit, verbunden mit ernsthaften Bedenken und Problemen in Umweltfragen, veranlassen Industrie, Organisationen und Regierungen, der effizienten Nutzung erneuerbarer Energien und der Wiederverwendung von Niedertemperatur-Abwärme mehr und mehr Aufmerksamkeit zu widmen.

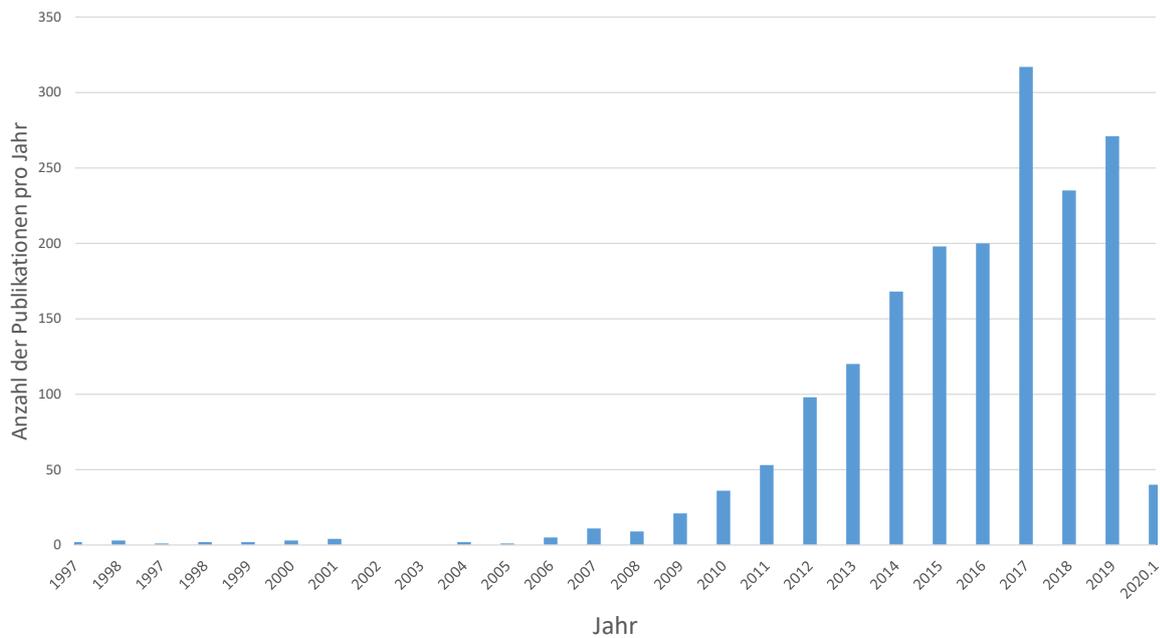


Abbildung 2.19: Anzahl der Publikationen in ScienceDirect, die im dem Titel den Begriff „ORC“ enthalten

Somit hat die Zahl der auf den ORC fokussierten Publikationen seit 2010 dramatisch zugenommen, vgl. Abb. 2.19. Rahbar et al. [57] präsentierten eine umfassende Übersicht über den ORC-Kreisprozess einschließlich der Kreislaufkonfigurationen, der Auswahl der Arbeitsfluide und der Expansionsmaschinen. Aus diesen Übersichten wird erneut deutlich, dass die Wahl und Anpassung des Arbeitsfluids für die ordnungsgemäße und effiziente Funktion eines ORC unerlässlich ist. Von den zahlreichen Forschungspublikationen über den ORC sind viele der thermodynamischen Analyse zur Auswahl geeigneter Arbeitsfluide, der thermodynamischen Modellierung und der Optimierung der ORC-Leistung gewidmet. Es gibt auch eine ganze Reihe von experimentellen Untersuchungen, in welcher eine Messung der Leistungen und Wirkungsgrade u.a. zur Validierung der Modellierung und Simulation durchgeführt wurden. Kosmadakis et al. [58] sichten die experimentellen Arbeiten an kleineren Niedertemperatur-ORC-Systemen und listeten die Daten der Wärme- und Kältequellen, der Arbeitsfluide und der elektrischen Leistungen aus 16 Publikationen auf. Chang et al. [59] fasst einige experimentelle Ergebnisse aus 14 Publikationen zusammen. Fu et al.[60] überprüften mehrere frühere experimentelle Studien zu den ORC-Systemen im Detail und extrahierten die maximale Effizienz und Ausgangsleistung des Expanders und die maximale thermische Effizienz des ORC aus 37 Publikationen. Yang et al.[61] fasst experimentelle Arbeiten aus 20 Publikationen zusammen und listet die Wärmequellen und Arbeitsfluide, Expander- und Pumpentypen, Hauptparameter und Kurzbeschreibungen auf. In den meisten der experimentellen Studien wurden Reinstoffe als Arbeitsfluide im ORC-System verwendet, wobei R245fa ca. 45% der Publikationen zugrunde liegt, R123 28% und R134a 12%. R404A, ein nahezu azeotropes Gemisch aus R125/R143a/R134a (0,44/0,52/0,04 Massenprozent) wurde von Kosmadakis et al.[62],[58] als Arbeitsfluid für ihre experimentelle Untersuchung einer ORC-Testanlage im kleinen Maßstab bei niedriger Temperatur verwendet. Im Gegensatz zu den experimentellen Arbeiten an den reinen Fluiden und an nahezu azeotropen Mischungen sind

veröffentlichte Experimente zur ORC mit zeotropen Mischungen selten. Ein weiteres Kriterium ist die Verwendung von Plattenübertragern (PHE) im ORC-Prozess, insbesondere von gelöteten PHE. 70% der Veröffentlichungen sind wegen seiner Kompaktheit und hohen Wärmeübertragungsleistung mit Plattenwärmeübertragern durchgeführt worden.

Experimentelle Untersuchungen von ORC mit zeotropen Gemischen

Modi und Haglind [63] präsentierten einen Überblick über die jüngsten experimentellen Forschungsarbeiten zur ORC mit zeotropen Mischungen als Arbeitsflüssigkeit, gruppiert nach ihren Anwendungen wie auf Solarenergie basierende Stromsysteme, auf Erdwärme basierende Stromsysteme, Abwärmerückgewinnungssysteme oder generische Studien aus 76 Veröffentlichungen, darunter 37 Mischungen. Abadi und Kim [55] fassen die Untersuchungen an ORC-Systemen mit zeotropen Mischungen als Arbeitsfluid aus 32 Publikationen in umfassenden Tabellen zusammen und diskutierten die Vorteile und Fragen der Verwendung von zeotropen Mischungen in ORC-Kraftwerken. Ihre Untersuchung zeigt, dass Mischungen den Wirkungsgrad erhöhen, da das Temperaturprofil des Arbeitsfluids während des Phasenwechselprozesses im Verdampfer und Kondensator mit dem Temperaturprofil der Wärmequelle und -senke abgestimmt werden kann. Nach ihrer Untersuchung kamen sie zu folgenden Schlüssen: (1) Es hat sich gezeigt, dass die traditionellen Methoden zur Bestimmung der notwendigen thermodynamischen und thermophysikalischen Eigenschaften von zeotropen Gemischen in Teilen ungenau sind. (2) Es gibt keine zuverlässige Referenzen, die den Wärmeübergangskoeffizienten von zeotropen Mischungen liefern. (3) Im Allgemeinen haben die zeotropen Mischungen niedrigere, schlechtere Wärmeübergangskoeffizienten als die Reinstoffe. Daher sind die Größe des Verdampfers und des Kondensators anders als bei Reinstoffen. (4) Eine Zusammensetzungsänderung des zeotropen Gemisches bewirkt einen Temperaturgleit und ist für einen möglichen Leistungsverlust und eine Abnahme des thermischen Wirkungsgrades vom Auslegungspunkt verantwortlich.

Eine sehr systematische Untersuchung der ORC mit zeotropen Mischungen als Arbeitsfluid wurde von Brüggemann und seinem Team durchgeführt. Heberle et al. [64] führen detaillierte Simulationen von Organic-Rankine-Cycle-Prozessen zur Energieumwandlung aus geothermischen Ressourcen mit niedriger Enthalpie durch und berechneten den Wirkungsgrad für Arbeitsfluid-Gemische aus R600a/R601a und R227ea/R245fa. Preißinger et al. [65] untersuchen den ORC-Prozess für geothermische Anwendungen hinsichtlich energetischer, anlagenspezifischer und wirtschaftlicher Aspekte. Ökonomische Analysen zeigen, dass sowohl transkritische ORC-Prozesse als auch zeotrope Mischungen unter subkritischen Bedingungen zu deutlich geringeren Amortisationszeiten selbst unter Berücksichtigung höherer spezifischer Investitionskosten führen. Die experimentelle Untersuchung von Heberle [14] umfasst die Messung der Wärmeübergangskoeffizienten in einem horizontalen Rohr bei Strömungskondensation von R245fa, R365mfc und ihre Mischungen. Weith et al. [66] untersuchen die Anwendung von ORC-Prozessen bei Hochtemperatur-Wärmequellen unter Verwendung der Siloxane Hexamethyldisiloxan (MM), Octamethyltrisiloxan (MDM) und deren Mischungen als Arbeitsfluid. Heberle und Brüggemann [67] bewerteten zeotropen Gemi-

sche für geothermische ORC-Anwendungen und zeigen eine mögliche Effizienzsteigerung von bis zu 20,6% für zeotrope Gemische im Vergleich zum effizientesten reinen Arbeitsfluid. Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten beim Phasenwechsel zeigt jedoch wiederum signifikante Reduzierungen für Mischungen im Vergleich zu reinen Fluiden aufgrund eines zusätzlichen Stofftransports. Heberle und Brüggemann [68] führten eine Fallstudie für eine thermo-ökonomische Analyse eines ORC-Prozesses zur Abwärmenutzung durch, wobei sie R245fa, R600a, R601a und die Mischung R600a/R601a als Arbeitsfluid betrachteten. Für das zeotrope Gemisch führt ein Molanteil von 90% R600a zu den niedrigsten spezifischen Kosten pro Exergieeinheit. Eller et al. [69] führen eine Analyse für zeotrope Mischungen zur Abwärmenutzung durch den Kalina-Kreisprozess und den ORC-Prozess durch mit dem Ergebnis, dass sich der ORC-Prozess mit zeotropen Mischungen in unter- und überkritischer Betriebsweise als überlegen gegenüber dem Kalina-Kreisprozess erweist.

Li et al. [29] berichten über experimentelle Daten für ein organisches Rankine-Kreislaufsystem unter Verwendung von R245fa und R245fa/R601a (0,72/0,28 Massenprozent). Ihre Experimente deuteten darauf hin, dass die Mischung aus R245fa/R601a die Temperaturanpassung zwischen der Wärmequelle und der Arbeitsfluid im Verdampfer aufgrund der nichtisothermen Phasenänderung verbessert. Abadi et al. [70] führten eine experimentelle Studie eines 1kW organischen Rankine-Prozesses mit einer zeotropen Mischung von R245fa/R134a (0,6/0,4 Mol) durch. Ihre Testdaten zeigen, dass die Mischung R245fa/R134a eine höhere Leistung bei niedrigerer Temperatur der Wärmequelle erzeugt. Aber für die Wärmequellentemperaturen bis zu 120°C war die erzeugte Leistung bei reinem R245fa höher als die mit der Mischung. Überraschenderweise zeigen ihre Experimente, dass der Expanderwirkungsgrad und der thermische ORC-Wirkungsgrad für die Mischung niedriger waren als der für R245fa. Dies könnte darauf zurückzuführen sein, dass der Stoffübergangswiderstand dem Nutzen aufgrund der besseren Temperaturanpassung im Kondensator und Verdampfer entgegenwirkt. Weitere Untersuchungen sind dringend erforderlich, um die optimale Systemkonfiguration für den ORC mit einer zeotropen Mischung zu finden.

3 Aufbau der ORC-Versuchsanlage

3.1 Komponenten der Anlage

Die ORC-Anlage am Institut für Thermodynamik in Hannover ist als ein Clausius-Rankine Prozess aufgebaut, bei dem zusätzlich vor dem Eintritt in den Verdampfer ein Rekuperator zur Vorwärmung des Fluides geschaltet ist. Ein weiterer Wärmeübertrager wurde nach dem Kondensator zur Unterkühlung verwendet. In den Abbildungen. 3.2 und 3.1 sind jeweils das Fließbild und die CAD-Zeichnung der gesamten Anlage dargestellt.

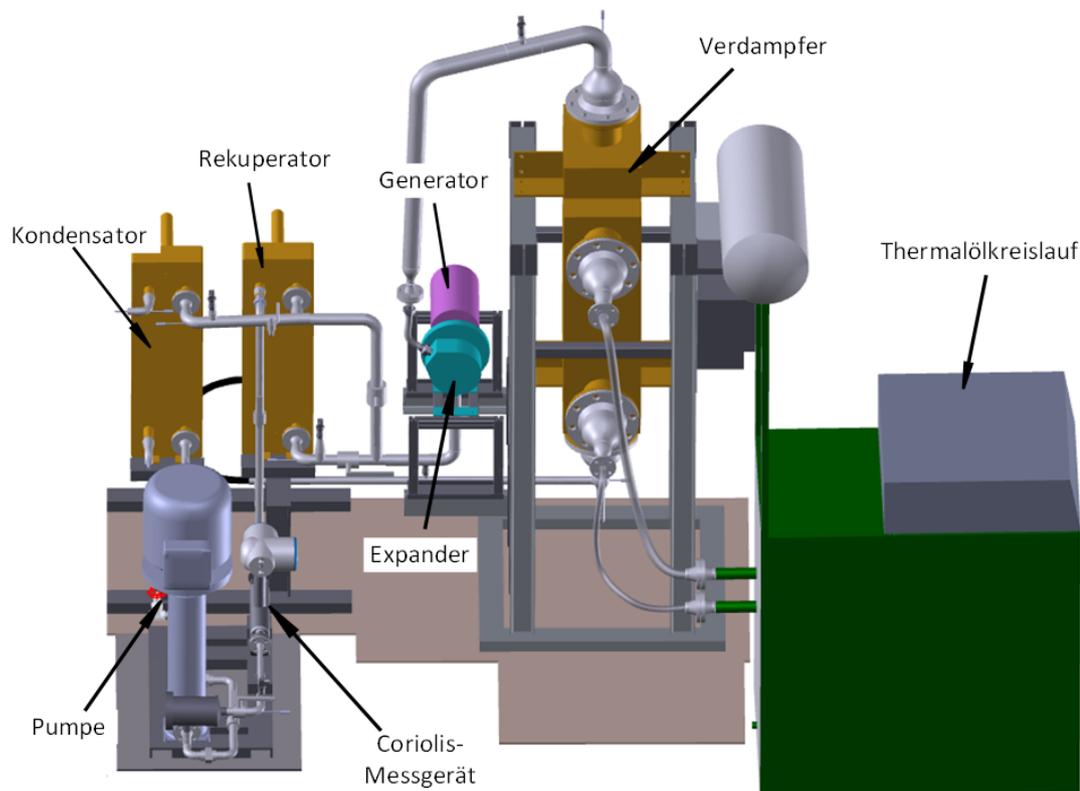


Abbildung 3.1: CAD-Zeichnung des ORC-Prüfstands

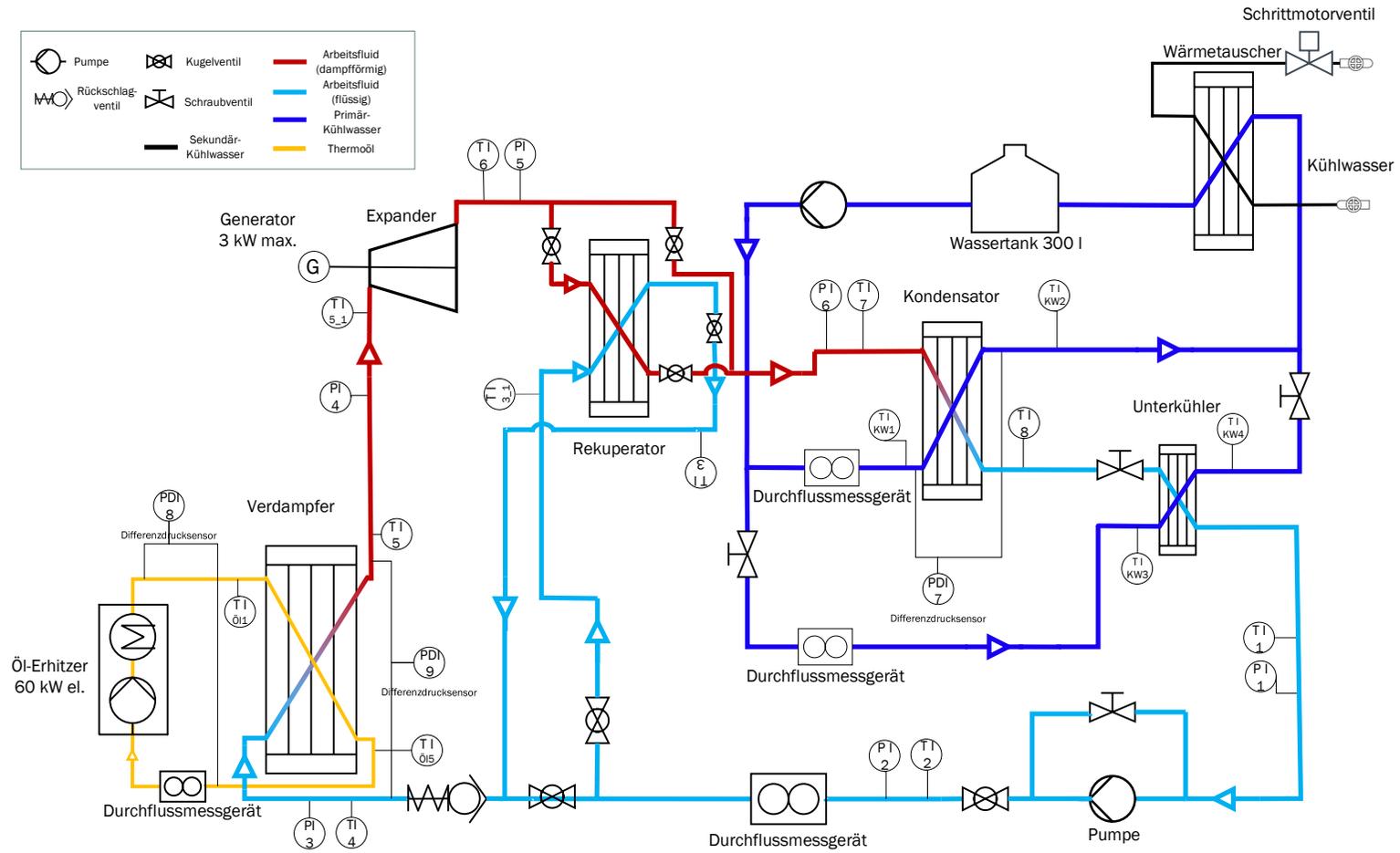


Abbildung 3.2: Fließbild der ORC-Anlage

Für den Prüfstand sind vier voneinander getrennte Kreisläufe zu betrachten. So existieren ein Thermoöl-, ein primärer und sekundärer Kühlwasser- sowie der eigentliche ORC-Kreislauf mit dem Arbeitsfluid. Ein Thermoölerhitzer stellt bei einer maximalen Leistung von 60kW die benötigte thermische Energie die Wärmequelle bereit. Zur primären Kühlung wird Wasser aus einem Wassertank mit einer Kapazität von 300 Liter als wärmeaufnehmendes Fluid, also als Wärmesenke verwendet. Damit das Wasser während des Betriebs eine maximale Temperatur nicht überschreitet, kann über ein elektronisches Schrittmotorventil der Wassermassenstrom im sekundären Kühlkreislauf eingestellt werden, wobei in einem Wärmeübertrager Wärme des primären Kühlwassers an das externe Kühlwasser des sekundären Kreislaufes übertragen wird. Über Kugelventile können einzelne Abschnitte der Anlage geschlossen werden, sodass z.B. ein optionales Zu- oder Abschalten des Rekuperators möglich ist. Auch beim Anfahren der Anlage wird zur Schonung des Expanders ein Bypass genutzt. Um den Phasenzustand visuell zu überprüfen, wurden sowohl vor der Pumpe als auch vor dem Expander und dem Bypass Schaugläser angebracht. Zur Minderung des Verlustwärmestroms wurden alle Rohrleitungen des ORC- und Ölkreislaufes mit Glaswollmatten und einer darübergelegten Schicht aus Aluminiumfolie isoliert. Die Bedeutung einer guten Isolierung wird beispielhaft durch ein Wärmebild in Abb. 3.4 gezeigt.

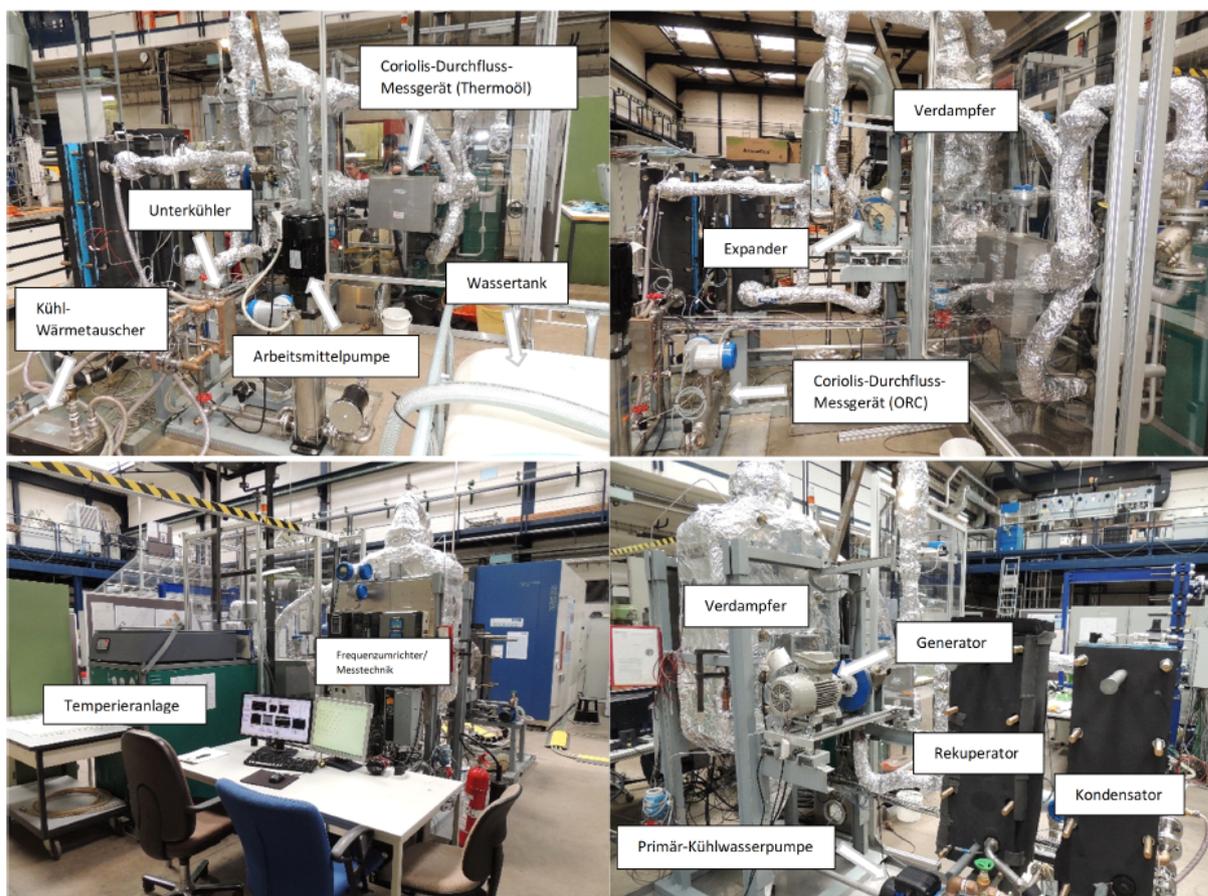


Abbildung 3.3: Fotos der ORC-Anlage mit Bezeichnung der Anlagenteile

In Abb. 3.4 wird ein Wärmebild des Verdampfers gezeigt. Die „Hotspots“ des Verdampfers treten ausschließlich bei den Spannschrauben sowie den Temperatursensorverbindungen auf. Das Arbeitsfluid und das Kühlwasser werden über Kreiselpumpen gefördert, deren Förderraten mit einem Frequenzumrichter in einem Bereich von 0-50 Hz geregelt werden können. Neben den in den

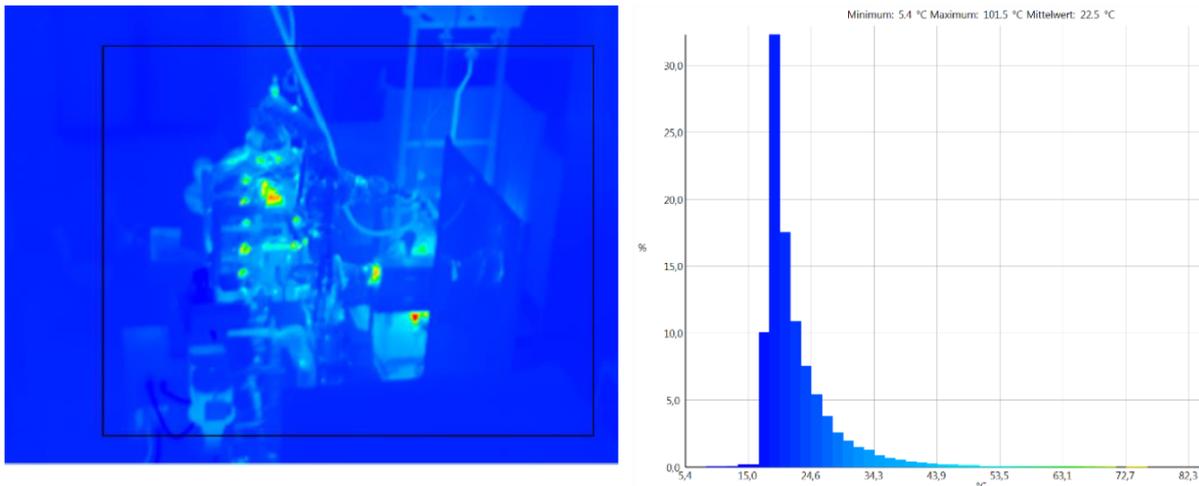


Abbildung 3.4: Wärmebild und Temperaturverteilung der Anlage

Rohren eingebauten PT100-Widerstandstemperatur- sowie den piezoresistiven Drucksensoren werden für das Arbeitsfluid und Thermoöl Coriolis-Durchflussmessgeräte verwendet, um die für die Bilanzierung notwendigen Massenströme zu messen. Diese sind mit „National-Instruments“-Messkarten zur Datenübermittlung an einen PC verbunden. In einem in LabVIEW geschriebenen Programm werden die Temperaturen, Drücke, Durchflussmengen des Arbeitsfluides, Wassers und des Thermoöls, sowie die Pumpen- und Generatorleistung ausgegeben, sowie die Wärmeströme und Enthalpieströme mit Hilfe der Stoffdatenbank-REFPROP ermittelt. Ebenso sind über dieses Programm die Durchflussmengen, die Drehzahlen und das Bremsmoment des Generators einstellbar. Die Parameter werden in einer Textdatei für die anschließende quantitative Auswertung gespeichert.

3.2 Pumpen

Die Druckerhöhung im ORC-Kreislauf erfolgt durch eine Hochdruckpumpe vom Modell EVM 3-26F5/3. Bei der Pumpe handelt es sich um eine mehrstufige Kreiselpumpe in vertikaler Ausführung. Diese kann bis zu 50 Hz betrieben werden. Der Antrieb wird durch einen 3-Phasen Drehstrommotor mit einer maximalen Leistung von 3 kW_{el} realisiert. Ein längerer Betrieb dieser Pumpe von über 160°C muss auf Grund der Gleitringdichtungen vermieden werden, da diese ansonsten beschädigt werden und somit Leckagen auftreten.

3.3 Rekuperator

Für die Wärmeübertragung im Rekuperator wurde ein Plattenwärmeübertrager mit sinusförmiger Wellenberippung des Modells VT10 vom Hersteller Kelvion (ehem. GEA Heat-Exchangers) verwendet. Eine sinusförmige Wellenberippung erhöht die Turbulenz der strömenden Fluide und steigert die Effektivität der Wärmeübertragung. Je nach Betriebswunsch kann der Rekuperator über Kugelventile in den bestehenden Kreislauf eingebunden oder umgangen werden.

Zusätzlich wurden an jedem sechsten Spalt Umlenkplatten angebracht, die dem flüssigen wärmeaufnehmenden Fluid eine größere Wärmeübertragungsfläche ermöglichte. Bei einer Gesamt-

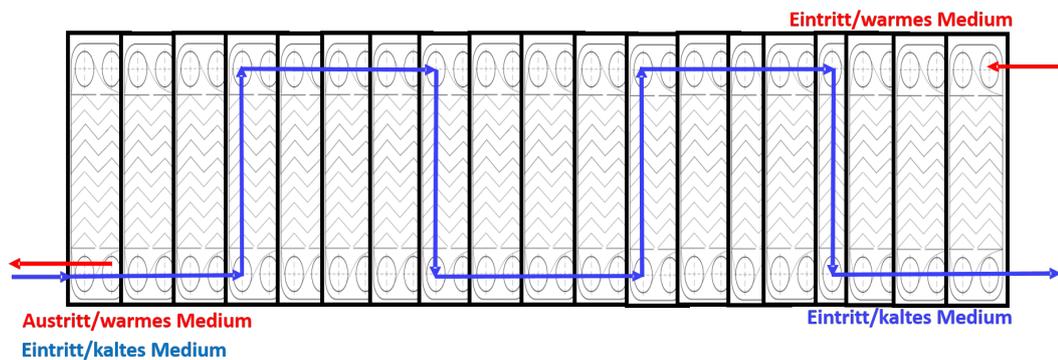


Abbildung 3.5: schematische Darstellung der Umlenkungen im Rekuperator

plattenanzahl von 30 stehen somit 14 Spalte für das warme Medium ohne Umlenkungen und 13 Spalte mit fünf Umlenkungen für das kalte Medium zur Verfügung, so dass jeder Spalt grob mit ähnlichen Re-Zahl durchströmt wurde, vgl. Abb. 3.5. Die letztlich übertragene Wärmemenge kann über das Erweitern oder Entfernen von Platten eingestellt werden.

Tabelle 3.1: Modell VT10 (Kelvion)

Anzahl Platten im Rekuperator	n_{rek}	30
Anzahl Platten im Kondensator	n_{kon}	18
Prägungswinkel Rekuperator	β_{rek}	65
Prägungstiefe	t	2,75 mm
Wandstärke (Stahl)	s	0,6 mm
Plattenfläche im Rekuperator	$A_{\text{min,rek}}$	83,2 mm ²
Plattenfläche im Kondensator	$A_{\text{min,kon}}$	57,6 mm ²

3.4 Kondensator

Der Kondensator ist, wie der Rekuperator, als Plattenwärmeübertrager des gleichen Modells VT10, jedoch mit einem Prägungswinkel von 30° und ohne Umlenkungen ausgeführt. Weiterführende Eigenschaften der in dem Kondensator und Rekuperator verwendeten Platten sind Tabelle 3.1 zu entnehmen. Hierbei wurden 18 harte Platten eingesetzt, so dass jeweils acht Spalte für das wärmeabgebende Arbeitsfluid und neun für das Kühlwasser zur Verfügung standen. Der Kondensator wird im Gegenstrom betrieben, sodass sich alle zu- und ablaufenden Rohrleitungen auf der Stativplatte befinden.

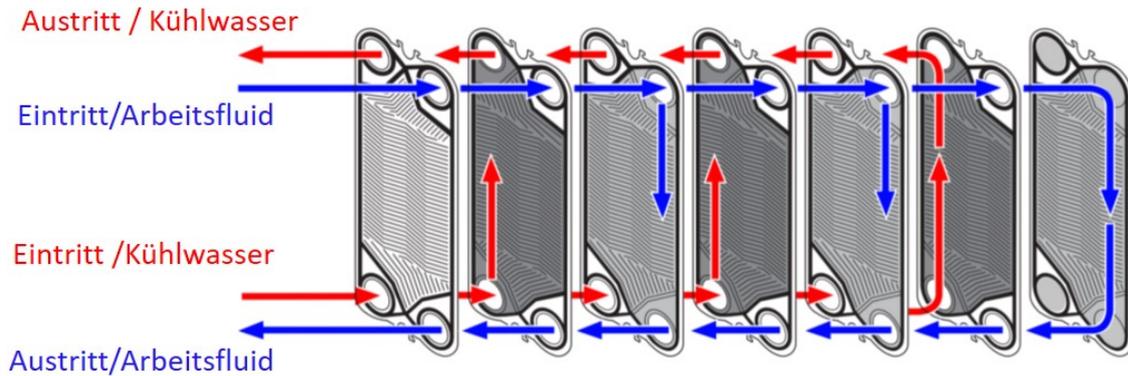


Abbildung 3.6: Schema der Wärmeübertragung im Kondensator

3.5 Rotationskolbenexpander

Das Prinzip von diesem Expander wird bereits seit Jahren erfolgreich in kleinen stationären GuD-Kraftwerken (Gas und Dampf) eingesetzt. In einem GuD-Prozess wird eine offene Gasturbine mit Erdgas oder Heizöl betrieben. Zurzeit untersuchen mehrere Hersteller von Nutzfahrzeugen bzw. Verbrennungsmotoren die Einsatzmöglichkeiten solcher Prozesse zur Effizienzsteigerung für verschiedene Anwendungsbereiche. Im Rahmen dieser Arbeit wurde einen Rotationskolbenexpander der Firma EN3 GmbH untersucht. Laut Hersteller generiert dieser eine maximale Leistung von 2,2 kW und benötigt eine Druckdifferenz zwischen Ein- und Ausgang von mindestens 7 bar. Aus den Untersuchungen ergab sich ein Arbeitsvolumen von ca. 1,41 L (siehe Tabelle 3.2).

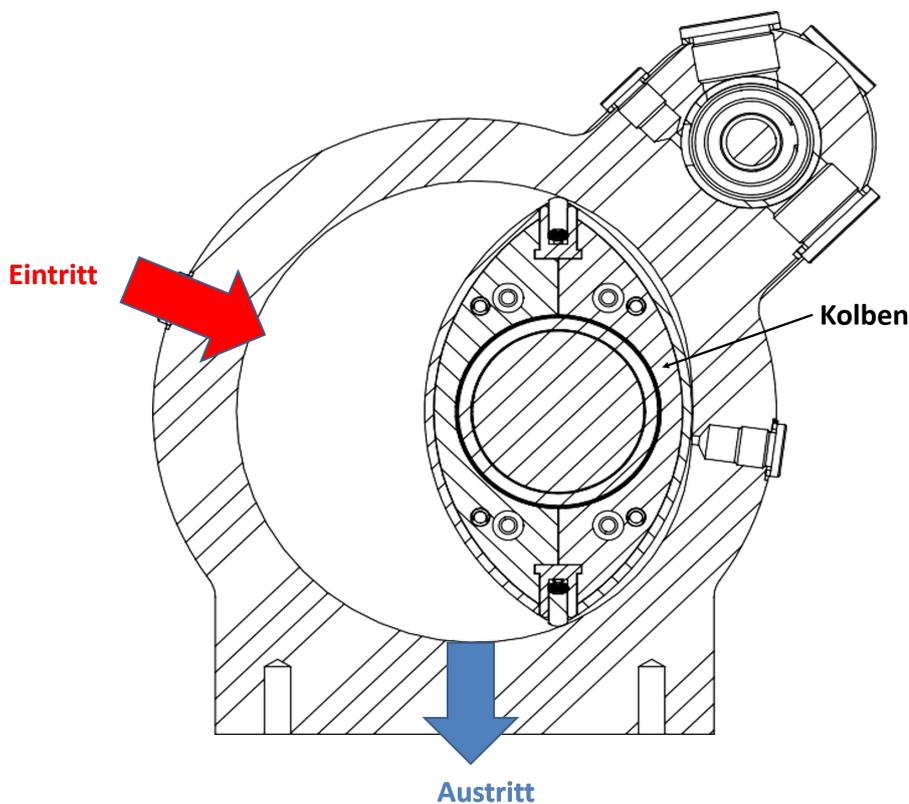


Abbildung 3.7: CAD-Zeichnung vom Rotationskolbenexpander [46]

Der eingesetzte Rotationskolbenexpander arbeitet ähnlich wie ein Wankelmotor. Der einzige Unterschied ist, dass bei Wankelmotoren das verdichtete Gemisch im Raum zwischen Drehkolben und Stator Innenwand gezündet wird. In diesem berühren jeweils die Spitzen des Kolbens zu jedem Punkt das Gehäuse, so dass zwei Volumina im Expander zu betrachten sind. Der Expander verfügt über zwei Anschlüsse für den Ein- und Auslass. Zwischen 0° bis 30° öffnet der Einlass und das überhitzte Arbeitsfluid strömt nach dem Verdampfer in den Arbeitsraum des Expanders. Mit der Drehbewegung des Kolbens wird das alte Fluid in dem ersten Volumen nach der Expansion durch den Auslass herausgedrückt und das zweite Volumen expandiert, bis der Scheitelpunkt den Einlass bei 180° wieder erreicht. An diesem Punkt wird der Auslass gerade noch vom Kolben verdeckt. Anschließend verläuft der Prozess wieder von neuem.

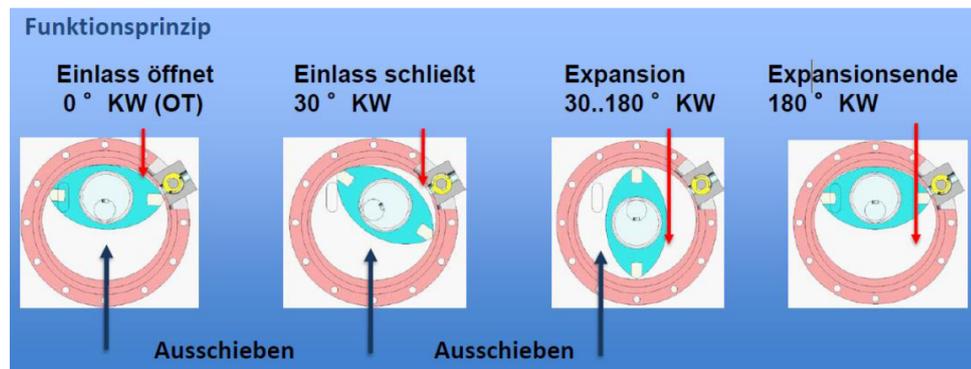


Abbildung 3.8: Funktionsprinzip des verwendeten Expanders [46]

Hierbei treten Spaltverluste zwischen Gehäuseinnenwand und Drehkolben sowie an den Wellenenden auf. Um diesen entgegenzuwirken, wurden die Wellen mit Radialwellendichtringe der Bauart AS-P 2.17, die für die im Expander herrschenden Drücke und Temperaturen geeignet sind, abgedichtet. Des Weiteren wurden jegliche Gehäuseverbindungen und Lagerschalen mit einer Dichtmasse auf Silikonbasis (Elring-Klinger-Dirko) präpariert. Eine wichtige Kenngröße von Rotationskolbenexpandern ist der mechanische Wirkungsgrad. Großen Einfluss auf die Kennzahl hat die Reibung zwischen Kolbendichtung und Lauffläche, da der Expander ölfrei betrieben wird.

Tabelle 3.2: Die Randbedingungen von Rotationskolbenexpander

Max. mechanische Leistung	2,2	kW
Max. Drehzahl	1500	U/min
Max. zulässige Temperatur	200	$^\circ\text{C}$
Min. Druckdifferenz	7	bar
Max. Volumen im Arbeitsraum	1,4	Liter
Isentroper Expanderwirkungsgrad	60	%

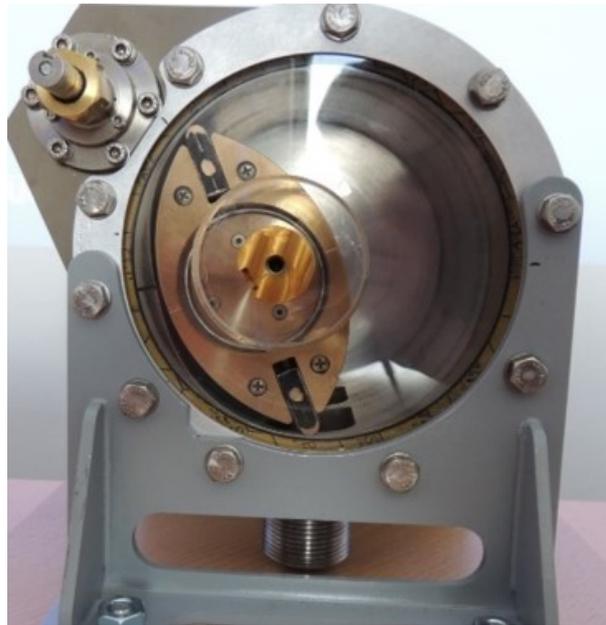


Abbildung 3.9: Rotationskolbenexpander
[46]

Generatorkupplung mit Expander

Bei der ORC-Anlage treten während des Betriebs hohe Temperaturen im Bereich des Verdampfers auf. Der Expander steht unmittelbar hinter dem Verdampfer, so dass sich der an den Expander angeschlossene Generator mit der Zeit erwärmt. Die Temperaturen treten zum einen durch Reibung der Generatorkomponenten auf, zum anderen durch Wärmeleitung über den Expander und durch Strahlung vom Verdampfer. Zum Schutz der Komponenten des Generators schaltete sich dieser ab einer Grenztemperatur automatisch aus. Um das Abschalten des Generators zu verhindern, wurde ein neues Kühlsystem integriert. Dabei wurden zwei luftgekühlte Compact-Thermostate des Modells "Lauda Kp T1200" verwendet. Zusätzlich ist um den Generator eine Haube aufgebaut, so dass nur dieser von der Umgebungsluft räumlich getrennt ist und ein gekühlter Bereich entsteht. Es gibt für die Kühlung einen Lamellenwärmeübertrager, der gemeinsam mit einem Ventilator am Seitenende des Generators befestigt ist, siehe Abb. 3.10.

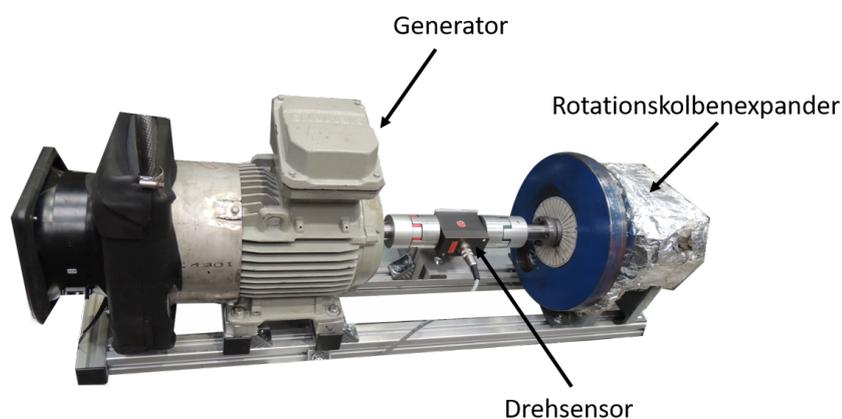


Abbildung 3.10: Rotationskolbenexpander gekoppelt mit dem Generator

3.6 Verdampfer

Der im ORC-Kreislauf eingesetzte Verdampfer ist ein vollverschweißter Plattenwärmeübertrager aus der GEA-Ecoflex-Serie der Firma Kelvion. Der Wärmeübertrager wird im Kreuzstrom betrieben. Die Verdampfungsseite ist dabei als Vertikalrohr mit Querverbindungen gestaltet, während die Öl-Seite bzw. die wärmeabgebende Seite sinusförmig geprägt ist, siehe Abb. 3.11. Hierbei sorgt eine viermalige Umlenkung des heißen Thermoöls um das durchströmende kältere Arbeitsfluid für einen ausgeglichenen Wärmekapazitätsstrom. Der Wärmedurchgang kann mit dem im VDI-Wärmeatlas [42] beschriebenen Kreuzstrom mit vier Rohrreihen und vier Durchgängigen im gegensinnigen Durchlauf angenähert werden. Um das Wärmeübergangsverhalten ermitteln zu können, sind an fünf Stellen auf der Ölseite Temperatursensoren verbaut, die die lokalen Temperaturen messen.

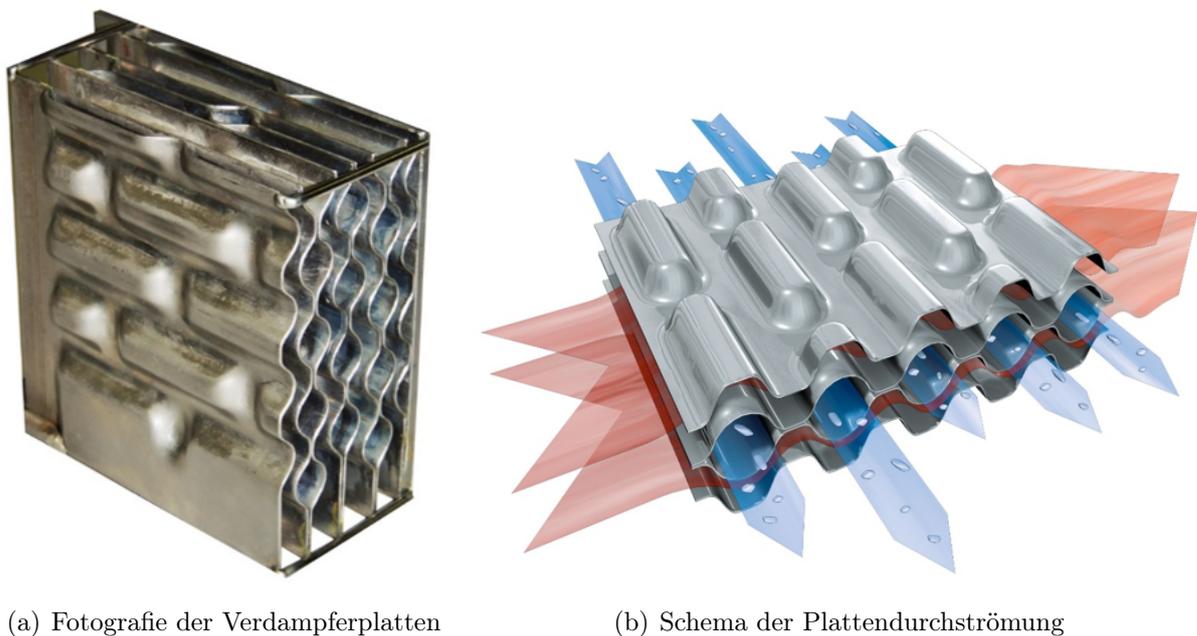


Abbildung 3.11: Darstellung der Verdampferplatten nach [71]

Untersuchung am Thermoöl FRAGOLTHERM Q-32-N

Der Verdampfer wurde mit einem Wärmeträger auf Mineralölbasis beheizt. Dieser Wärmeträger wurde seinerseits durch einen elektrischen Erhitzer beheizt. Zur Bilanzierung des abgegebenen Wärmestroms des Erhitzers an das Arbeitsfluid im Verdampfer wurde die Temperaturdifferenz mit der spezifischen Wärmekapazität und dem Massenstrom wie folgt multipliziert:

$$\dot{Q}_{\text{Heiz}} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{\text{Aus}} - T_{\text{Ein}}) \quad (3.1)$$

Dabei wurden zur spezifischen Wärmekapazität die Angaben des Herstellers genommen und darüber eine Funktion in Abhängigkeit der Öltemperatur erstellt. Im Erhitzer wurde „FRAGOLTHERM [®] Q-32-N“ verwendet, mit einem Einsatzbereich von -12°C bis 320°C.

Dynamische Wärmestrom-Differenzkalometrie

Bei der energetischen Bilanzierung der ORC-Anlage ergaben sich Abweichungen bei dem Verdampfer, so dass der Fehlerursache kontrolliert wurde. Eine Theorie war die Angaben des Herstellers mit der Methode eines dynamischen Differenz-Kalometers des Modells „Netzsch DSC 204 F1 Phoenix ®“ 3.13 die Angaben von Öl-Hersteller zu verifizieren.

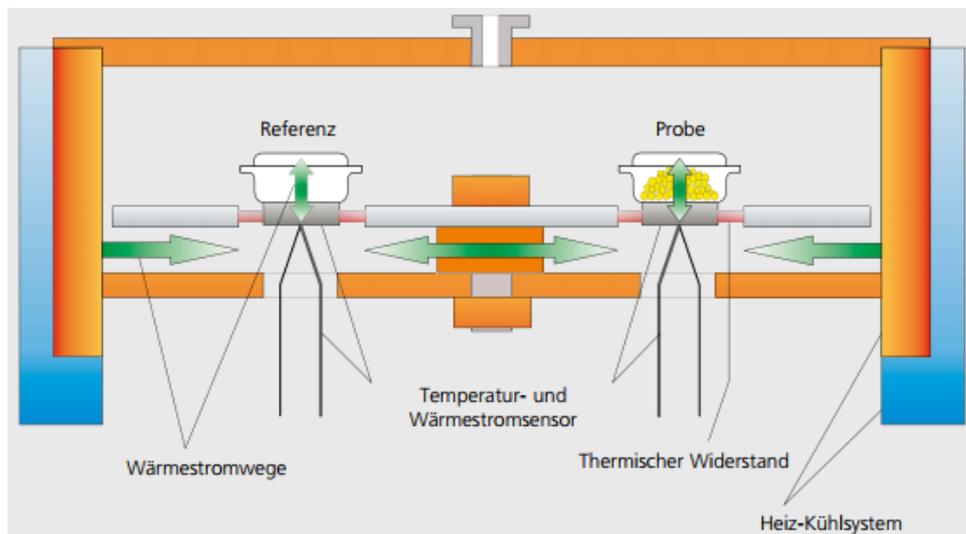


Abbildung 3.12: Prinzip der dynamischen Wärmestrom-Differenzkalometrie [72]

Bei der dynamischen Wärmestrom-Differenz-Kalorimetrie (DDK: Differential Scanning Calorimeter) handelt es sich um ein thermisches Analyse-Verfahren, das den aufgenommenen oder abgegebenen Wärmestrom sowohl von Feststoff als auch von Flüssigkeitsproben messen kann. Das Messprinzip ist grafisch in Abb. 3.12 dargestellt. Über die scheibenförmigen Sensoren im homogenen Temperaturfeld der Messzelle wird der gleiche Wärmestrom an die Probe und an eine Referenz abgegeben. Soweit Referenz und Probe unterschiedliche Wärmekapazitäten aufweisen oder exo- und endotherme Prozesse wie Verdampfen auftreten, führen diese zu Temperaturdifferenzen und folglich zu Temperaturgradienten an den Wärmewiderständen, die von Thermosensoren aufgepasst und eine präzise Aussage über die Wärmestromänderung geben. Für experimentelle Untersuchung der spezifischen Wärmekapazität mussten zwei Behälter angefertigt werden. Hierzu wurden Aluminiumtiegel mit einem maximalen Volumen von 25 μl verwendet, die mit einer Verschleißpresse versiegelt wurden. Bei einem der beiden Tiegel wurde mit einer feinen Nadel ein Loch präpariert, um einen möglichen Druckaufbau bei höheren Temperaturen durch Expansion der Probe und letztlich das Aufplatzen der Aluminiumtiegel zu vermeiden. Um eine Manipulation der Messergebnisse durch Partikel auszuschließen, musste vor der Messung die Messzelle bei 600°C für 10 Minuten und unter Stickstoffdurchfluss von Verunreinigungen gesäubert werden. Im nächsten Schritt wurde der leere Behälter gemeinsam mit der Referenz auf den μ -Sensor in der Messzelle platziert und in einem Temperaturbereich von 25°C-210°C untersucht werden.



Abbildung 3.13: Versuchsaufbau des „Netzsch DSC 204 F1 Phoenix®“

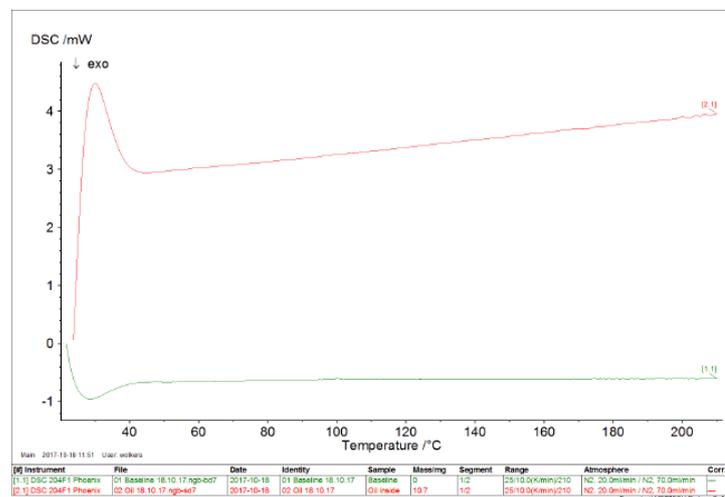


Abbildung 3.14: Wärmestromverlauf in Abhängigkeit von der Temperatur

Der grafische Verlauf des Wärmestroms über die Temperatur der Basislinie und Probe (HF Herzfrequenz) sind in der Abb. 3.14 dargestellt. Die spezifische Wärmekapazität des Öls konnte mit unterliegender Formel berechnet werden.

$$c_p = \frac{HF_{\text{sample}} - HF_{\text{Baseline}}}{m_{\text{sample}} \cdot \beta} \quad (3.2)$$

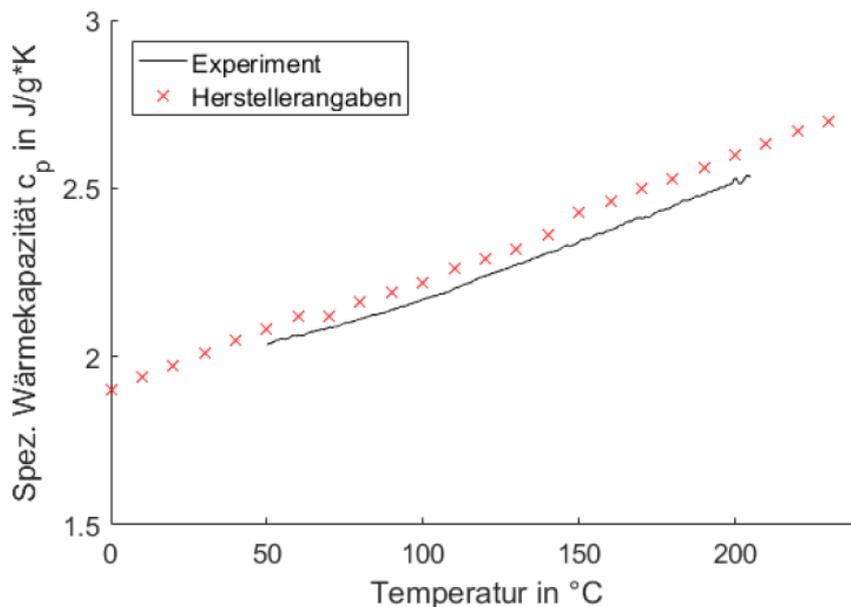
Dabei entspricht der Zähler der Wärmestromdifferenz der mit der Probe gefüllten und dem leeren Aluminiumbehälter und der Nenner dem Produkt der alleinigen Probenmasse und der Heizrate. Die Versuchsparameter und der Verlauf der berechneten spezifischen Wärmekapazität sind der Tabelle 3.3 bzw. Abb. 3.14 zu entnehmen.

Es ergab sich eine mittlere Differenz von 0,0618 J/g.K und prozentuale Abweichung von 2,63%, wobei diese jedoch bei höherer Temperatur Abb. 3.15 zunimmt. Diese kann durch mehrere Faktoren zu Stande gekommen sein. Zum einen können Fehler bei der Durchführung der Messungen

Tabelle 3.3: Versuchsparameter der dynamischen wärmestrom-differenzkalometrie

Masse Basislinienbehälter	[mg]	39,1
Masse Probenbehälter	[mg]	49,8
Masse Probe m_{sample}	[-]	10,7
Heizrate β	[K/min]	10,7

wie zum Beispiel dem Ablesen der Masse entstanden sein. Des Weiteren könnte auch ein Teil der Probe durch das Erhitzen verdampft und aus dem Tiegel ausgetreten sein. Zur Kontrolle wurde die Probe nach 24 Stunden Standzeit erneut gewogen. Hierbei wurde eine Gewichtszunahme von 0,2mg nachgewiesen. Neben einer potentiell falsch kalibrierten Waage könnte Feuchtigkeit aus der Umgebung über das gestochene Loch des Aluminiumtiegels in den Probenraum eingedrungen sein, sodass die Hypothese nicht belegt werden konnte. Da dennoch laut Herstellerangaben der Siedebeginn bei Normaldruck bei 360°C liegt, wurde das Verdampfen als unwahrscheinlich betrachtet. Des Weiteren konnte eine chemische Dekomposition und dadurch resultierende Eigenschaftsabnahme ausgeschlossen werden, da das eingesetzte Öl eine hohe Lebensdauer besaß und zum anderen stets im Nennbereich erhitzt wurde.

**Abbildung 3.15:** Gemessene und angegebene spez. Wärmekapazität in Abhängigkeit der Temperatur

Insgesamt ergab sich eine gute Überbestimmung mit den gemessenen Werten, sodass das Öl weiterhin im Einsatz blieb und für die Bilanzierung die Angaben des Herstellers verwendet wurden.

FT-Infrarotspektroskopie

Zusätzlich zur Messung des spezifischen Wärmekapazität wurde mit einem FT-Spektrometer des Modells „PerkinElmer Spectrum 100 FTIR“ die Zusammensetzung des Öls ermittelt. Das Analyseverfahren basiert auf die Absorption elektromagnetischer Strahlung in infraroten Wel-

lenlängenbereich durch Moleküle. Je nach Substanz wirkt ein charakteristischer Frequenzbereich zur Schwingungsanregung aus, welche der aufgenommenen Energie entspricht, sodass das Verfahren zur Material Identifikation angewendet wird. Bei der Erweiterung Fourier-Transformation-Infrarotspektroskope (FTIR-Spektroskope) wird die eingehende Strahlung in einem Interferometer moduliert bevor diese auf die Probe trifft. Die Strahlung wird auf einem halbtransparenten Spiegel ausgerichtet, der zu gleich großen Teilen zum einen die Strahlung reflektiert und zum anderen ungehindert passieren lässt (siehe Abb. 3.16). Die Teilstrahlen werden anschließend jeweils von einem beweglichen oder festen Spiegel auf den halbtransparenten Spiegel zurückreflektiert, an dem die Interferenz auftritt. Sofern sich Strahlen gleicher Frequenz und gleicher Phase treffen, überlagern sich diese zu einem Anstieg der Wellenamplitude und man spricht von konstruktiver Interferenz. Komplementär dazu löschen sich die Strahlen bei der destruktiven Interferenz gegenseitig aus, falls ein Phasenunterschied von einer halben Wellenlänge vorliegt Interferenz gegenseitig aus, falls ein Phasenunterschied von einer halben Wellenlänge vorliegt.

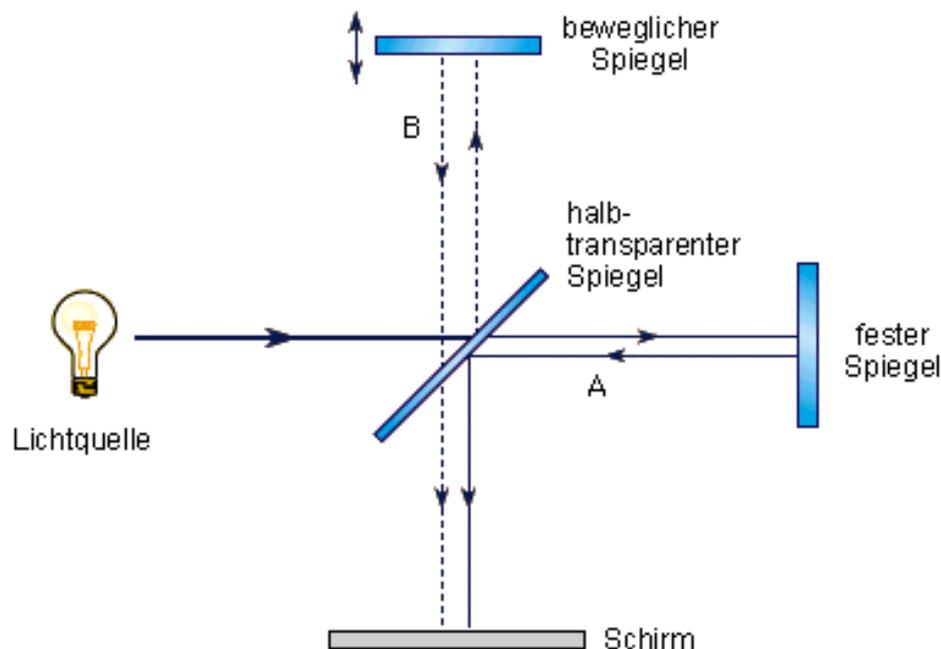


Abbildung 3.16: Aufbau des Michelson-Interferometers
[73]

Die Phase wird durch das Verschieben des beweglichen Spiegels und somit auch den zurückzulegenden Weg des Strahls variiert. Die aus dem Interferometer austretende Strahlung, das Interferogramm, trifft anschließend auf die Probe. Das aufgezeichnete Amplituden-Zeit Signal wird nach dem mathematischen Verfahren der Fourier Transformation an einem Computer in ein Amplituden-Frequenz Signal für die Auswertung konvertiert. Zum einen kann die gesamte Energie der Lichtquelle auf die Probe gestrahlt werden, sodass auf ein Filtern verzichtet und größere Energiemengen am Detektor verzeichnet werden können. Des Weiteren werden alle Wellenlängen simultan gemessen und somit ein bis zu 500-mal schnelleres Verfahren zur Gitterspektroskopie ermöglicht. Für die Analyse der Zusammensetzung des Öls wurde ein dünner Film auf eine Metallscheibe aufgetragen und mit einer Strahlung im mittleren IR-Bereich 400 bis 4000 cm^{-1} bestrahlt. Das resultierende Absorptionsspektrum kennzeichnet:

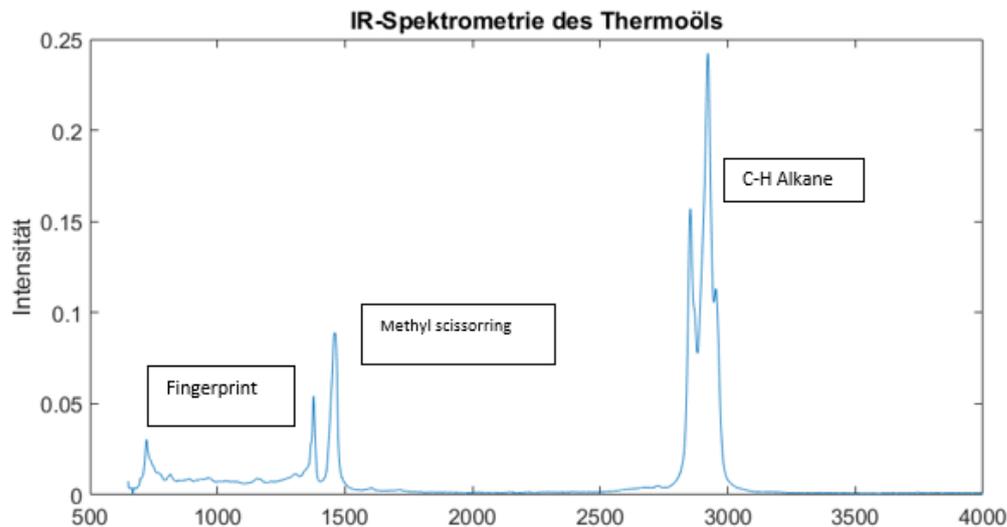


Abbildung 3.17: IR-Spektroskopie des Thermoöls(Q32-N)

Den Erwartungen entsprechend waren die Bestandteile des untersuchten Thermoöls den Kohlenwasserstoffverbindungen zuzuordnen. Das IR-Spektrum im Wellenlängenbereich von $3000\text{-}2850\text{ cm}^{-1}$ ist den aliphatischen Kohlenwasserstoffen zuzuordnen. Hierbei handelt es sich um nicht-polare Kohlenwasserstoffketten, die somit lipophiles Verhalten aufweisen und zutreffend für ein Öl ist. Die Bereiche von $4000\text{-}3000\text{ cm}^{-1}$ sowie zwischen $2500\text{-}1500\text{ cm}^{-1}$ sind wiederum nicht im Absorptionsspektrum zu vernehmen. Dies führt auf das Fehlen von 3-fach- und 2-fach Bindungen zurück. Ebenso können keine Streckschwingungen wie O-H-Verbindungen ($3700\text{-}3600\text{ cm}^{-1}$) nachgewiesen werden. Hieraus kann geschlossen werden, dass keine Wassermoleküle sich im Öl befinden. Das Spektrum im Bereich zwischen $1500\text{ und }400\text{ cm}^{-1}$ wird als Fingerprint bezeichnet, da in diesem Bereich das Charakteristika von Reinstoffen eindeutig identifizieren lässt.

Kühlwassersystem

Für die Förderung der Primärkühlkreises wird eine weitere Kreiselpumpe des Modells „Movitec VF25/2B“ verwendet. Für die Kondensation und Unterkühlung des Fluids sind zwei getrennte Wärmeübertrager vorgesehen. Zum Antrieb dient ein 3-phasiger Asynchronmotore. Die Drehzahlregelung erfolgt hierbei mit „PumpDrive IP55“, die eine Anwendung auf Motoren bis 55 kW erlaubt. Das verwendete Fluid ist destilliertes Wasser, das in einem Tank mit einem Volumen von 300 Liter angesammelt wird. Die Drehfrequenz der eingesetzten Pumpe und somit auch gleichbedeutend die Fördermenge wird über einen Frequenzumrichter der Firma Danfoss, und zwar dem Modell Aquadrive FC 202, gesteuert. Für den Fall, dass primäres Kühlwasser aus dem Tank eine hohe Temperatur erreicht, kann dieses über ein sekundäres Kühlsystem reguliert werden (siehe Abb. 3.2). Hierbei nimmt das hausinterne Hallenwasser, dessen Durchfluss über den Öffnungsgrad eines elektronischen Schrittmotorventils gesteuert wird, die Wärme vom primären Kühlwasser in einem weiteren gelöteten Wärmeübertrager auf. Durch Absperrventile kann zusätzlich die Aufteilung des Massenstroms zwischen Kondensator und Unterkühler variiert werden. Zum Schutz der Bauteile schaltet sich der Frequenzumrichter aus.

4 Thermodynamische Modelle zur Auswertung der Betriebsdaten

In diesem Abschnitt werden die in der Berechnung verwendeten Annahmen und Berechnungsgleichungen der Kreislaufbauteile vorgestellt. Zudem wird das Berechnungsverfahren anhand der Abb. 4.1 erläutert.

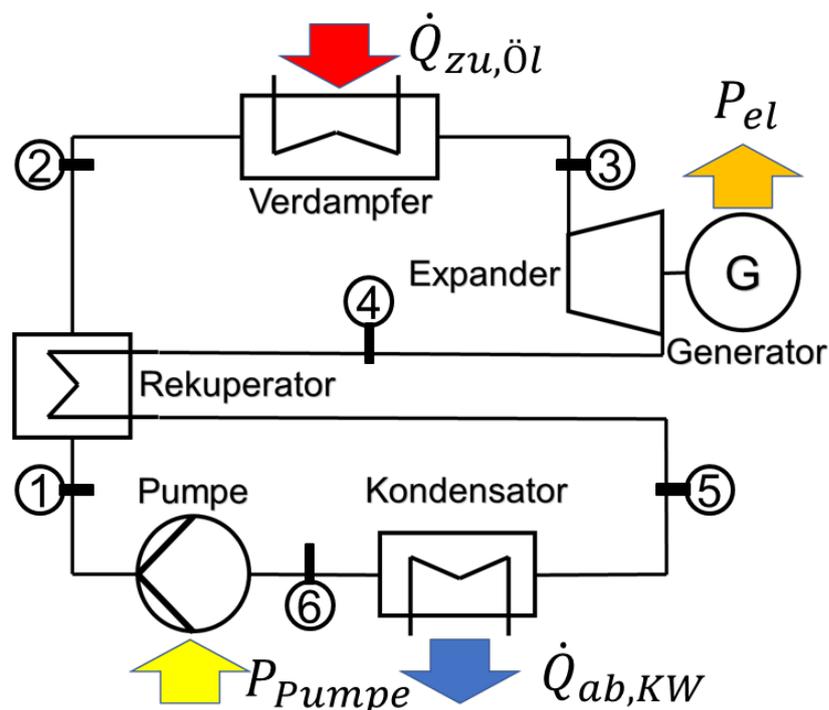


Abbildung 4.1: Vereinfachtes Schaltbild des Prüfstandes

4.1 Methodik

In den folgenden Abschnitten werden die grundlegenden Gleichungen zur thermodynamischen Analyse der Hauptkomponenten dargelegt, die der Aussagekraft des experimentellen Arbeitsfluidvergleichs sowie der Anlagenverbesserung dienen. Die Stoffwerte wurden dabei aus der Datenbank REFPROP entnommen. Die Bezeichnungen in den Kreisläufen herrschenden Temperaturen und Drücke wurden nach der Anordnung der Sensoren in 3.2 dargestellt. Zur Übersicht sind die Hauptkomponenten der Anlage in einem vereinfachten Schaltbild in Abb.4.1 grafisch dargestellt. Nach den üblichen Konventionen der Thermodynamik werden die dem Kreisprozess zugeführten elektrischen und thermischen Leistungen mit einem positiven und die abgeführten mit einem

negativen Vorzeichen versehen. Zur thermodynamischen Analyse sind in dieser Betrachtung auf die Speisepumpe, den Rekuperator, den Verdampfer, den Expander und den Kondensator bezogen und werden nachfolgend näher erläutert. Dabei wird jede einzelne Komponente gemäß der allgemeinen Energiebilanz, siehe Kabelac und Baehr [5] separat bilanziert:

$$\frac{dE}{dT} = \dot{Q} + P + \sum_{\text{ein}} \dot{m}_e \left(h_e + \frac{c_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum_{\text{aus}} \dot{m}_a \left(h_a + \frac{c_a^2}{2} + gz_a \right) \quad (4.1)$$

4.2 Pumpenberechnung

Die thermodynamische Leistung der Pumpe P_{th} wird über den ersten Hauptsatz berechnet. Die thermodynamische Güte der Pumpe wird über einen isentropen Wirkungsgrad beschrieben. Für gegebene Ein- und Austrittsdrücke und gegebene Eintrittstemperaturen wird so die Enthalpieänderung bei isentroper Kompression beschrieben. Dadurch wird die Temperaturerhöhung während der Kompression des Arbeitsfluides berechnet, und danach die Pumpenleistung. Der reale Pumpenwirkungsgrad wiederum wird durch das Verhältnis der isentropen zur gemessenen elektrischen Pumpenleistung berechnet. Die Nummerierung wird aus der Abb. 4.1 genommen. Um die Pumpenleistung zu berechnen, wird die thermodynamische Analyse um die Pumpe im stationären Zustand aus der Energiebilanz 4.2 aufgestellt:

$$0 = \dot{m}_{\text{Fluid}} \cdot [h_6(T_6, p_6) - h_1(T_1, p_1)] + P_{\text{p,th}}, \quad (4.2)$$

$$P_{\text{p,th}} = \dot{m}_{\text{Fluid}} \cdot [h_1(T_1, p_1) - h_6(T_6, p_6)]. \quad (4.3)$$

Dabei wird die Pumpe als adiabat angenommen, der Wärmeverlust wird vernachlässigt. Bei einer idealen Zustandsänderung erfolgt die Verdichtung isentrop, adiabat und reversibel. Dies entspricht der theoretischen Mindestleistung. Bei der Auslegung der Pumpe wird daher die isentrope Leistung angestrebt. Sie wird definiert als:

$$P_{\text{p,is}} = \dot{m}_{\text{Fluid}} \cdot [h_{1,\text{is}}(p_1, s_1) - h_6(p_6, s_6)]. \quad (4.4)$$

Wobei $s_6 = s_1$ gilt.

$$\eta_{\text{P,is}} = \frac{P_{\text{p,is}}}{P_{\text{p,th}}}. \quad (4.5)$$

Somit wird der isentrope Wirkungsgrad aus der Gl. 4.5 berechnet.

4.3 Expanderberechnung

Im Expander wird ein Anteil des Enthalpiestroms in nutzbare mechanische Leistung umgewandelt. Durch den Druckdifferenz zwischen Eintritt und Austritt des Expanders dreht den Kolben, es wird die Wellenleistung abgegeben. Hier wird die mechanische Leistung über die Wellendrehzahl und des Drehmomentes bestimmt:

$$|P_{\text{exp,mech}}| = 2\pi \cdot M \cdot n. \quad (4.6)$$

Wie bei der Pumpe wird auch die wellen Leistung als adiabat angenommen über den ersten Hauptsatz im Stationären Fall 4.7 berechnet:

$$0 = \dot{m}_{\text{Fluid}} \cdot [h_3(T_3, p_3) - h_4(T_4, p_4)] + P_{\text{exp,th}}, \quad (4.7)$$

Der Expander wird anschließend zur Stromgenerierung mit einem Generator gekoppelt (siehe Kapitel 3.5). Aufgrund von Reibverlusten weicht die dabei anfallende elektrische Leistung von der mechanischen Leistung ab. Der bei der Konvertierung herrschende Wirkungsgrad ist definiert als:

$$\eta_{\text{el}} = \frac{P_{\text{exp,el}}}{P_{\text{exp,mech}}}. \quad (4.8)$$

Die isentrope Zustandsänderung ergibt hierbei die theoretisch größte Expanderleistung, die erreicht werden könnte.

$$\eta_{\text{exp,is}} = \frac{P_{\text{exp,th}}}{P_{\text{exp,is}}} = \frac{h_4 - h_3}{h_{4,s} - h_3}, \quad (4.9)$$

Der mechanische Wirkungsgrad wird wie folgt definiert:

$$\eta_{\text{mech}} = \frac{P_{\text{exp,mech}}}{P_{\text{exp,th}}}. \quad (4.10)$$

4.4 Verdampferberechnung

Im Verdampfer wird der zur Verfügung stehende Wärmestrom (Wärmesenke) vom Arbeitsfluid aufgenommen. Mit Hilfe des ersten Hauptsatzes Gl. 4.1 wird dieser wie folgt berechnet:

$$0 = \dot{m}_{\text{Fluid}} \cdot [-h_3(T_3, p_3) + h_2(T_2, p_2)] + \dot{Q}_{\text{Verdampfer}} \quad (4.11)$$

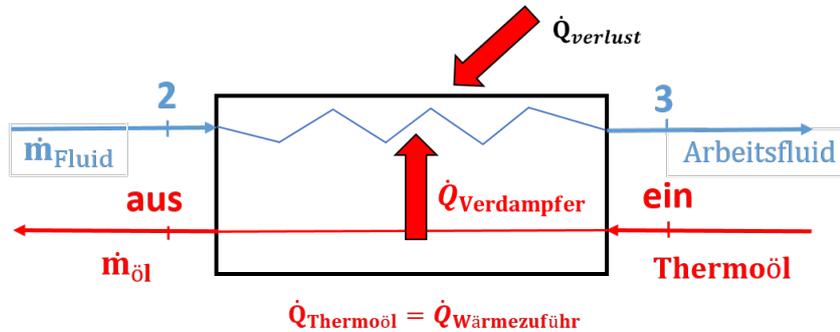


Abbildung 4.2: Energiebilanz der Verdampfer

Für die Energiebilanz des Verdampfers, Abb. 4.2, wurde das Öl als inkompressibles Fluid angenommen, wobei die bei der Abkühlung des Öls resultierende Entalpiedifferenz über dessen kalorische Zustandsgleichung bestimmt wurde. Hierbei wurde die Druckdifferenz als vernachlässigbar gering angenommen. Daraus ergibt sich:

$$0 = \dot{m}_{\text{Thermoöl}} \cdot [h_{\text{ein}}(T_{\text{ein}}, p_{\text{ein}}) - h_{\text{aus}}(T_{\text{aus}}, p_{\text{aus}})] + \dot{Q}_{\text{Verlust}} - \dot{Q}_{\text{Thermoöl}} \quad (4.12)$$

Dabei wird der Wärmestrom des Thermoöls durch den ersten Hauptsatz berechnet:

$$\dot{Q}_{\text{Verdampfer}} = \dot{Q}_{\text{Thermoöl}} - \dot{Q}_{\text{verlust}} \quad (4.13)$$

Die Werte für die Wärmekapazität, die bereits in Kapitel 3.6 untersucht und bestätigt wurden, sind aus den Herstellerangaben entnommen.

4.5 Rekuperatorberechnung

In dem internen Wärmeübertrager (Rekuperator) wird mit dem überhitzten Dampf, vom Expander kommend, das Arbeitsfluid nach der Speisepumpe vorgewärmt. Der aufgenommene Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{Rek, Vorlauf}}$ ergibt sich zu:

$$\dot{Q}_{\text{rek, Vorlauf}} = \dot{m}_{\text{Fluid}} \cdot (h_2 - h_1) \quad (4.14)$$

Je nachdem, wie stark der heiße Dampf abgekühlt wird, kann dieser zweiphasig aus dem Rekuperator austreten. Der Dampfgehalt nach dem Rekuperator wird wie folgt berechnet:

$$x_{\text{reku}} = \frac{h_{p_2} - h'(p_2)}{h''(p_2) - h'(p_2)} \quad (4.15)$$

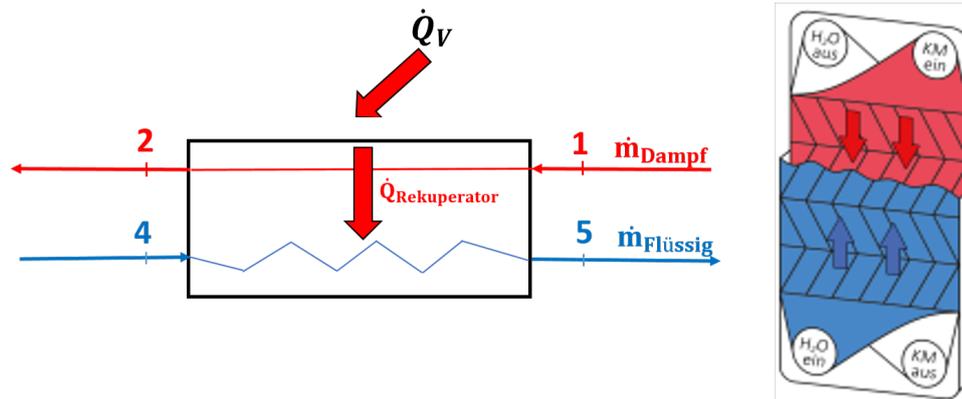


Abbildung 4.3: Energiebilanz um den Rekuperator

Mit h_2 aus der Energiebilanz um den Rekuperator ergibt sich:

$$0 = \dot{Q}_{\text{rek,vorlauf}} - \dot{Q}_{\text{rek,Ruecklauf}} + \dot{Q}_v \quad (4.16)$$

Daraus wird h_2 wie folgt berechnet:

$$0 = \dot{m}(h_1 - h_2) + \dot{m}(h'_4 - h_5) + \dot{Q}_v \quad (4.17)$$

Sofern das heiße Fluid im Rekuperator gasförmig austritt, wird der abgegebene Wärmestrom mit der gemessenen Temperatur und dem gemessenen Druck wie folgt berechnet:

$$\dot{Q}_{\text{rek,Ruecklauf}} = \dot{m} \cdot (h_5(T_5, p_5) + h_4(T_4, p_4)) \quad (4.18)$$

Der Verlustwärmestrom $\dot{Q}_{v,\text{rek}}$ ist hier ebenfalls aus Gründen der Irreversibilität und mangelnde Isolierung nicht ausgeschlossen und wird aus der Differenz der beiden Wärmeströme berechnet mit:

$$\dot{Q}_{v,\text{rek}} = \dot{Q}_{\text{rek,Ruecklauf}} - \dot{Q}_{\text{rek,Vorlauf}} \quad (4.19)$$

4.6 Kondensatorberechnung

Das Arbeitsfluid wird im Kondensator kondensiert und unterkühlt. Die Wärme wird an den Primärkühlkreislauf (Wasser) übertragen. Der aufgenommene Wärmestrom vom Wasser als auch die abgegebene Wärme des Arbeitsfluides lassen sich über den ersten Hauptsatz wie in Abb. 4.4 bestimmen und werden folgendermaßen berechnet:

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w(h_{w,\text{aus}}(T_{w,\text{aus,pu}}) - (h_{w,\text{ein}}(T_{w,\text{ein,pu}}))) \quad (4.20)$$

Sofern das überhitzte Fluid in den Kondensator eintritt ($T > T_s^s$), wird die spezifische Enthalpie h_5 über die am Zustandspunkt herrschenden Temperatur und Druck ermittelt. Auch hier ist ein

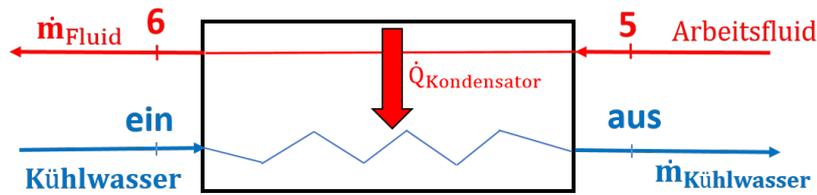


Abbildung 4.4: Energiebilanz um den Kondensator

Verlustwärmestrom $\dot{Q}_{v,Kondensator}$ kaum zu verhindern, der über die Differenz der Kondensator- und Kühlwasserwärmeströme wie folgt berechnet wird.

$$\dot{Q}_{v,Kond} = -\dot{Q}_{Kond} + \dot{Q}_{Wasser} \quad (4.21)$$

4.7 Thermodynamische Analyse der Gesamtanlage

Zur Bewertung der ORC-Anlage (siehe Abb. 4.5) wird jeweils der erste und zweite Hauptsatz der Thermodynamik herangezogen. Die Berechnung des thermischen Nettowirkungsgrades setzt sich zusammen aus:

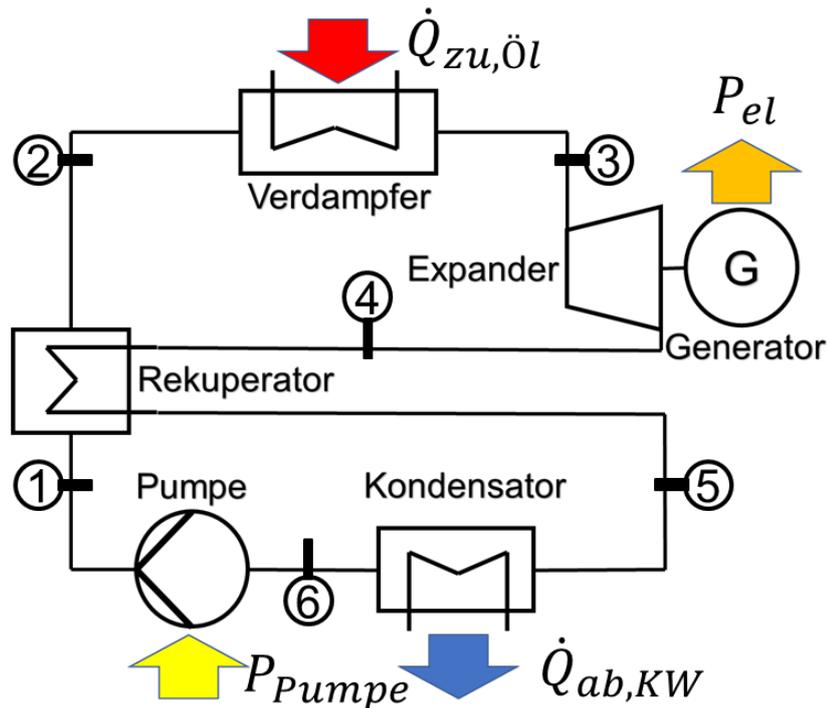


Abbildung 4.5: Vereinfachtes Schaltbild des Prüfstandes

$$\eta_{th} = \frac{|(h_2 + h_3) + (h_6 - h_1)|}{\dot{m} \cdot (h_4 - h_1)} = \left| \frac{\dot{Q}_{zu}}{P_{exp} - P_p} \right| \quad (4.22)$$

Zusätzlich wird der exegeretische Wirkungsgrad zur Bewertung der Anlage eingeführt. Dieser setzt sich aus der im Prozess generierten Nutzleistung, dividiert durch die Exergie des aufgewendeten

Wärmestroms Ex_{HF} zusammen.

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{|P_{\text{exp}} - P_{\text{p}}|}{Ex_{\text{HF}}} \quad (4.23)$$

Dabei setzt sich der Exergiestrom \dot{Ex}_{ver} aus dem Massenstrom und der spezifischen Exergie des heißen Fluides zusammen:

$$\dot{Ex}_{\text{ver}} = \dot{m}_{\text{k}}(h_3 - h_2 - T_{\text{u}}(s_3 - s_2)) \quad (4.24)$$

Der Wärmestrom bei den eingesetzten Wärmeübertragern berechnet sich zu:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T \quad (4.25)$$

Dabei stellt k jeweils den Wärmedurchgangskoeffizienten, A die Wärmeübertragungsfläche und ΔT die mittlere Temperaturdifferenz zwischen den beiden beteiligten Medien dar.

5 Experimentelle Untersuchungen an der Gesamtanlage

In diesem Kapitel wird zunächst die Messtechnik und Datenauswertung erläutert. Zusätzlich werden die Ergebnisse mit den beiden Reinstoffen auf den gesamten Anlagen dargestellt und mit Ergebnissen bei Gemischen verglichen.

Inbetriebnahme der ORC-Anlage

Bevor die Anlage mit dem Arbeitsfluid gefüllt wird, müssen mögliche Rückstände in den Rohrleitungen und Bauteilen beseitigt werden. Diese Rückstände können zum Beispiel während des Zusammenbaus der Anlage oder bei Schweißarbeiten zustande kommen. Deswegen wurde die gesamte Anlage mit Ethanol geflutet. Da Ethanol ein gutes Lösungsmittel ist, reinigt die Flüssigkeit mögliche Verunreinigungen während des Durchströmung der Rohre. Zur Einleitung des Ethanols wird an das Ventil vor der Pumpe ein Schlauch angeschlossen, durch den aus einem Kanister das Ethanol angesaugt wird. Nachdem die Pumpe so viel Ethanol wie möglich durch die Auslassöffnung gepumpt hat, werden alle Durchgänge zur Befüllung des Kreislaufes geöffnet, um die Bauteile sowie den Verdampfer, Rekuperator und Kondensator zu spülen. Da das Ethanol während des Reinigens klar und sauber gewesen ist, konnten optisch keine Verunreinigungen festgestellt werden.

Dichtigkeitsprüfung der gesamten Anlage

Nach der Reinigung der Anlage muss die Dichtigkeit der Anlage geprüft werden. Hierfür wird durch einen der Ventilanschlüsse Druckluft in die Anlage geleitet, und zwar solange, bis ein Druck von ca. 6 bar in dem gesamten System erreicht wird. Danach wurde über eine längere Zeitspanne das Messsignal der Drucksensoren überwacht. Größere Lecks konnten akustisch festgestellt werden. Dadurch konnte in den meisten Fällen schnell das Vorhandensein einer Leckage festgestellt werden. Allerdings können die einzelnen Abschnitte des Kreislaufs durch Absperrventile voneinander getrennt werden, wodurch die Leckage örtlich eingegrenzt wird. In den Fällen, in denen die Leckage nur sehr gering ausgeprägt war, konnte zudem eine geringe Menge des Kältemittels R134a zugesetzt werden um ein elektronisches Lecksuchgerät einsetzen zu können. Dieses zeigt das Vorhandensein von Kältemittel-Molekülen im getesteten Bereich durch ein akustisches Signal an.

Nach erfolgter Abdichtungsprüfung wurde die Anlage jeweils für einen Zeitraum von 24 Stunden unter Druck stehen gelassen. Der Druckverlust betrug in allen Abschnitten, außer dem des

Expanders, jeweils weniger als 0,1 bar. Des Weiteren wurde die Dichtigkeit erneut mit einer Vakuumpumpe überprüft. Hierbei wurden die jeweiligen Abschnitte evakuiert, sodass der Druckanstieg in den Rohren nach 24 Stunden unter 0,1 bar betrug.

5.1 Messtechnik

Temperatursensoren

Für die Vergleichbarkeit der beiden eingesetzten Arbeitsfluide „R365mfc“ und „R245fa“ wurden die experimentellen Untersuchungen unter jeweils gleichem Ablauf durchgeführt. Für alle relevanten Positionen im ORC-, Kühlwasser- und Thermoölkreislauf sind Temperatursensoren und Drucksensoren verbaut, um die thermischen Zustände und die jeweilige Enthalpie beschreiben zu können. Im ORC-Kreislauf sind zehn Temperatursensoren, im Kühlwasserkreislauf sind Sensoren jeweils am Ein- und Ausgang des Kondensators, den Hauskühlnetz und am Ein- und Austritt des Wärmeübertragers zu dem Tank installiert. Zuletzt sind fünf Sensoren auf der Ölseite des Verdampfers bei jeder Umlenkung installiert. Eine Übersicht über die im ORC-Kreislauf verbundenen Temperatursensoren ist in Tabelle 5.1 gegeben. Bei den verbauten Sensoren handelt es sich um Pt100- Widerstandthermometer, auch als RTD bezeichnet. Der Temperatur-Messwert wird im LabVIEW-Programm direkt angezeigt und automatisch aus dem gemessenen Spannungswert bestimmt.

Tabelle 5.1: verbaute Temperatursensoren

Nr.	Position	Kalibrierbereich [°C]
1	Eintritt Pumpe	30-140
2	Austritt Pumpe	30-140
3	Eintritt Rekuperator	30-140
3_1	Austritt Rekuperator	30-140
4	Eintritt Verdampfer	30-140
5	Austritt Verdampfer	30-220
5_1	Eintritt Expander	30-220
6	Austritt Expander	30-220
7	Austritt Rekuperator	30-220
8	Austritt Kondensator	30-140

Drucksensoren

Im Kreislauf des Arbeitsfluides sind insgesamt neun Drucksensoren verbaut, wovon sechs Absolutdrucksensoren und drei Differenzdrucksensoren sind. Die Sensoren sind vor bzw. nach allen wichtigen Bauteilen verbaut, um die Druckveränderungen der einzelnen Prozessschritte abzubilden. Je nach benötigtem Druckbereich werden Sensoren unterschiedlicher Bauart verwendet. Eine Übersicht der verbauten Drucksensoren mit ihrer jeweiligen Nummerierung und dem Kalibrierbereich ist in Tabelle 5.2 gegeben.

Tabelle 5.2: Installierte Drucksensoren

Nr.	Position	Herstellerbezeichnung	Druckbereich [bar]
1	vor Pumpe	Siemens-SITRANS p200	0-6
2	nach Pumpe	Jumo dTrans p30	0-25
3	vor Verdampfer	Jumo dTrans p30	0-25
4	nach Verdampfer	BD Sensors DMP 331 PI	0-20
5	nach Expander	Siemens-SITRANS P200	0-6
6	nach Rekuperator	GE UNIK 5000	0-5
7	Differenzdruck Kondensator	BD Sensors DMD 331	0.02
8	Differenzdruck auf der Ölseite	Endress+Hauser Del- tabar S	0.1
9	Differenzdruck Verdampfer Ar- beitsfluidseite	Endress+Hauser Del- tabar S	0.1

Kalibrierung

Die in der ORC-Anlage vorhandenen Drucksensoren können bis zu einem Maximaldruck von 25 bar verwendet werden. Deshalb wird zur Kalibrierung die Druckmesswaage „Desgranges und Huot 5201“ ausgewählt. Mit dieser können Drucksensoren in einem Bereich von einem bis 200 bar Relativdruck kalibriert werden.

Messunsicherheit

Für die Überprüfung der Messdatenanalyse wird zunächst die Genauigkeit der eingesetzten Sensoren verifiziert. Die Energiebilanz der gesamten Testanlage ist in Abb. 5.1 dargestellt.

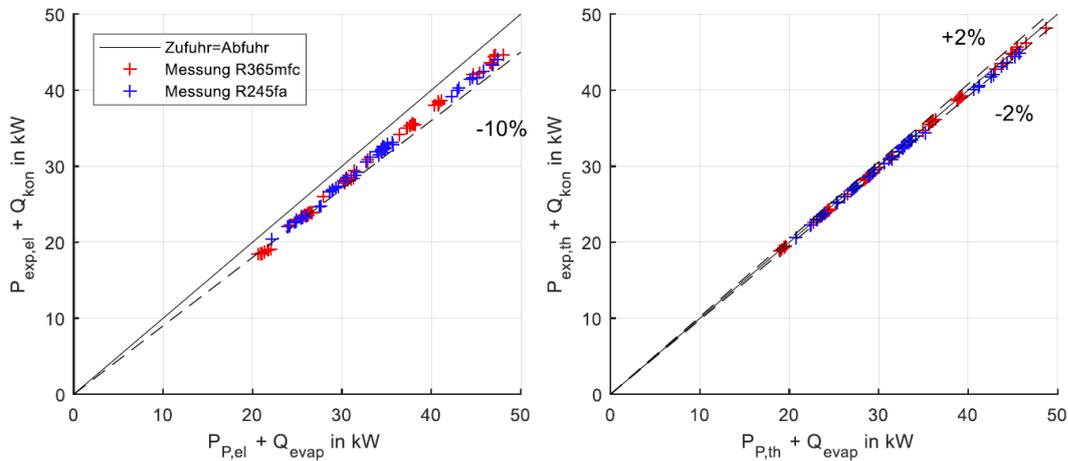


Abbildung 5.1: Validierung der Messdaten über die gesamte Energiebilanz in Abhängigkeit der thermischen und elektrischen Leistung

In Abb. 5.1 links sind die abgeführten Energieströme in Bezug auf den zugeführten Energiestrom aufgetragen. In den Diagrammen setzt sich aus dem Kondensatorwärmestrom und die Expanderleistung zusammen. Generell wird die zugeführte Leistung aus der Summe aus dem Verdampferwärmestrom und der Pumpenleistung berechnet. Es ist links auf Abb. 5.1 zu sehen, dass die Abweichungen Berücksichtigung der mechanischen Verluste vorwiegend unter 10% betragen. Die arithmetisch gemittelte Abweichung liegt vergleichsweise bei 8,17%. Bei der thermischen Bilanzierung rechts in Abb. 5.1 sind geringere Abweichungen erreicht worden, sodass von einer allgemeinen Validität der Messwerte sowie einer korrekten Kalibrierung der eingesetzten Sensoren ausgegangen werden kann.

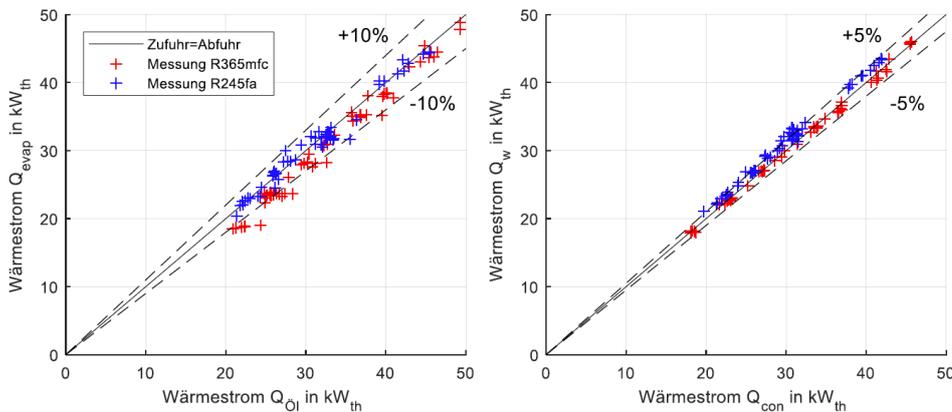


Abbildung 5.2: Bilanzierung um den Verdampfer (links) und Kondensator(rechts)

Die Bilanzierung des Verdampfers (Wärmezufuhr) ist links und die des Kondensators (Wärmeabfuhr) rechts in Abb. 5.2 dargestellt. Dabei weisen die Messungen des Verdampfers mit mittleren Abweichungen von 4,47% für das Fluid R365mfc sowie 7,36% für R245fa höhere Werte auf. Die

Bilanzierung um den Kondensator ergeben mit 1,07% für R365mfc und 4,66% für R245fa geringere Abweichungen. Für höhere Wärmeströme sind bereits für Verdampfer und Kondensator gleichermaßen präzisere Messergebnisse erreicht.

5.2 Methodik der Untersuchung

Für die Vergleichbarkeit der beiden eingesetzten Arbeitsfluide „R365mfc“ und „R245fa“ wurden die experimentellen Untersuchungen unter gleichen Betriebsparametern sowie unter dem gleichen Ablauf durchgeführt. Zuerst wurde ein in LabVIEW geschriebenes Steuerprogramm gestartet. Darüber wurden die Temperaturen, Drücke, Drehzahlen der Pumpen und das Bremsmoment des Generators an den angebrachten Stellen an der jeweiligen Komponente überwacht sowie die Wärmeströme und die Enthalpie über den zeitgleichen Zugriff auf die Refprop-Datenbank berechnet. Ebenso konnte der Durchfluss des Kältemittels sowie der des Wassers im Kondensator und Unterkühler über die Drehfrequenz jeweiliger Pumpen, sowie das Bremsmoment des Generators eingestellt werden. Die jeweiligen Parameter, die in der idealen Versuchsdurchführung konstant gehalten werden sollten, sind Tabelle ?? zu entnehmen. Die jeweiligen Durchflussmengen wurden dabei in kg/s angegeben. Anschließend wurden die Schraubenventile für den Vor- und Rücklauf des Hallenwassers, das das Primärwasser abkühlte, aufgedreht. Über LabVIEW wird der Massenstrom des sekundären Kühlwasserkreislaufes über ein elektronisches Schrittmotorventil Abb. 5.4 eingestellt. Für die nachfolgenden Messungen wurde ein konstanterer Durchfluss des Kühlwassers von ca. 0,83 kg/s gewählt. Während der experimentellen Untersuchungen wurde stets ein Betrieb mit Rekuperator und ohne weiteren Unterkühler gewählt. Über LabVIEW wird der Frequenzumrichter des Generators zuerst auf ein Bremsmoment von 10 Nm und auf eine Drehzahl von mindestens 20 U/min und maximal 50 U/min eingestellt, damit der Generator als Motor fungiert und den Expander antreibt, solange dieser über Wärmeenergie keine mechanische Leistung generiert. Nach einer gewissen Zeit kann dann auf ein maximales Bremsmoment von 20 Nm erhöht werden. Soweit die Durchflussmengen über LabVIEW eingestellt sind, wurde die Soll-Temperatur des Thermoöls mit Hilfe des Ölerhitzers bestimmt. Gleichzeitig schaltete sich dabei in dem Thermoölkreislauf die Pumpe ein und sorgte durch die Zirkulation für eine gleichmäßige Erwärmung. Der Kreislauf führte durch den Verdampfer, in dem eine Wärmeübertragung an das Arbeitsfluid des ORC-Kreislaufes stattfand. Sobald Temperaturen und Drücke eingestellt waren, konnte die Pumpe des ORC-Kreislaufes auf die maximale Drehfrequenz von 50Hz hochgeschaltet werden. Zur Bauteilschonung wurde der Expander anfänglich für einige Minuten über einen Bypass vom Kreislauf ausgeschlossen und anschließend über Absperrventile wieder freigegeben. Beginnend von der maximalen Drehfrequenz von 50Hz wurde diese nach abgelaufenem Messpunkt abgesenkt.

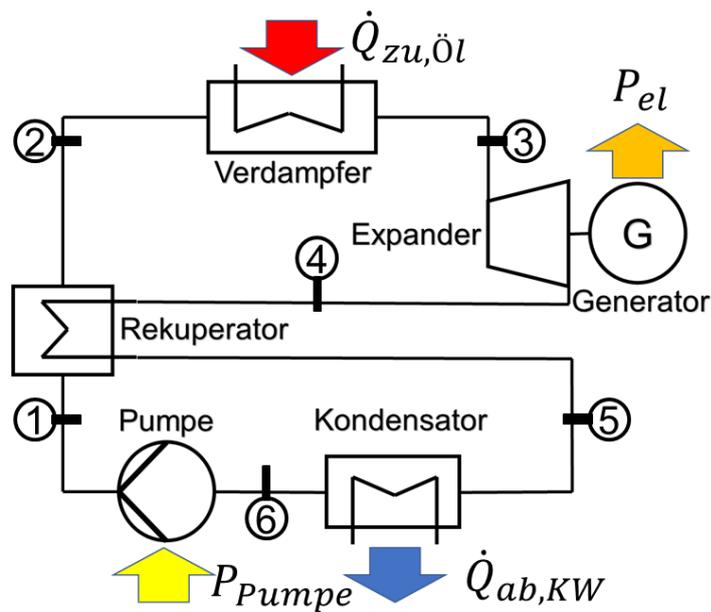


Abbildung 5.3: Vereinfachtes Schaltbild des Prüfstandes

Sofern stationäre Bedingungen herrschten, wurde ein Betriebspunkt für fünf Minuten gehalten und die Messwerte für die anschließende Auswertung in diesem Zeitbereich gemittelt. Die Pumpenfrequenz wurde kontinuierlich abgesenkt, bis der Durchfluss bzw. die Drücke nicht mehr zum Betrieb des Expanders ausreichten.

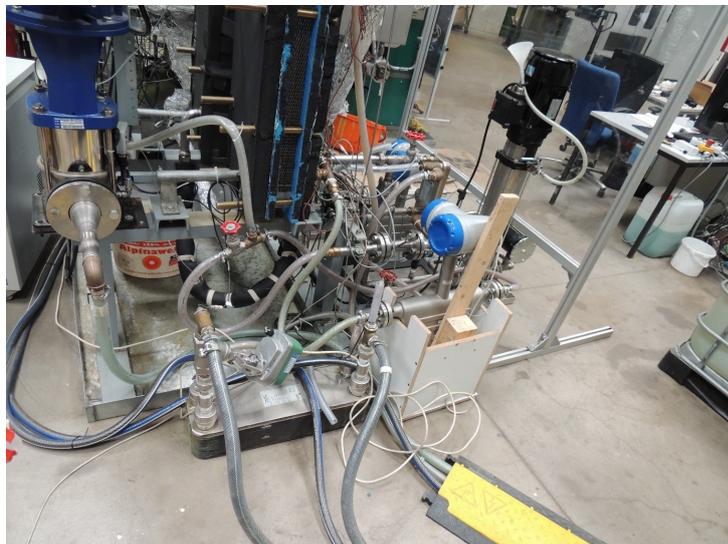


Abbildung 5.4: Wärmeübertrager des Kondensator zur Kühlung der Wassertanks durch das Hallenwasser

Tabelle 5.3: Randbedingungen der experimentellen Untersuchungen

Parameter	Menge	Einheit
Durchfluss Kühlwasser/Kondensator	0,87	kg/s
Temperatur des Hallenwassereintritts	10	°C
Förderdruck des Primörkühlwassers	4	bar
Durchfluss Thermoöls	1,9	kg/s
Förderdruck des Ölverlaufs	4	bar
Druck des Ölrücklaufs	2	bar

5.3 Reinstoffe R365mfc und R245fa

In diesem Kapitel werden die experimentellen Untersuchungen des ORC-Prüfstandes unter dem Einsatz der Fluide „R365mfc und R245fa“ beschrieben. Die Eigenschaften von beiden Arbeitsfluiden wurden bereits im Abschnitt 2.4.2 behandelt. Die Anlage liegt im subkritischen Bereich bei eingestellten Ölkreislauftemperaturen (Verdampfungstemperaturen) von 130 °C bis 190 °C. auf Grund der Anlagenauslegung für R245fa wurde die Verdampfung auf der maximalen Temperatur von 180 °C betrieben, weil ansonsten der zulässige maximale Druck mehr als zulässige Maximalen Druck im Verdampfer überschritten worden wäre.

Tabelle 5.4: Versuchsplan für das Kältemittel R356mfc

R365mfc	Heiztemperatur	Bremsmoment	Pumpenfrequenz
	190°C	20 Nm	<50-39 Hz
	180°C	20 Nm	<50-36 Hz
	170°C	20 Nm	<50-34 Hz
	160°C	20 Nm	<50-32 Hz
	150°C	20 Nm	<50-30 Hz
	140°C	20 Nm	<50-30 Hz
	130°C	20 Nm	<50-32 Hz

Bei der Versuchen mit dem Fluid R365mfc konnte für die Heiztemperaturen von 130°C bis 140°C kein maximales Bremsmoment von 20 Nm eingestellt werden. Der Hauptgrund liegt in der fehlenden Leistung des Expanders, um den eingestellten Drehmoment zur Stromgenerierung entgegenzuwirken. Dies führt zu einer geringeren elektrischen Leistung des Generators. Für die genauere Vorgehensweise sind in den Tabellen. 5.4 und 5.5 die genaueren Randbedingungen für den Vergleich zwischen beiden Kältemittel dargestellt.

Tabelle 5.5: Versuchsplan für das Kältemittel R245fa

R245fa	Heiztemperatur	Bremsmoment	Pumpenfrequenz
	180°C	20 Nm	<50-32 Hz
	170°C	20 Nm	<50-31 Hz
	160°C	20 Nm	<50-30 Hz
	150°C	20 Nm	<50-32 Hz
	140°C	20 Nm	<50-38 Hz
	130°C	20 Nm	<50-30 Hz

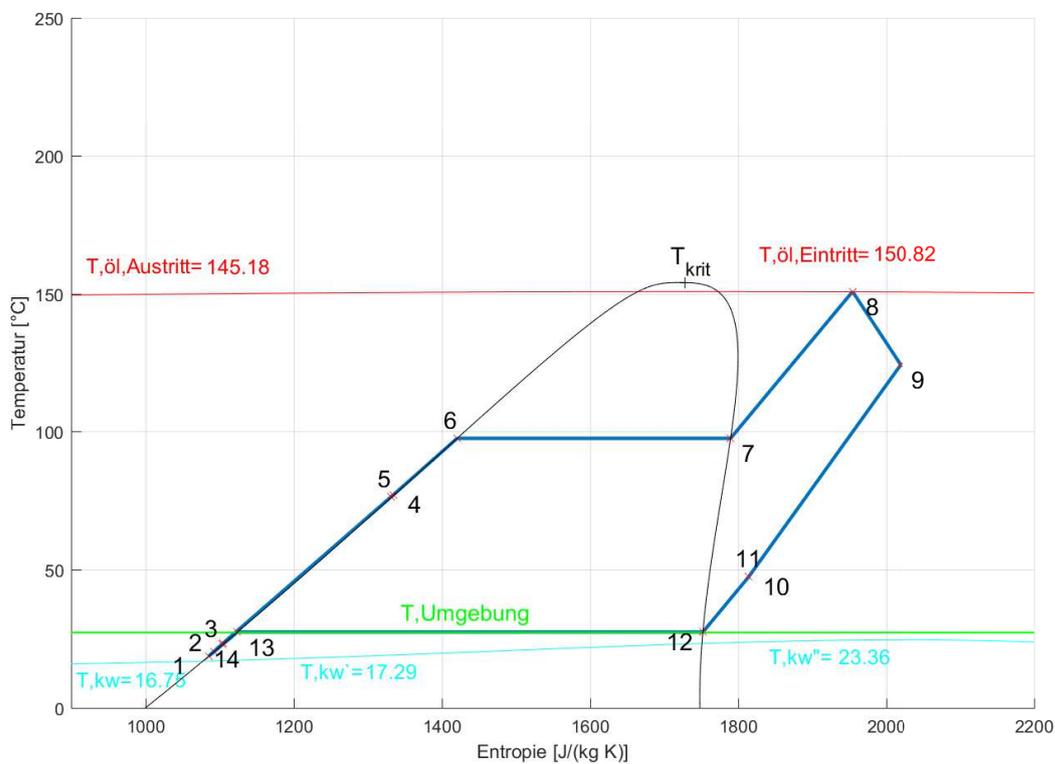


Abbildung 5.5: T-s Diagramm, Schaltbild und Bilanzierung für das Kältemittel R365mfc mit $\dot{m} = 0,2 \text{ kg/s}$

5.3.1 Anlagenanalyse unter Einsatz der Arbeitsfluide R365mfc und R245fa

Bei dem Einsatz von SOLKANE R365mfc und R245fa kann das Verhalten der Anlage untersucht werden. Es wird mit der Steigerung der Expanderdrehzahl bei gleicher Erhitzungstemperatur eine größere elektrische Leistung erreicht. Dadurch wird ein längerer Betrieb durch den Einsatz der Generatorkühlung gewährleistet. Dennoch kann der Verbrauch der Pumpe über die geeignete

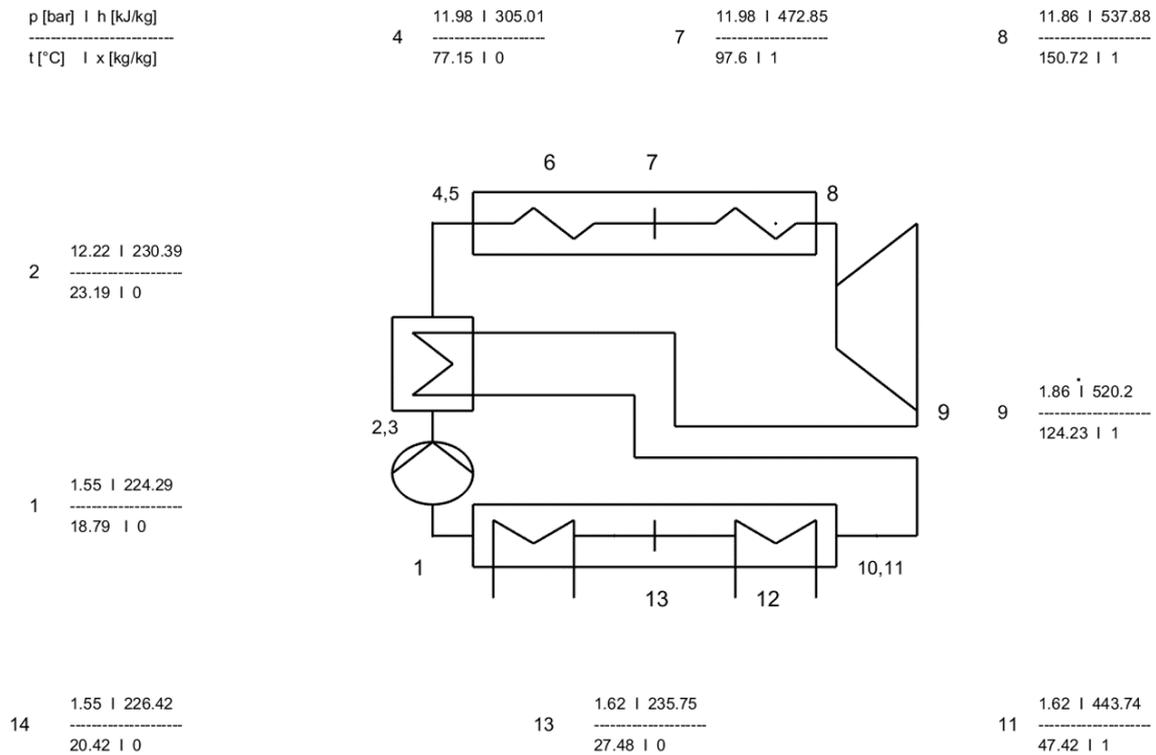


Abbildung 5.6: Schematische Darstellung und Eckdaten des Prozesses für das Kältemittel R365mfc mit $\dot{m} = 0,2 \text{ kg/s}$

elektrische Leistung weiterhin nicht gedeckt werden. Zudem werden in der Wirkungsgradberechnung die Verbräuche weitere Hilfsaggregate wie der Wasserpumpe oder dem Thermostat nicht berücksichtigt. Es ergibt sich somit ein Nettowirkungsgrad η_{netto} im negativen Bereich. Dennoch lassen sich Aussagen über die Effizienz der Anlage aus den Messergebnissen ableiten.

5.3.2 Analyse der Reinstoffe bezüglich des Durchflusses

Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen, dargestellt in Abb. 5.8, weisen darauf hin, dass eine Veränderung der elektrischen Leistung in Abhängigkeit des Massenstroms sowie der Sättigungstemperatur bei maximaler Last bzw. 2850 U/min für das Kältemittel SOLKANE R365mfc und R245fa auftritt.

Aus den in Abb. 5.8 dargestellten Verläufen wird eine Proportionalität beider Bezugsgrößen ersichtlich. Dabei ist ein linearerer Anstieg der elektrischen Leistung mit der Steigung des Massenstroms zu erkennen, wobei bei einem höheren Massenstrom von 0,18 kg/s die Leistungsänderung abnimmt. Bei dem festgesetzten Volumenstrom und steigender Dichte nimmt der durch Expander fließende Massenstrom zu und steigert somit die generierte elektrische Leistung. Die Gegenüberstellung beider Fluide zeigt, dass das Fluid R365mfc eine leichte höhere elektrische Leistung bei gleichem Durchfluss generiert. Durchschnittlich ist dabei der Leistungsbetrag von

	T [K]	t [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg K)]	rho [kg/m ³]	V [l/min]	cp [kJ/(kg K)]
1. vor Pumpe	291.94	18.79	1.55	224.29	1.09	1355.36	4.69	1.31
2. nach Pumpe	296.34	23.19	12.22	230.39	1.10	1346.76	4.72	1.31
3. vor Reku. fl.	296.46	23.31	12.22	230.55	1.10	1346.44	4.72	1.31
4. nach Reku. fl.	350.30	77.15	11.98	305.01	1.33	1183.47	5.37	1.47
5. Verd. ein	349.52	76.37	11.98	303.86	1.33	1186.07	5.36	1.46
6. Siedelinie	370.75	97.60	11.98	336.02	1.42	1103.23	5.76	1.57
7. Taulinie	370.75	97.60	11.98	472.85	1.79	68.59	92.66	1.33
8. Verd. aus	423.87	160.72	11.86	537.88	1.95	51.39	123.68	1.18
9. Expander aus	397.38	124.23	1.86	520.20	2.02	7.70	825.13	1.05
10. nach Reku gas	320.57	47.42	1.62	443.74	1.81	8.58	740.55	0.96
11. Kon. ein	320.57	47.42	1.62	443.74	1.81	8.58	740.55	0.96
12. Taulinie	300.63	27.48	1.62	424.59	1.75	9.33	681.36	0.96
13. Siedelinie	300.63	27.48	1.62	235.75	1.12	1331.78	4.77	1.33
14. Kon. aus	293.57	20.42	1.55	226.42	1.09	1350.99	4.70	1.31

	dT Unterkühlung [K]	dT Überhitzung [K]	dT Kühlwasser [K]	dT Verdampfung [K]	dT Rekuperator fl [K]	dT Rekuperator gas [K]	dT Kondensation [K]
Werte	-7.07	53.12	6.62	74.35	53.84	-76.80	-27.01

	Q_heiz [kW]	Q_orc [kW]	Q_loss [kW]	E	k_e [W/(m ² K)]	k_oil [W/(m ² K)]
Verdampfer	-26.20	24.79	1.41	94.60	82.01	96.61

	Q_kondensator [kW]	Q_kühlwasser [kW]	Q_loss [kW]	E	k_c [W/(m ² K)]	k_kv [W/(m ² K)]
Kondensator	-23.02	24.00	0.98	95.90	505.26	519.11

	Q_rek_fl [kW]	Q_rek_gas [kW]	Q_loss [kW]	E	k_rek_g [W/(m ² K)]	k_rek_fl [W/(m ² K)]
Rekuperator	7.94	9.40	-17.33	84.46	109.87	115.79

	P_pumpe,el [kW]	P_pumpe,th [kW]	P_pumpe,loss [kW]	eta_pumpe,is [%]	eta_pumpe,el [%]
Pumpe	2.44	0.65	1.79	12.88	26.51

	P_expander_th [kW]	P_Generator [kW]	P_exp,mech [kW]	P_exp,loss [kW]	P_exp,is [kW]	eta_el [%]	eta_th [%]	eta_is [%]	eta_ges [%]
Expander	-1.87	1.24	1.29	0.58	4.53	96.14	41.35	42.65	5.02

	P_pumpe [kW]	P_expander [kW]	Q_verdampfer [kW]	Q_kondensator [kW]	Energiebilanz [kW]
Bilanzen_th	0.65	1.87	24.79	23.02	-2.99

Abbildung 5.7: Bilanzierung der einzelnen Komponenten für das Kältemittel R365mfc, mit $\dot{m} = 0,2 \text{ kg/s}$

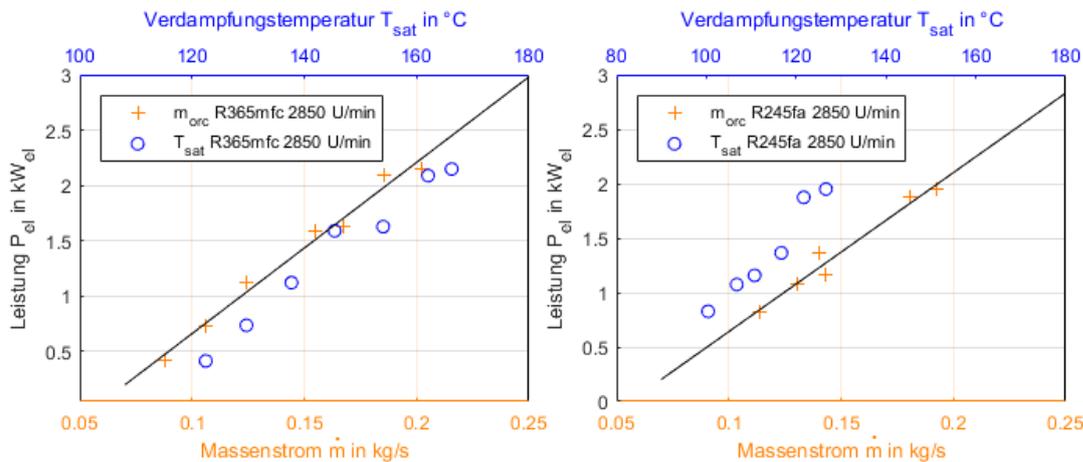


Abbildung 5.8: Elektrische Leistung in Abhängigkeit von Verdampfungstemperatur und Massenstrom

R365mfc um 13% höher. Für das Fluid R245fa erreicht der Kreisprozess bei geringeren Verdampfungstemperaturen geringere elektrische Leistung. Das T-s-Diagramm in Abb. 2.11 zeigt, dass die umschlossene Fläche der Siede- und Taulinie von R245fs geringer ausfällt. Dabei liegen sowohl die Siededrucke als auch die Dampfdichten im Vergleich zu R365mfc in einem höheren Bereich, sodass die Expansion unter geringer Enthalpiedifferenz und erhöhtem Durchfluss stattfindet. Als Resultat der beiden Erscheinungen ergibt sich somit für R245fa ein höherer Massenstrom bei gleicher Leistung.

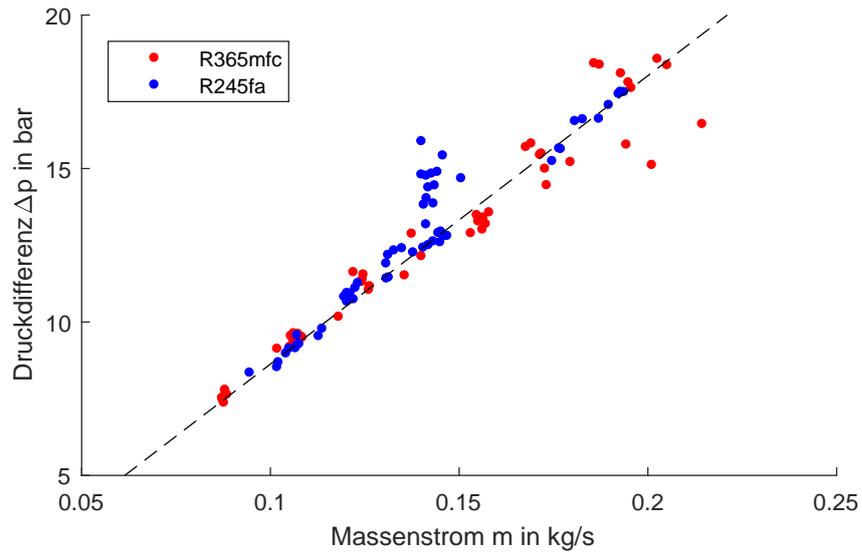


Abbildung 5.9: Druckdifferenz in Abhängigkeit vom Massenstrom

In Abb. 5.9 wird das Verhältnis der gemessenen Druckdifferenz bei unterschiedlichen Heiztemperaturen dargestellt. Es ist zu sehen, dass mit der Steigung des Massenstroms auch die Druckdifferenzen steigen, die wiederum bei maximal erreichtem Massenstrom auf den linearen Verlauf abfallen. Außerdem treten Effekte des abnehmenden Durchflusses auf und tendiert zur Leistungsminderung.

5.3.3 Spezifischen Leistung des Reinstoffs in Abhängigkeit der Druckdifferenz

In Abb. 5.10 a) ist die spezifische Leistung in Bezug auf die Druckdifferenz über den Expander aufgetragen. Es ist zu sehen, dass bei höheren Verdampfungsdrücken im Allgemeinen höhere Differenzdrücke herrschen und es somit zu einer großen Enthalpieänderung bzw. zu einer höheren Nutzleistung bei dem Expansionsprozess kommt. Aufgrund höherer Verdampfungsdrücke werden für R245fa bei analogen Heiztemperaturen höhere Druckdifferenzen erreicht, sodass bei gleicher Pumpenfrequenz mehr elektrische Leistung generiert wird. Dagegen ist bei R365mfc ein einheitlicher Verlauf bei den Messungen zu erkennen. Sofern gleiche Druckdifferenzen vorliegen, werden für die beiden Kältemittel nahezu identische Leistungen aufgenommen. Mit steigender Expanderaustrittsdruck bzw. Kondensationsdruck sinkt die Druckdifferenz äquivalent zu der abnehmenden Pumpenfrequenz, was in Abb. 5.10 anhand des Verlaufs der Expanderleistung in Abhängigkeit des Kondensationsdrucks aufgetragen ist. Hier ist zu erkennen, dass der Expander die Maximale Druckdifferenz erreicht hat, somit kann keine erhöhte elektrische Leistung erzielt werden.

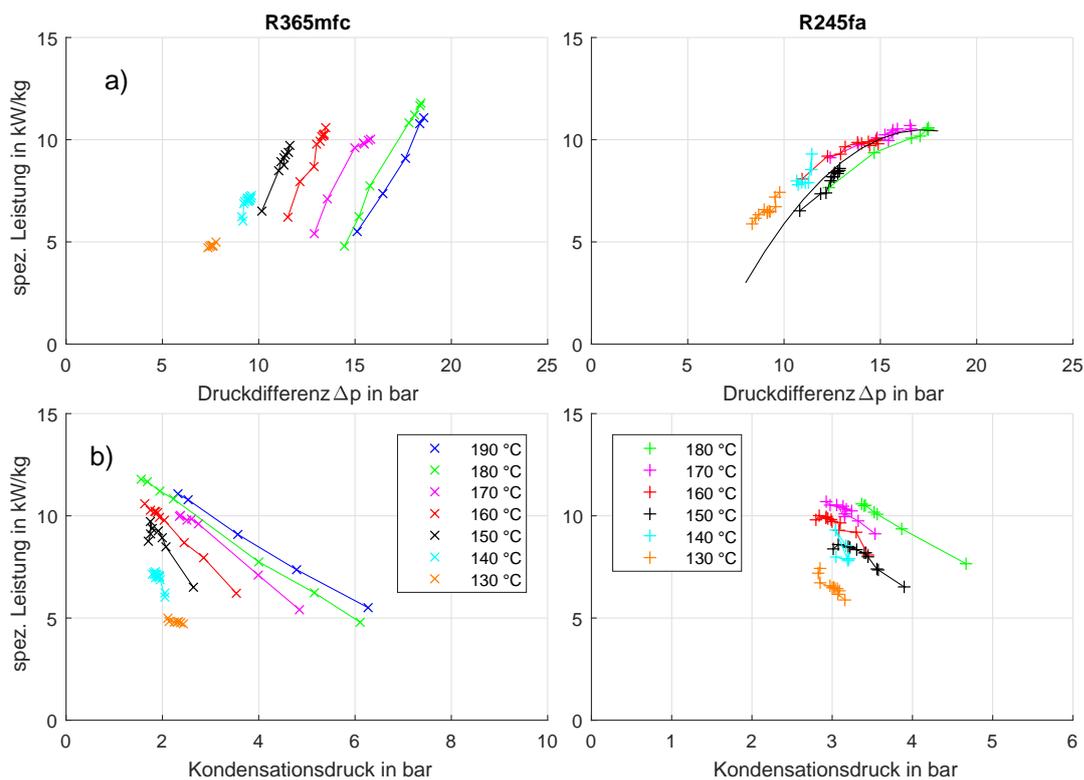


Abbildung 5.10: a) Spezifische Leistung in Abhängigkeit der Druckdifferenz, b) Nettoleistung in Abhängigkeit des Kondensationsdrucks

Mit sinkender Heiztemperatur nimmt das Spektrum der Druckdifferenz nahezu stetig ab. Zudem sind bei gleicher Druckdifferenz höhere Leistungen bei niedrigen Heiztemperaturen zu erreichen. Allgemein gleicht sich der Verlauf erwartungsgemäß an. Dennoch ist bei R365mfc beim Vergleich der Heiztemperaturen von 190 °C zu 180 °C ein gleichartiger Verlauf zu vermerken, der bei einer Leistung von ca. 2,2 kW verbleibt. Das Kältemittel R245fa weist unter gleichen Vorausbedingun-

gen auf Grund höherer Verdampfungsdrücke höhere Kondensationsdrücke auf.

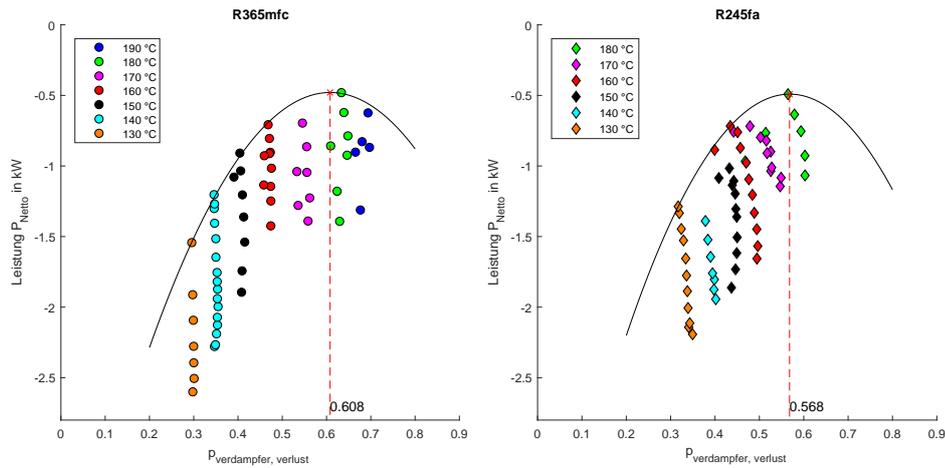


Abbildung 5.11: Nettoleistung in Bezug auf den reduzierten Druck im Verdampfer

Höhere Verdampfungsdrücke können jedoch mit einem höheren Leistungsertrag des Expanders assoziiert werden. Dabei ist zu beachten, dass höhere Verdampfungsdrücke eine höhere Pumpenleistung benötigen und dementsprechend eine negative Auswirkung auf die Nettoleistung haben. Die Untersuchungen von Oyewunmi et al. [23] ergeben für das Kältemittel eine maximale Nutzleistung zwischen 4-5 bar. Da hier die untersuchte ORC-Technikumsanlage nur im subkritischen Bereich betrieben wurde, kann dieses Ergebnis nicht bestätigt werden. Eine Extrapolation der Messwerte jedoch, wie sie in Abb. 5.11 zu sehen ist, ergäbe bei R365mfc eine optimale Nutzleistung bei 0,608. Diese wird bei Heiztemperaturen zwischen 170°C und 180°C erreicht. Im Vergleich zu R365mfc wurden mit R245fa nahezu identische Nettoleistungen wie bei 180°C erreicht. Da im Betrieb mit R245fa bei Verdampferaustrittstemperatur von 190°C zu hohe Drücke entstanden wären, konnte nicht näher auf einen optimalen reduzierten Druck eingegangen werden. Dennoch ist auch ein höherer kritischer Druck zu beobachten, sodass hieraus resultierend der optimale Betriebspunkt bei einem geringeren reduzierten Druck von ca. 0,57 wiederzufinden ist. Die Abweichung zu den Ergebnissen von Oyewunmi et al.[23] ist auf die Leistungsbegrenzung des eingesetzten Expanders zurückzuführen. Diese Begrenzung ist ausgehend vom konstruktiv bestimmten Volumenverhältnis des Expanders definiert. Dabei wird über die Eigenschaften des eingesetzten Fluides das Druckverhältnis p_r zwischen Expanderein- und -austritt festgesetzt. Der Rotationskolbenexpander ist für eine maximale Leistung von 2 kW sowie für eine maximale Drehzahl von ca. 1000 U/min ausgelegt. Somit stellt sich trotz Zunahme dem Verdampfer zugeführten Wärmestroms eine maximale Leistung bei gleichzeitig stärkerem Aufwand zur Verdichtung ein und senkt damit den Wirkungsgrad letztlich ab. Des Weiteren ist der ORC-Prüfstand ausschließlich für den subkritischen Bereich bzw. für einen maximalen Druck von 25 bar ausgelegt, sodass ein transkritischer Betrieb für die beiden zu untersuchenden Fluide nicht möglich ist. Ein Betrieb im unzulässigen Bereich würde eine Bedrohung für die Umwelt darstellen und langfristige Schäden an der Messtechnik implizieren.

5.3.4 Analyse bezüglich der Überhitzungstemperatur

In Abb. 5.12 a) ist die Änderung der Leistung in Abhängigkeit der Überhitzung dargestellt. Ein Vergleich der beiden Teile des Diagramms in Abb. 5.12 a) und b) weist eine Analogie der Verläufe auf. Dies liegt in der Proportionalität des Massenstroms zur mechanischen Leistung, die bereits in Abb. 5.8 gezeigt ist. Auch weisen die gemessenen Druckverluste im Verdampfer im Zusammenhang mit der Überhitzung eine Analogie zu dem in Abb. 5.13 c) gezeigten Kondensationsdruck auf. Hier ist zu sehen, dass die beide Größen mit zunehmender Überhitzung exponentiell steigen. Ebenfalls ist für den Kondensationsdruck ein konstanter Verlauf im niedrigen Überhitzungsbereich ersichtlich. Aus dem Verlauf lässt sich ableiten, dass die Kondensationsleistung einer zu hohen Verdampfungstemperatur bzw. einem zu hohen Durchfluss nicht entgegenwirken kann, um den Kondensationsdruck aufrecht zu halten, sodass mit dem Anstieg des Drucks die Leistung vermindert wird.

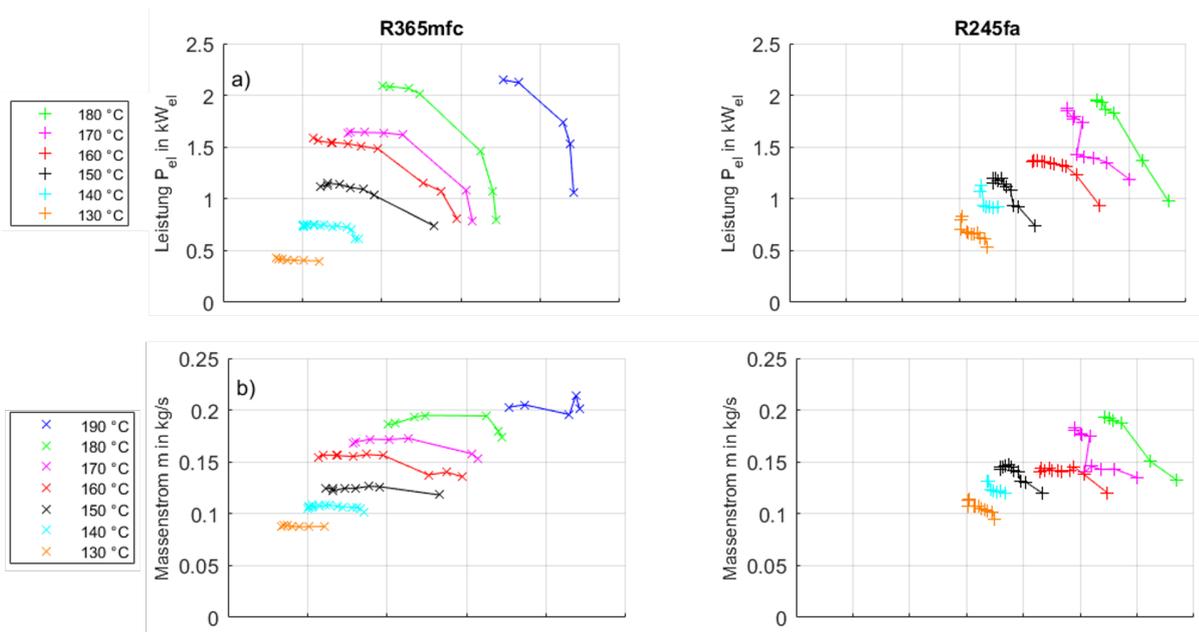


Abbildung 5.12: a) Elektrische Leistung, b) Massenstrom in Abhängigkeit der Überhitzung

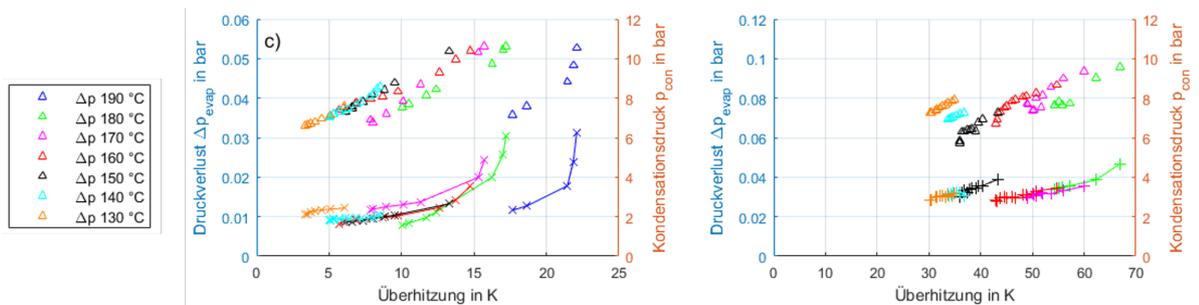


Abbildung 5.13: Verdampferdruckverlust/Kondensationsdruck in Abhängigkeit der Überhitzung

Der Vergleich der berechneten spezifischen Leistung über den Frischdampf Temperatur in Abb.

5.14 a) lässt für beide Fluide über die Regression der maximalen Werte jeglicher Heiztemperaturen einen abflachenden Verlauf vermuten, die sich bei 414K kreuzen. Bei niedrigen Temperaturen wiesen die Messungen bei R365mfc dabei niedrigere spezifische Leistungen als bei R245fa auf. Sofern die Anlage mit höheren Frischdampftemperaturen betrieben wurde, ist den Diagrammen eine höhere spez. Leistung für R365mfc zu entnehmen. Die vorherigen Untersuchungen haben darauf hingewiesen, dass die beiden Fluide unter denselben eingestellten Versuchsparametern nahezu identische Leistungen erbrachten. Hierbei stellte sich bei R245fa auf Grund höherer Dichten und Verdampfungsdrücken ein größerer Durchfluss bzw. Kondensationsdruck ein. Das dadurch verringerte Druckverhältnis übt einen erheblichen Einfluss auf die spez. Leistung als erhöhter Massenstrom aus. Die Beobachtungen weichen jedoch von denen der Untersuchungen von Schuster [1] ab, die unabhängige, von der Frischdampf Temperatur stets für R365mfc höhere spez. Leistungen prognostizieren. Dies ist darauf zurückzuführen, dass auf Grund zu niedriger Drücke im niedrigen Temperaturbereich ein geringeres Bremsmoment eingestellt und somit weniger Leistung erbracht wurde.

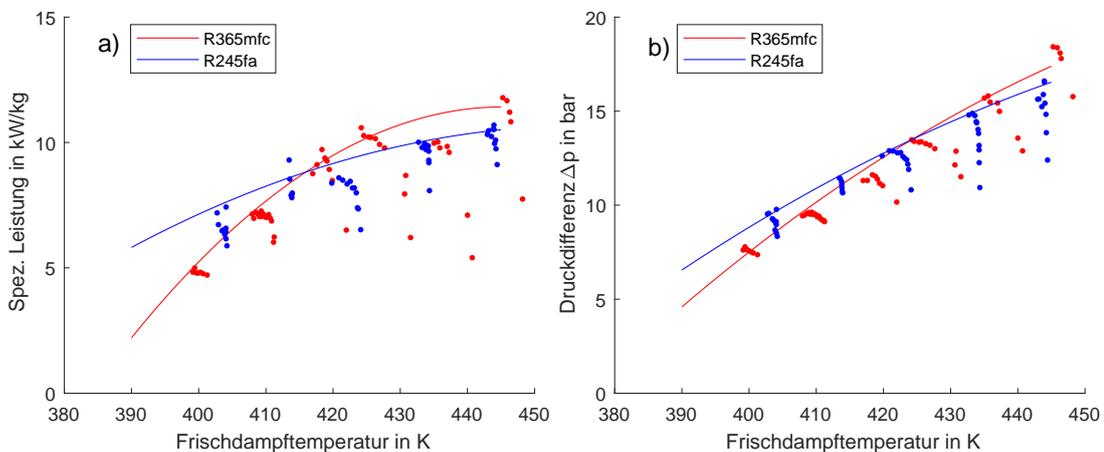


Abbildung 5.14: a) Spezifische Leistung und b) Druckdifferenz bezüglich der Frischdampf Temperatur

In Abb. 5.14 b) ist die Druckdifferenz zur Frischdampf Temperatur dargestellt. Dieser sind niedrige Drücke für R365mfc bei geringeren Temperaturen zu entnehmen. Es konnten in diesem Falle somit keine einheitlichen Bedingungen geschaffen werden, sodass diese von den restlichen Messungen abweichen. Dennoch lässt der Verlauf der vergleichbaren Ergebnisse die Vermutung zu, dass mit steigendem Druckverhältnis die spezifische Leistung äquivalent ansteigt. Der abflachende Verlauf ist mit dem erhöhten Kondensationsdruck zu begründen, der gleichermaßen mit dem Verdampfungsdruck ansteigt.

5.4 Gemische aus R365mfc und R245fa

Für die Gemische aus R245fa und R365mfc wurden keine Zustandsgleichungen aufgestellt. In Abb. 5.15 sind die T-s und Viskosität- Temperatur-Diagramme dargestellt, welche die Stoffdaten aus Refprop visualisieren. Den geringeren kritischen Punkt weist R245fa, den höheren kritischen Punkt R365mfc auf. Die kritischen Punkte der Gemische liegen dazwischen. Wie zu

sehen ist, sind alle Fluide trocken, wie die Reinstoffe auch. Ähnliches ist auch bei der Darstellung der Druck-Temperatur- und Viskosität-Temperatur-Diagramme zu sehen. Die Verläufe der Gemische liegen stets zwischen den Reinstoffen. Bei gleichen Drücken hat R245fa die geringste und R365mfc die höchste Verdampfungstemperatur. Die Viskosität von R365mfc ist immer am größten, die von R245fa immer am niedrigsten.

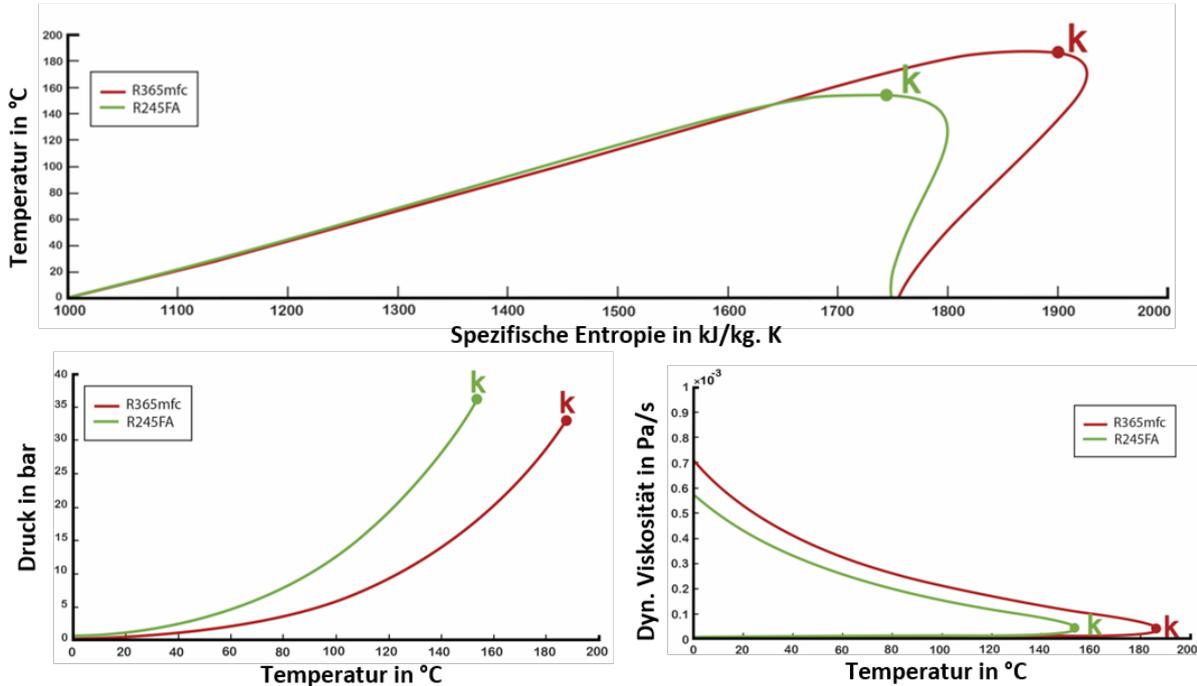


Abbildung 5.15: T-s, p-T und dyn. Viskositäts-Temperatur-Diagramme aus Refprop für R245fa/R365mfc und deren Gemische

Anschließend werden die Messergebnisse der Reinstoffe R365mfc und R245fa aus den vorherigen Kapitel mit drei unterschiedlichen Massenanteil [%] 20/80, 50/50, und 80/20 verglichen.

5.4.1 Thermischer Wirkungsgrad

Zunächst wird der Thermische Wirkungsgrad über der Überhitzungstemperatur in Abb. 5.16 dargestellt. Der thermische Wirkungsgrad wird wie folgt berechnet:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{P_{\text{el}}}{\dot{Q}_{\text{Verdampfer}}} \quad (5.1)$$

$\dot{Q}_{\text{Verdampfer}}$ lässt sich wie folgt berechnen:

$$\dot{Q}_{\text{Verdampfer}} = \dot{m} \cdot (h_{\text{ein}} - h_{\text{aus}}) \quad (5.2)$$

Dabei wird der Massenstrom des Öls auf 2,4 kg/s und auf Kältemittelseite auf 200 g/s gemessen und die spezifische Enthalpie aus den thermodynamischen Zustandsgleichungen, bei den gemessenen Drücken und Temperaturen, aus Refprop bestimmt. Die Überhitzungstemperatur wird auf der Abszisse dargestellt und mit der Gleichung 5.3 berechnet:

$$\Delta T_{\text{Ueberhitzung}} = T_{\text{Verdampfer,austritt}} - T_{\text{Taulinie}} \quad (5.3)$$

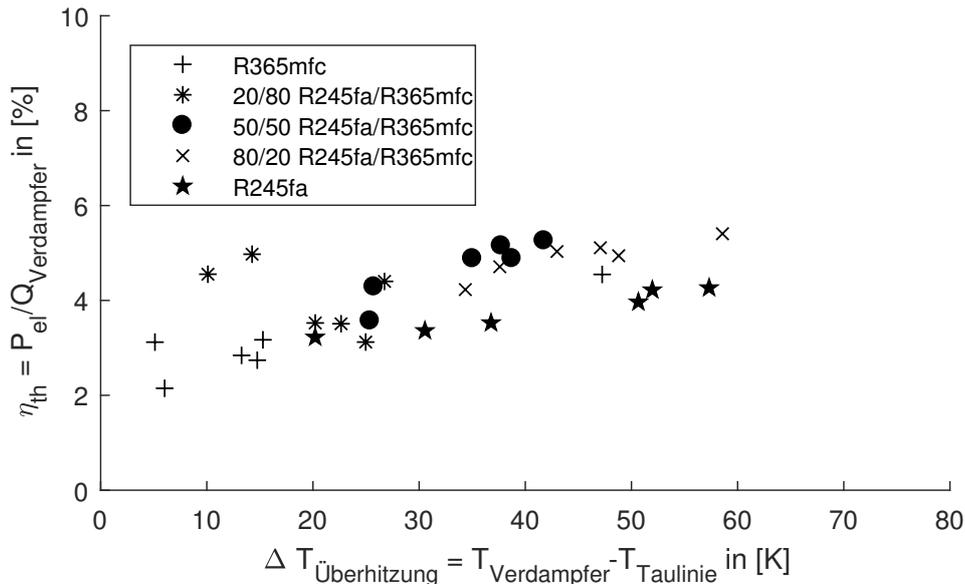


Abbildung 5.16: Thermischer Wirkungsgrad über der Überhitzungstemperatur

Es wird in Abb. 5.16 die Differenz aus der maximalen Arbeitsfluidtemperatur nach dem Verdampferaustritt und der Taulinie aus den Stoffdaten des Arbeitsfluids gebildet. Der thermische Wirkungsgrad hängt eher von der Zusammensetzung und der Wärmequellentemperatur als von der Überhitzungstemperatur ab. Allgemein lässt sich herauslesen, dass mit steigender Überhitzungstemperatur der Wirkungsgrad bei gleicher Wärmequellentemperatur sinkt.

Das Arbeitsfluid R365mfc hat bei 130 °C bis 180 °C als Wärmezufuhrtemperatur einen thermischen Wirkungsgrad 2,1 % bis 3,4 %.

In Abb. 5.16 ist zu sehen, dass bei höherer Überhitzungstemperatur der Wirkungsgrad „auf-fächert“, das bedeutet, dass dieser größeren Schwankungen, bei gleichen Wärmequellentemperaturen, unterliegt. R245fa hat grundsätzlich einen höheren Wirkungsgrad als R356mfc. Bei minimaler und maximaler Wärmezufuhrtemperatur von 130°C bis 180°C beträgt der thermische Wirkungsgrad 3,1% bis 4,3%.

Die Gemische haben sowohl bei niedrigen als auch bei höheren Temperaturen einen besseren thermischen Wirkungsgrad als die Reinstoffe mit den gleichen Bedingungen. Der Wirkungsgrad des Gemisches mit 20 m-% R245fa und 80 m-% R365mfc hat bei 130°C einen besseren thermischen Wirkungsgrad als 170°C darstellen. Dieser beträgt zwischen 5,2% bis 3,7%. Hier ist zu sehen, dass bei dieser Zusammensetzung der thermische Wirkungsgrad bei niedrigen Temperaturen abfällt als bei höheren Temperaturen, wobei bei 180°C der thermische Wirkungsgrad auf 4,2% steigt.

Bei einem Gemisch von 50/50% liegt der thermische Wirkungsgrad zwischen 3,5% bei 130°C und bis 5,3% bei 170 °C. Wobei bei 180°C der Wirkungsgrad bei Überhitzungstemperaturen von 30K um bis zu 4,2% liegt.

Das Gemisch 80/20% hat bei 130°C einen thermischen Wirkungsgrad von 4,1% und steigt bis 180°C auf 5,8% und hat somit den höchsten Wirkungsgrad bei höheren Temperaturen von allen untersuchten Fluiden, Temperaturen und Massenströme.

Wird der thermische Wirkungsgrad über dem Druckverhältnis in Abb. 5.17 gezeigt, lässt sich erkennen, dass der Wirkungsgrad mit steigendem Druckverhältnis des Expanders und der Wärmezufuhrtemperatur zunimmt. Das Druckverhältnis wird durch das Verhältnis aus dem Druck am Expander ein- und -austritt gebildet:

$$p_{\text{ratio,Exp}} = \frac{p_{\text{ein,Expander}}}{p_{\text{aus,Expander}}} \quad (5.4)$$

Die Druckverhältnisse erreichen bei dem Reinstoff R365mfc von 3,5 bei 130 °C bis zu 6,3 bei 170°C und damit den maximalen Wirkungsgrad. R245fa hat gegenüber R365mfc niedrigere Druckverhältnisse und erreicht damit einen eingeschränkten Bereich der Druckverhältnisse zwischen 3,6 und 5,7.

Ebenso ist in Abb. 5.17 zusehen, dass sich das Druckverhältnis des Gemisches mit der Zusammensetzung 20/80% in einem hohen aber eingeschränkten Bereich von 4,2 bis 8,4 bewegt. Hier ist zu sehen, dass mit steigendem thermischen Wirkungsgrad die Druckverhältnisse des Expanders zu nehmen. Das Gemisch von beiden Reinstoffen mit der Zusammensetzung 50/50% bewegt sich in Druckverhältnissen zwischen 5,9 bis 8,6.

Das Maximum des Wirkungsgrad wird bei dem Druckverhältnis von 7,8 und eine Temperatur von 180°C erreicht. Bei Gemisch 80/20 % liegt das Druckverhältnis zwischen 5,8% bis 7,5%. Ab 150°C steigt der Wirkungsgrad nur 0,2% pro 10°C Zunahme. Hier ist zu erkennen, dass diese Zusammensetzung den besten Wirkungsgrad erreichen.

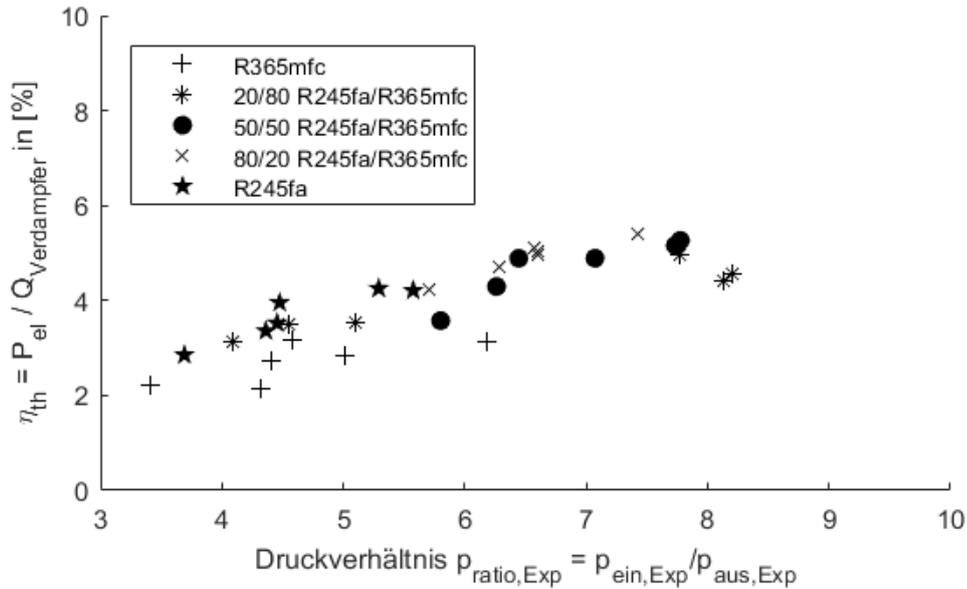


Abbildung 5.17: Thermischer Wirkungsgrad über dem Druckverhältnis des Expander

5.4.2 Isentroper Expanderwirkungsgrad

In Abb.5.18 ist der isentrope Expander Wirkungsgrad über dem Druckverhältnis dargestellt. Der isentrope Wirkungsgrad wird für den mittleren Verdampfungstemperatur 130°C und 180°C wie folgt berechnet:

$$\eta_{s,Exp} = \frac{h_{aus,Exp} - h_{ein,Exp}}{h_{aus,is,Exp} - h_{ein,Exp}} \quad (5.5)$$

Der maximale Wirkungsgrad wird bei einem Druckverhältnis von etwa 6,5 bis 6,6 bar erreicht. Der höchste isentrope Wirkungsgrad ist bei allen Temperaturen des Gemischs 80/20% zu sehen. Die Reinstoffe haben den niedrigsten isentropen Wirkungsgrad, vor allem bei einer Steigerung der Druckdifferenz. Dabei hat R245fa im Vergleich zu R356mfc einen besseren isentropen Wirkungsgrad.

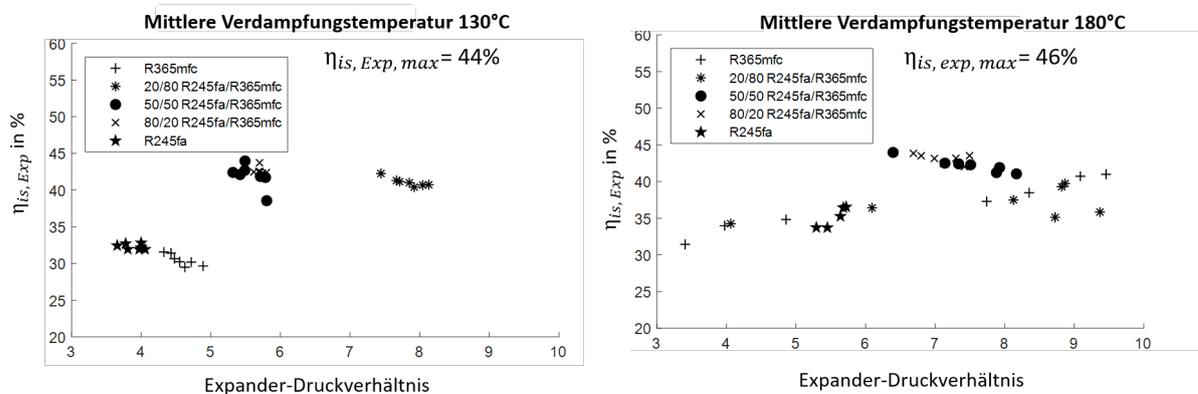


Abbildung 5.18: Isentroper Wirkungsgrad des Expander über den Expanderverhältnis

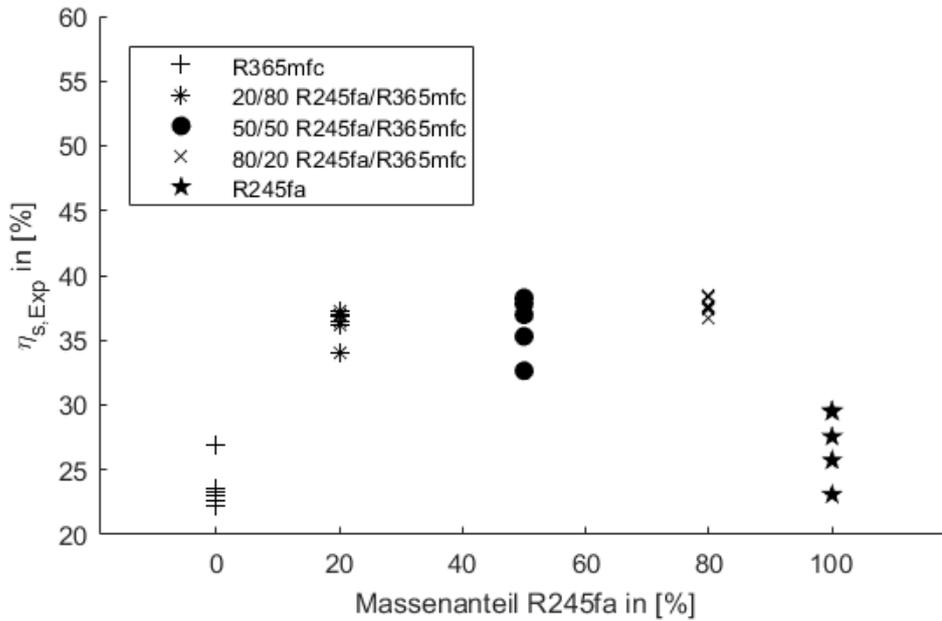


Abbildung 5.19: Isentroper Wirkungsgrad des Expanders über den Massenanteil des Gemisches

5.4.3 Elektrische Leistung

In Abbildungen 5.20, 5.21 und 5.22 sind die elektrische Leistung über dem Expanderdruckverhältnis, Verdampfungstemperatur und Überhitzungstemperatur dargestellt. Die elektrische Leistung nimmt grundsätzlich mit steigendem Druckverhältnis und steigender Wärmezufuhr und Überhitzungstemperatur im Verdampfer zu. Die elektrische Leistung wird für den mittleren Verdampfungstemperatur 130°C und 180°C wie folgt berechnet:

$$P_{el,exp} = 2 \cdot \pi \cdot M \cdot \eta_{gen} \tag{5.6}$$

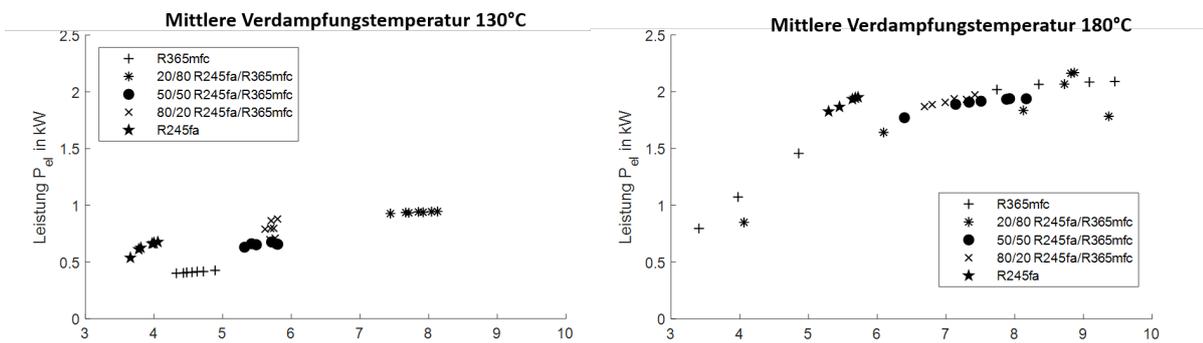


Abbildung 5.20: Elektrische Leistung über den Expanderdruckverhältnis

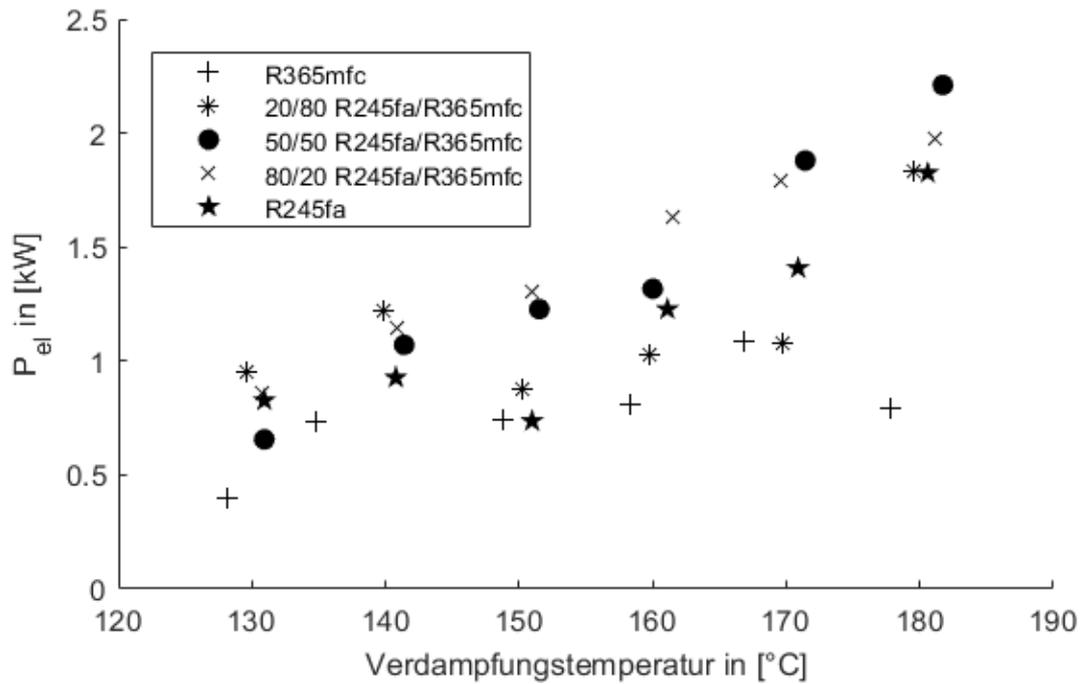


Abbildung 5.21: Elektrische Leistung über den Verdampfungstemperatur

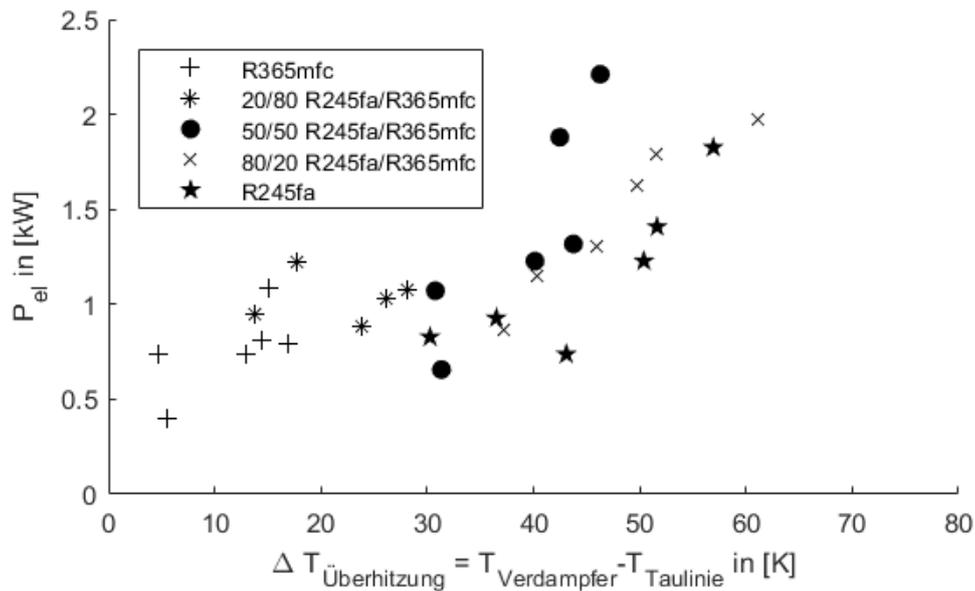


Abbildung 5.22: Elektrische Leistung über den Überhitzungstemperatur

5.4.4 Netto-Wirkungsgrad der ORC-Anlage

In der Abb. 5.23 wird die Netto-Wirkungsgrad der Anlage in Abhängigkeit der Durchflussmenge dargestellt. Die Berechnung der Netto-Wirkungsgrad ist wie folgt in Gl.5.7 zu sehen.

$$\eta_{\text{ORC,netto}} = \frac{P_{\text{el}} - P_{\text{el,pumpe}}}{\dot{Q}_{\text{zu,Verdampfer}}} \quad (5.7)$$

Aus der Abb. 5.23 ist zu erkennen, dass R245fa/R365mfc 20/80 der höchste Wirkungsgrad zum

Vergleich mit Gemische 50/50 und 80/20 hat. Der Reinstoff R365mfc hat nach 50/50 der höchste Wirkungsgrad. R245fa hat größere Wirkungsgrad ins Vergleich zu 80/20. Wir haben bei der Untersuchung einen kreisel-pumpe mit schlechte Wirkungsgrad ins Betrieb genommen. Aus diesem Grund wird bei der Berechnung der Netto-Wirkungsgrad die negative Zahlen auf zu sehen. Durch den Ersatz von Pumpe mit bessere Wirkungsgrad wird bessere Wirkungsgrad erzielt.

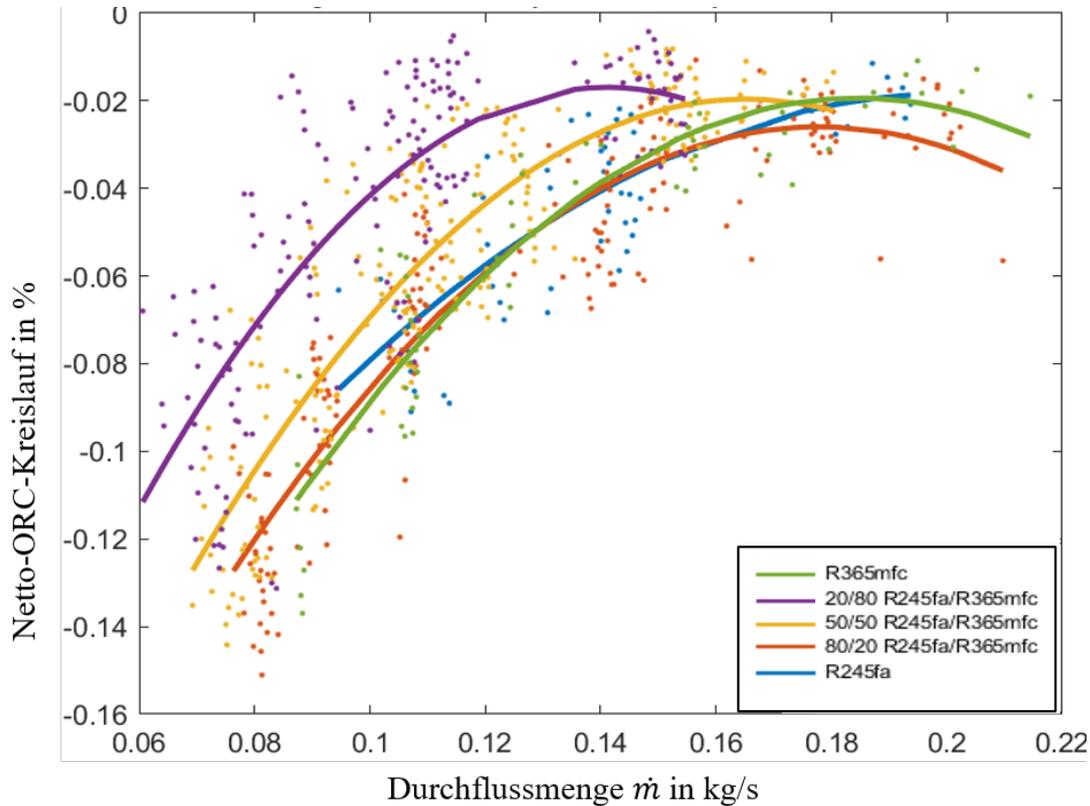


Abbildung 5.23: Netto-Wirkungsgrad der gesamte ORC-Anlage in Abhängigkeit der Durchflussmenge für R365mfc/R365mfc und deren Gemische

5.4.5 Wärmedurchgangskoeffizient im Rekuperator

Die untersuchte Plattenwärmeübertrager (Rekuperatur) besteht aus 30 platten. Daraus sind 15 Spalten mit vier Umlenkungen für die flüssige Seite (siehe Abb. 5.24) und 14 Spalten für die Dampfseite eingeführt. Zur Berechnung der Wärmedurchgangskoeffizient im Rekuperator wurde eine Korrekturfaktor $C = 0.28$ (siehe Abb. 5.25) aus der Vergleich zwischen Simulation mit der experimentellen Arbeit für den Dampf- und Flüssige Seite in Abhängigkeit der Massenstrom berechnet.

$$K_{\text{Rekuperatur}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Rekuperatur}}}{F \cdot A \cdot \Delta T_{\log, \text{Rekuperatur}}} \quad (5.8)$$

Zur Berechnung der Wärmedurchgangskoeffizient mit vier Umlenkungen sollte die Logarithmische mittlere Temperaturdifferenz mit einem Korrekturfaktor F multipliziert werden. Durch den Vergleich zwischen Simulation und die experimentellen Messungen wird in dieser Arbeit die Kor-

rekturfaktor F anhand der Gleichung 5.8 für die flüssige Phase Gl. 5.9 und für die Dampfphase die Gleichung 5.10 angenommen.

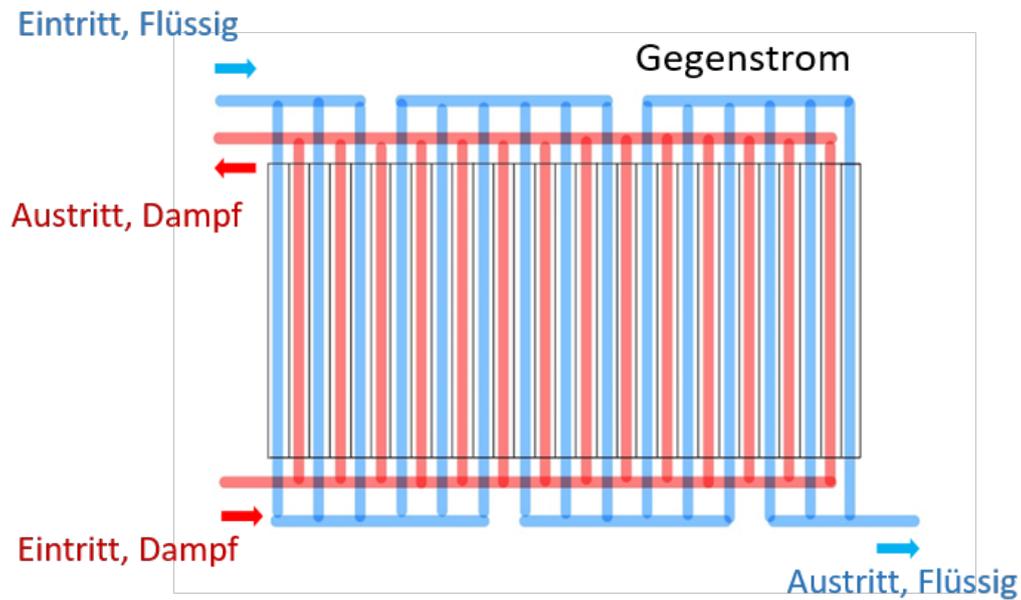


Abbildung 5.24: Rekuperator mit vier Umlenkung auf die Flüssigseite

Für die Berechnung der Korrekturfaktor F im Dampf- und Flüssiges Zustand der Rekuperator wurde jeweils Korrelation von Martin in Flüssige- und Dampfphase um die logarithmische Temperaturdifferenz zu berechnen.

Für die Flüssigphase gilt die Gleichung:

$$Nu = C \cdot Nu_{\text{Martin}} \quad (5.9)$$

und für die Dampfphase wird die Gleichung 5.10 verwendet:

$$Nu = C \cdot Nu_{\text{Martin}} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{1/6} \quad (5.10)$$

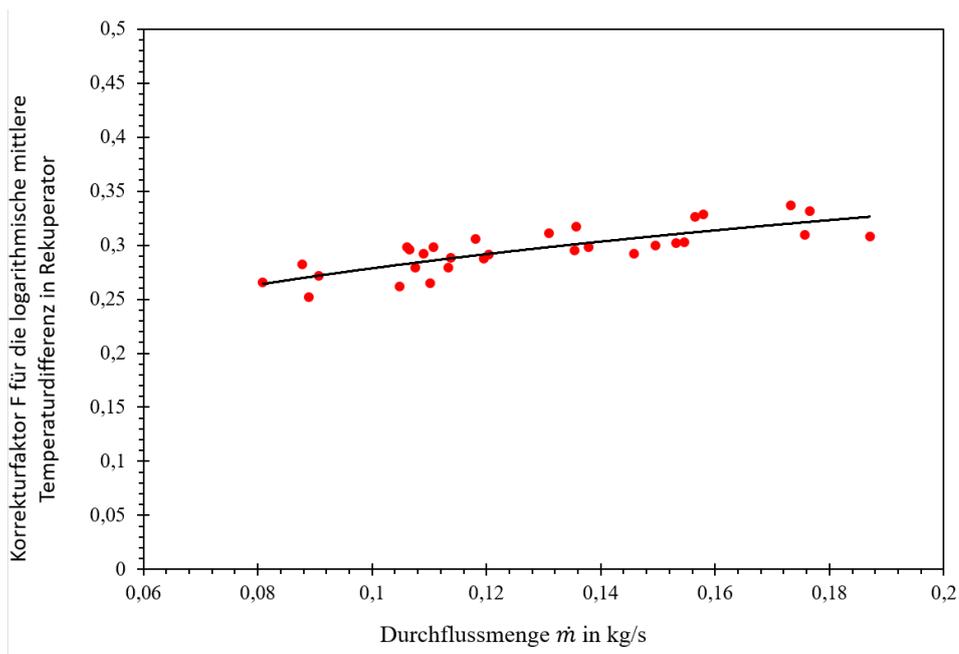


Abbildung 5.25: Berechnung der logarithmische mittlere Temperaturdifferenz für die vier Umlenkungen auf Flüssige- und Dampfseite

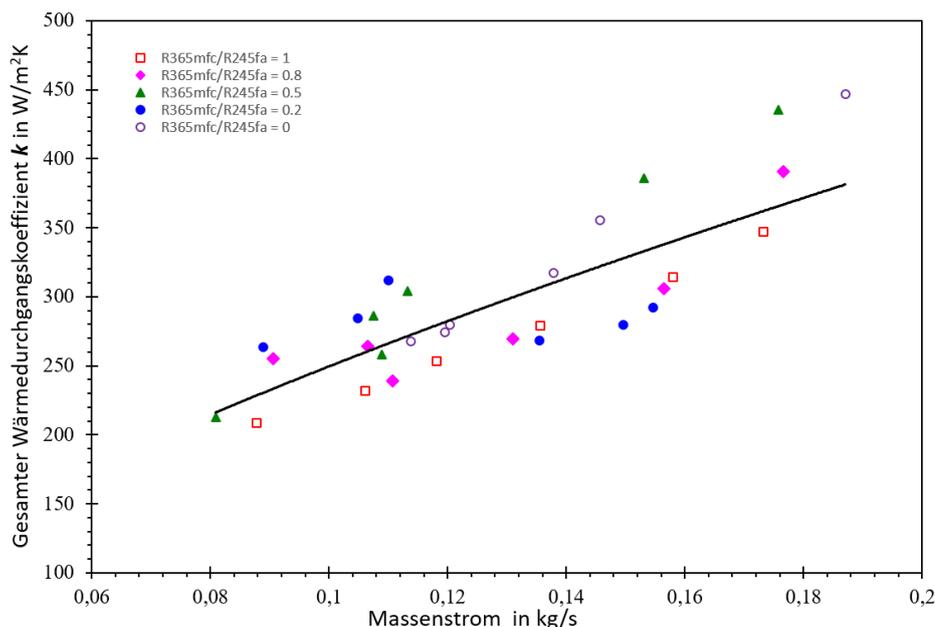


Abbildung 5.26: Gesamter Wärmedurchgangskoeffizient im Rekuperator

Zuletzt kann gesamter Wärmedurchgangskoeffizient für ein- und zweiphasigen Bereich im Rekuperator für Reinstoff und Gemische multipliziert mit den Korrekturfaktor $F = 0.89$ berechnet werden. Aus der Abb. 5.26 ist zu sehen, dass mit der Erhöhung des Massenstroms den Reinstoff R245fa und die Gemische R365mfc/R245fa (50/50) und R365mfc größere Wärmedurchgangskoeffizient zum Vergleich mit der Gemische (20/80) und (80/20). Zusätzlich ist zu erkennen, dass die Gemische (80/20) in niedriger Massenstrombereich bis 0,16 (kg/s) kleinere Wärmedurchgangskoeffizient erzielt hat.

5.4.6 Wärmedurchgangskoeffizient im Kondensator

In diesem Abschnitt wird die Wärmedurchgangskoeffizient der Kondensator (siehe Kapitel 3.4) in Abhängigkeit des Massenstroms für den Reinstoff und die Gemische diskutiert.

$$K_{\text{Kondensator}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Kondensator}}}{A \cdot \Delta T_{\log, \text{kondensator}}} \quad (5.11)$$

Ziel diese Untersuchung ist die Wärmedurchgangskoeffizient den untersuchte Reinstoffe R365mfc und R245fa mit deren Gemische aus deren Zusammensetzung 20/80, 50/50 und 80/20 in Massenprozent zu vergleichen.

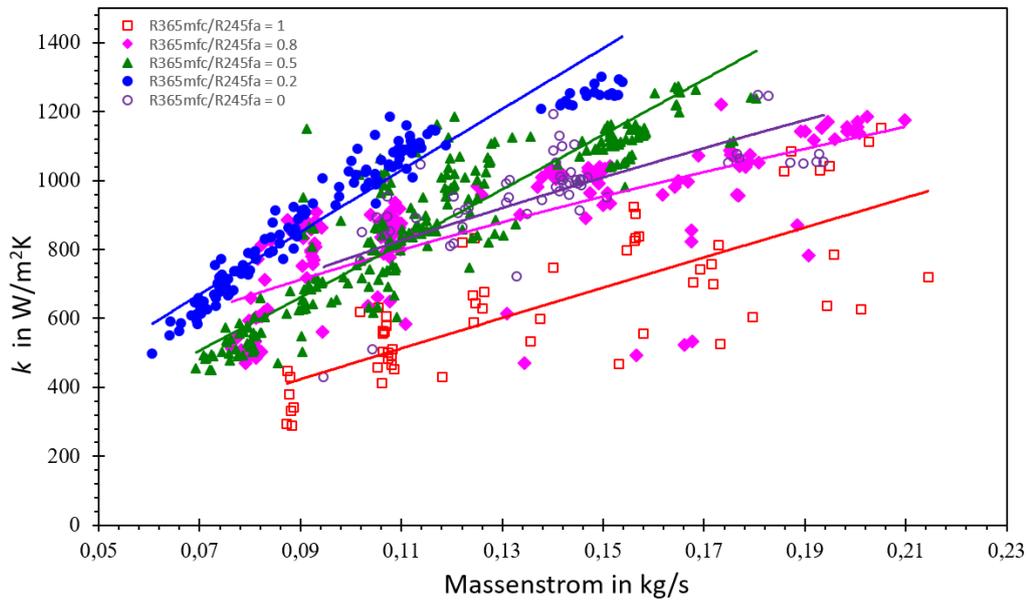


Abbildung 5.27: Wärmedurchgangskoeffizient in Abhängigkeit des Massenstroms im Kondensator für den Reinstoff und die Gemische R365mfc/R245fa

Die Abbildung 5.27 zeigt die berechnete mittlere Wärmedurchgangskoeffizient der Kondensator mittels Gl. 5.11. Hier kann festgestellt werden, dass den Gemischen aus der Reinstoffen R365mfc/R245fa höhere Wärmedurchgangskoeffizient im Vergleich zu den Reinstoffe R365mfc und R245fa erzielt hat. Zusätzlich ist zu erkennen, dass die Gemische 20/80 hat die höchste Wärmedurchgangskoeffizient zum Vergleich zu den Gemische aus der Zusammensetzung 50/50 und 80/20 erzielt hat. Von den beiden Reinstoffen hat R245fa bessere Wärmedurchgangskoeffizient mit der Steigerung des Massenstromes zum Vergleich den Reinstoff R365mfc.

5.4.7 Wärmedurchgangskoeffizient im Verdampfer

Die Berechnung der Wärmedurchgangskoeffizient im Verdampfer wird anhand der Gleichung 5.12 erzielt.

$$\frac{1}{k_{\text{verdampfer}}} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (5.12)$$

Die erzielte Daten in Abb. 5.28 sind in Massenstrombereich zwischen 80 g/s- 200 g/s und den Druckbereich zwischen 9- 22 bar durchgeführt.

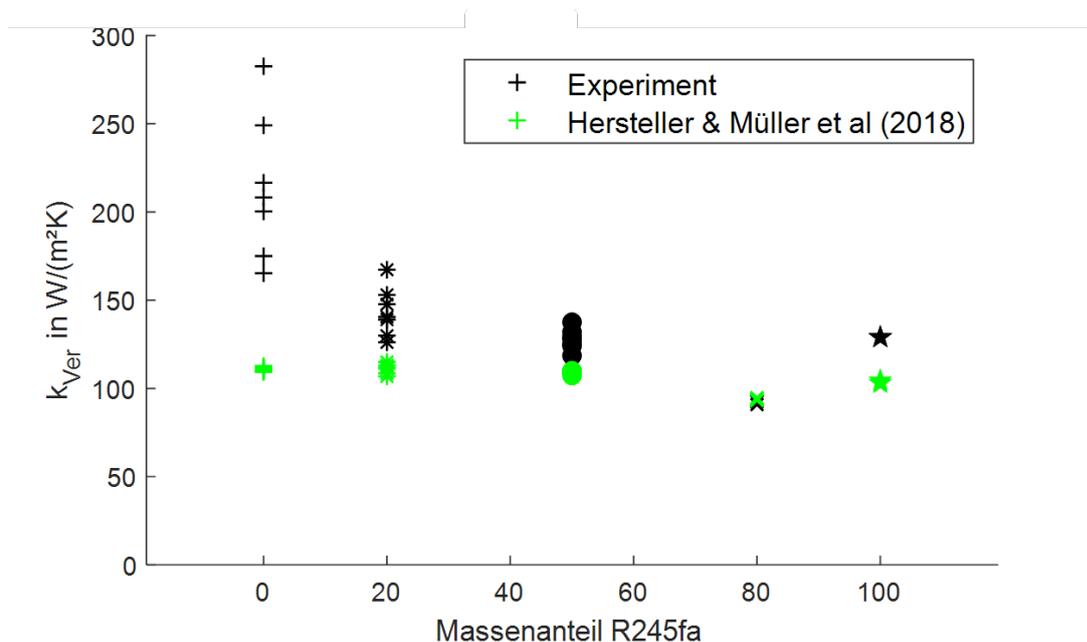


Abbildung 5.28: Wärmedurchgangskoeffizient im Verdampfer für die Reinstoffe R365mfc/R245fa und deren Gemischen mit der Zusammensetzung 20/80, 50/50 und 80/20

Aus der Abb. 5.28 ist zu erkennen, dass der Wärmedurchgangskoeffizient des Reinstoffs R365mfc den höchsten Wärmedurchgangskoeffizient zum Vergleich mit den Gemischen hat. Zwischen den Gemischen ist zu sehen, dass die Zusammensetzung (20/80) R245fa/R365mfc die höchsten Wärmedurchgangskoeffizient zum Vergleich mit deren Zusammensetzung haben. Um den erzielte Wärmedurchgangskoeffizient mit den anderen Arbeiten zu Vergleichen, wurde in dieser Arbeit die Korrelation von der Hersteller (Firma Kelvion GmbH) für die einphasigen Bereich und Müller et al. für den zweiphasigen Bereich berechnet. Aus den Vergleich zwischen den experimentellen Daten und die verwendete Korrelationen sind zu sehen, dass die angenommene Korrelation für zweiphasigen Bereich besser zu den Gemischen R365mfc/R245fa und deren Gemischen passen. Zusätzlich zu sehen, dass die Wärmedurchgangskoeffizient von gemessene Daten höher auffallen als die angenommene Korrelationen für den Reinstoff R365mfc und R245fa sowie deren Gemischen. Grund der Abweichung ist die Wärmeübertragsunterschied zwischen Wärmezufuhr Öl für die Messung und Wasser für die erzielte Korrelation aus der Publiezierten Arbeiten.

6 Modellierung der Kondensation in Plattenwärmeübertragern

In dem Kapitel 6 und 7 wird ein Simulationsmodell, das das Verhalten des Kondensators und Verdampfers im Kreislauf berechnet, beschrieben. Das Modell ermittelt anhand gegebener Randbedingungen die Wärmeübertragungswerte innerhalb des Wärmeübertragers und die Druckverluste der Bauteile innerhalb des Kreislaufs. Darüberhinausgehend soll das Modell als Vergleich zu den durchgeführten experimentellen Untersuchungen dienen, um das Verhalten im Verdampfer und Kondensator zu bewerten. Zunächst wird in diesem Kapitel das Kondensationsmodell beschrieben.

6.1 Grundlegendes Vorgehen

Das Berechnungsprogramm ist in Matlab geschrieben. Es berechnet die thermodynamischen Zustände in dem Kondensator. Das Berechnungsprogramm besteht aus mehreren Unterprogrammen, für die Berechnung der einzelnen Komponenten, die aus einem Hauptdokument aufgerufen werden. Die einzelnen Berechnungen werden mehrmals durchlaufen, da die Wärmeübergangskennwerte iterativ berechnet werden. Dies ist in der Abhängigkeit der Stoffdaten von den Berechnungsparametern begründet. Vor dem ersten Schleifendurchlauf werden Startwerte für die zu berechnenden Werte (Temperaturen, Drücke) festgelegt, die während der Berechnung überschrieben werden. Die in den Berechnungsgleichungen erforderlichen Stoffdaten (Enthalpie, Wärmekapazität, Dichte, Entropie etc.) werden innerhalb des Matlab-Programms durch Stoffdatenbanken (siehe Abschnitt 2.5) Refprop 9.1 berechnet.

6.2 Kondensatorsimulation

Dieser Abschnitt beschreibt die Modellierung des Kondensators und die Lösungsmethode mit der Finite-Differenzen-Methode. Im vorliegenden ORC-Prüfstand verwenden wir einen Dichtungsplatten-Wärübertrager mit Chevron-Wellplatten als Kondensator. Wie in Gl. 6.1 dargestellt, sind die beiden Fluide im Gegenstrom angeordnet. Der überhitzte Kältemitteldampf tritt in den oberen Teil des Verflüssigers ein und das Kondensat verlässt den Verflüssiger aus dem unteren Teil. Das Kühlwasser fließt durch den Verflüssiger nach oben. Die Energiegleichungen (siehe Kapitel 7.25) für das Arbeitsfluid (Index r) und das Kühlwasser (Index w) können und die Ortskoordinate (z) im Stationen Fall ausgedrückt werden als:

$$\dot{m}_r \cdot \frac{d_{hr}}{dz} = \frac{kA}{L} \cdot (T_w - T_r) \quad (6.1)$$

$$\dot{m}_w \cdot c_p \cdot \frac{dT_w}{dz} = \frac{kA}{L} \cdot (T_w - T_r) \quad (6.2)$$

Mit den Randbedingungen

$$z = 0 : h_r = h_{r,in} \quad (6.3)$$

$$z = L : T_w = T_{w,in} \quad (6.4)$$

Der gesamte Wärmedurchgangskoeffizient wird bestimmt durch

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_p}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_r} \right)^{-1} \quad (6.5)$$

und A ist die gesamte Wärmeübertragungsfläche

$$A = \psi(N - 2) \cdot B \cdot L \quad (6.6)$$

mit

$$\psi(X) \approx \frac{1}{6} \cdot (1 + \sqrt{1 + X^2} + 4 \cdot \sqrt{1 + \frac{X^2}{2}}) \quad (6.7)$$

wobei die Wellenzahl X definiert ist als

$$X = \frac{2 \cdot \pi \cdot \hat{a}}{l_w} \quad (6.8)$$

Das Finite-Differenzen verfahren ist ein klassische Verfahren. Diese wird ein klassisches numerisches Verfahren zur Lösung gewöhnlicher und partielle Differentialgleichungen. Der Plattenwärmeübertrager wird in Zellen in der Strömungsrichtung des Kältemittels geteilt.

Durch die $t_{w,aus}$ Eintrittstemperatur als Eingangsgröße auf der Kältemittelseite $t_{r,ein}$, wird \dot{m}_r die Austrittstemperatur des Kältemittels, \dot{m}_w der Austrittstemperatur des Kühlwassers in gegen Richtung mittels iterative Algorithmen berechnet. Hierbei wird eine Iteration in Abb. 6.1 durch die erste Zelle $Z = 0$ bis zur letzten Zelle $Z = L$ sowie rückwärts von der letzten Zelle bei $Z = L$ zu bei $Z = 0$ berechnet. Auf der rechte Seite der Abb. 6.1 wurde die Geometrie für Plattenwärmeübertragern und die Teilung der Platten zur besseren Realisierung der Zellen (siehe Abb. 6.1) an den Plattenwärmeübertragern dargestellt.

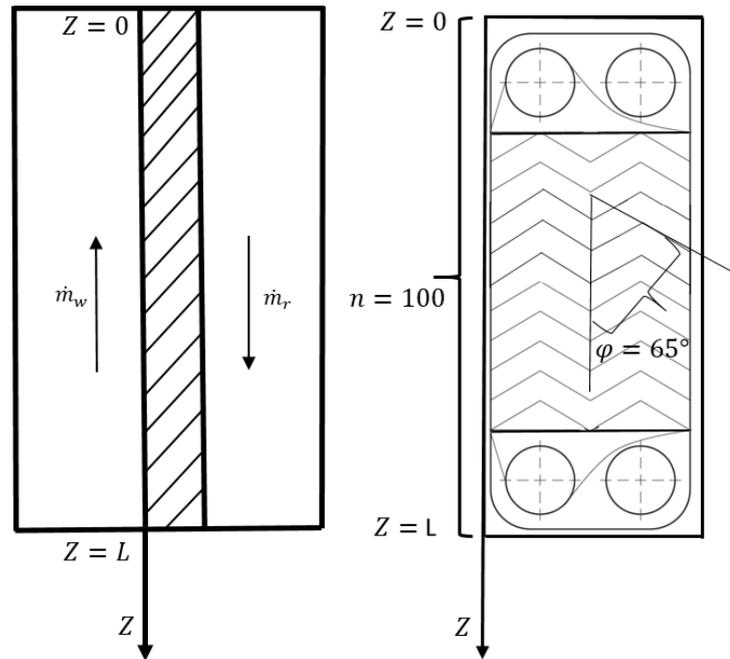


Abbildung 6.1: Schematische Darstellung der Iteration zur Berechnung der Zellen im Kondensator

6.2.1 Methode zur Zellenberechnung im Kondensator

In dem ersten Schritt wird die Iteration für die Arbeitsfluidseite und die Kühlungsseite (siehe Abb. 6.2) wie folgt beschrieben:

Die Iterationen für die Kühlseite (Wasserseite) werden wie folgt beschrieben:

$$s^k = t_{w,j+1} - \frac{\Delta Q}{\dot{m}_w \cdot c_{pw}} - t_{w,j}^* \quad (6.9)$$

$$t_{w,j} = t_{w,j}^* + \varepsilon^k \cdot s_j^k \quad (6.10)$$

$$s_{\max}^k = s_j^k \rightarrow |s_j^k| > |s_{\max}^k| \quad (6.11)$$

Aus der Gl. 6.12 wird durch die Enthalpie und Druck die Austrittstemperatur von dem Arbeitsfluid berechnet.

$$t_{j+1} = t(h_{j+1}, p_{j+1}) \quad (6.12)$$

Anschließend lässt sich der Dampfgehalt aus der Gl. 6.13 siedende Gas $h_{s,v}$ und siedende Flüssigkeit $h_{s,L}$ wie folgt berechnen.

$$x = \frac{h - h_{s,L}}{h_{s,v} - h_{s,L}} \quad (6.13)$$

Der Dampfgehalt ist in zwei Fällen wie folgt zu diskutieren. Wenn der Dampfgehalt $x \leq 0$ ist, befindet sich der Arbeitsfluid in flüssige Phase und hingegen, wenn $x \geq 1$, ist das Arbeitsfluid im dampfphasigen Bereich.

¹Die Variablen sind ohne Index als Mittelwert angenommen. s^k und Index * sind jeweils Iterationen aus vorher berechneten Iterationen mit Hilfe von Gl. 6.9.

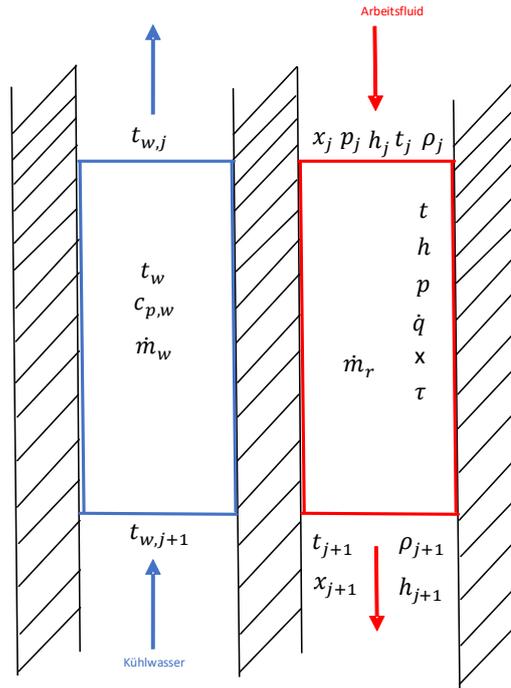


Abbildung 6.2: Darstellung der Bilanzierung auf der Kältemittel- und Wasserseite in eine Zelle.¹

6.2.2 Kondensation im Plattenwärmeübertrager

Im Falle der Kondensation werden in dieser Arbeit mehrere Nußelt-Beziehungen verwendet. Die vorgenommene Nußelt-Beziehungen für das Kältemittel R134a von Yan et al. [74] wird in Abschnitt 6.3 beschrieben. Die charakteristische Länge ist der hydraulische Durchmesser d_h , der wie in Gl. 2.33 berechnet wird. Yan et al. [74] beziehen äquivalente Kennzahlen in die Nußelt-Zahl mit ein:

$$Nu_{\Gamma} = 4,118 \cdot Re_{eq}^{0,4} \cdot Pr_1^{\frac{1}{3}} \quad (6.14)$$

Die Prandtl-Zahl für die flüssigen Stoffdaten des Kältemittels berechnen sich gemäß Gl. 6.15 zu:

$$Pr_1 = \frac{\mu_l \cdot c_{pl}}{\lambda_l} \quad (6.15)$$

Die äquivalente Reynolds-Zahl ist abhängig von der äquivalenten Massenstromdichte:

$$Re_{eq} = \frac{GL_{eq} \cdot d_h}{\mu_l} \quad (6.16)$$

Diese ist eine Funktion der Massenstromdichte G und berechnet sich über den mittleren Dampfgehalt $x_m = 0,5$ im Plattenwärmeübertrager multipliziert mit der Wurzel aus dem Verhältnis

der flüssigen und gasförmigen Dichte $\frac{\rho_l}{\rho_g}$:

$$G_{\text{eq}} = G \cdot \left[1 - x_m + x_m \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \quad (6.17)$$

Die Massenstromdichte beschreibt den Massenstrom pro Fläche und hat somit die Einheit $kg/(s \cdot m^2)$. Die Formel zur Berechnung der Massenstromdichte lautet:

$$G = \frac{\dot{m}}{2 \cdot \hat{a} \cdot B_p \cdot N_{\text{Fluid}}} \quad (6.18)$$

Der Druckverlust im Zweiphasengebiet ist ebenso unbekannt wie die Nußelt-Zahl. Ein Ansatz zur Bestimmung des Reibungsdruckverlusts bei der Kondensation in Plattenwärmeübertrager wurde von Yan et al.[74] entwickelt. Für den Reibungsdruckverlust gilt:

$$\Delta p_{\text{reib}, \gamma} = -f_{\gamma} \cdot \frac{2 \cdot G^2 \cdot L_p}{d_h \cdot \varrho_{\text{Mittel}}} \quad (6.19)$$

Aus der Gl. 6.20 wird ϱ_{Mittel} bestimmt.

$$\varrho_{\text{Mittel}} = \frac{\dot{m}}{\rho_g} + \left(\frac{1 - \dot{x}}{\rho_l} \right)^{-1} \quad (6.20)$$

$$f_{\gamma} = 94,75 \cdot Re_{\text{eq}}^{-0,0467} \cdot Re^{-0,4} \cdot Bo^{0,5} \cdot \left(\frac{p_{\text{Mittel}}}{P_{\text{krit}}} \right)^{0,8} \quad (6.21)$$

In den Druckverlustbeiwert gehen die äquivalenten Reynolds-Zahl, die Reynoldszahl, die „Boiling“-Zahl und das Verhältnis zwischen dem gemittelten Druck der gasförmigen und flüssigen Phase und dem kritischen Druck ein. Die „Boiling“-Zahl wird über das Verhältnis aus Wärmestromdichte und dem Produkt der Massenstromdichte und der Verdampfungsenthalpie gebildet:

$$Bo = \frac{\dot{q}_{\text{wand}}}{G \cdot \Delta h_v} \quad (6.22)$$

Han et al. [75] haben ebenfalls Beziehungen zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten für die Kondensation im Plattenwärmeübertragern aufgestellt. Die Zusammenhänge wurde im Abgleich mit experimentellen Daten der Kältemittel R410A und R22 erstellt.

$$\alpha_H = C_1 \cdot Re_{\text{eq}}^{C_2} \cdot Pr_1^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{\lambda_1}{d_h} \quad (6.23)$$

Die Berechnung der äquivalenten Reynolds-Zahl erfolgt nach Gl. 6.16 mit der charakteristischen Längen nach Gl. 2.33. In gleicher Weise wird die Prandtl-Zahl nach Gleichung. 6.15 bestimmt. Anders als bei der Beziehung nach Gl. 6.14 wird mit einem separat auszurechnendem Faktor C_1 multipliziert.

$$C_1 = 11,2 \cdot \left(\frac{\Lambda}{d_h} \right)^{-2,83} \cdot (0,5 \cdot \pi - \varphi)^{-4,5} \quad (6.24)$$

Ebenso ist anderes als in Gl. 6.14 der Exponent der äquivalenten Reynold-Zahl nicht als konstant vorgegeben, sondern wird ausgerechnet:

$$C_2 = 0,35 \cdot \left(\frac{\Lambda}{d_h} \right)^{0,23} \cdot (0,5 \cdot \pi - \varphi)^{-1,48} \quad (6.25)$$

Die beide Werten C_1 und C_2 sind abhängig von der Plattengeometrie (siehe Abb. 2.18). Han et al. [75] haben folgenden Zusammenhang für den Reibungsbeiwert bei der Kondensation im Plattenwärmeübertrager aufgestellt:

$$f_H = C_3 \cdot Re_{eq}^{C_4} \quad (6.26)$$

Zur Berechnung des Vorfaktors C_3 als auch des Exponenten C_4 erfolgt nach dem gleichen Schema mit jeweils anderen Exponenten:

$$C_3 = 3521,1 \cdot \left(\frac{\Lambda}{d_h}\right)^{4,17} \cdot (0,5 \cdot \pi - \varphi)^{-7,75} \quad (6.27)$$

$$C_4 = 1,024 \cdot \left(\frac{\Lambda}{d_h}\right)^{0,0925} \cdot (0,5 \cdot \pi - \varphi)^{-1,3} \quad (6.28)$$

Somit kann der Reibungsdruckverlust Δp im Zusammenhang mit der äquivalenten Massenstromdichte nach Gl. 6.18. Der hydraulischen Durchmesser wird nach Gl. 2.33 berechnet werden, die Länge zwischen Eintritts- und Austrittsloch L_p , Dichte des flüssigen Arbeitsfluides als auch der Spaltenzahl des Fluides N_{Fluid} benötigt:

$$\Delta P_{\text{reib,H}} = f_H \cdot \frac{G_{\text{eq}}^2 \cdot L_p \cdot N_{\text{Fluid}}}{d_h \cdot \varrho_1} \quad (6.29)$$

6.3 Wärmeübertragung und Druckabfall im Kondensator

Im Kondensator erfährt das Kühlwasser eine einphasige Wärmeübertragung, um dem Arbeitsmedium die Wärme zu entziehen. Für das Arbeitsmedium ist die Wärmeübertragung im unterkühlten Bereich ebenfalls einphasig. Darüber hinaus basieren einige Korrelationen für die Wärmeübertragung und den Druckabfall auf den einphasigen Korrelationen. Viele Korrelationen für Wärmeübertragung und Druckabfall sind in der Literatur verfügbar. Es gibt jedoch immer noch große Unterschiede zwischen den verschiedenen Quellen, auch wenn einige von ihnen aus Experimenten an Plattenwärmeübertragern mit ähnlichen geometrischen Parametern gewonnen wurden. Eine der Hauptaufgaben der vorliegenden Arbeit ist es, die am besten geeigneten Korrelationen für den in unserem ORC-Prüfstand verwendeten Kondensator nach unseren eigenen experimentellen Daten zu finden. Die typischen, hier verwendeten Korrelationen, die sich für die Computersimulation eignen, sind in diesem Abschnitt wie folgt zusammengefasst.

Einphasige Wärmeübergang nach Martin

Die einphasige Wärmeübergang in Plattenwärmeübertragern wurde im VDI-Wärmeatlas [42] durch Herrn Holger Martin 6.30 mit unterschiedlichen Prägungswinkel φ untersucht. Die Gl. 6.31 und 6.32 gelten für die strömungs Bereiche zwischen $Re_\psi < 2000$ und $Re_\psi \geq 2000$. Basierend auf der Leveque-Analogie und die experimentellen Daten wurde von Martin [49] die semi-empirische Gl. 6.30 für die Wärmeübertragung wie folgt berechnet:

$$Nu = 0,122 \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left[f_D \cdot Re_\psi^2 \cdot \sin(2\beta) \right]^{0,374} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{\frac{1}{6}} \quad (6.30)$$

$$f_{D,0} = \begin{cases} \frac{64}{Re_\psi}; Re_\psi < 2000 \\ [1,8 \cdot \log(Re_\psi - 1,5)]^{-2}; Re_\psi \geq 2000 \end{cases} \quad (6.31)$$

$$f_{D,1} = \begin{cases} \frac{597}{Re_\psi + 3,85}; Re_\psi < 2000 \\ 39 \cdot Re_\psi^{-0,289}; Re_\psi \geq 2000 \end{cases} \quad (6.32)$$

Die Martin-Korrelation wird für den Wärmedurchgangskoeffizienten in einphasigen Bereich verwendet und daraus wird die Darcy-Reibungsfaktor f_D durch die Gl. 6.33 berechnet,

$$f_D = \left[\frac{\cos \beta}{\sqrt{0,18 \tan \beta + 0,36 \sin \beta + \frac{f_{D,0}}{\cos \beta}}} + \frac{1 - \cos \beta}{\sqrt{f_{D,0}}} \right]^{-2} \quad (6.33)$$

die Beziehung zwischen f_{Matrin} und f_D Darcy-Dampfgehalt Faktor in Gl. 6.34 zu sehen.

$$f_{\text{Martin}} = \frac{f_D}{4} \quad (6.34)$$

Somit wird die Reynoldszahl aus der G Massenstromdichte des Kältemittels und den hydraulische Durchmesser $d_{h,\psi}$ zu berechnen:

$$Re_\psi = \frac{G \cdot d_{h,\psi}}{\mu} \quad (6.35)$$

Der hydraulische Durchmesser $d_{h,\psi}$ ist definiert in Gl. 6.36 als das Vierfache Flüssigkeitsvolumens, die durch den Oberfläche herangezogen werden:

$$d_{h,\psi} = \frac{2b}{\psi} \quad (6.36)$$

Zur Berechnung der Flächen wird ψ den Vergrößerungsfaktor für den Plattenabstand $b = 2a$ für Gl. 6.36 und Gl. 6.38 benötigt.

$$\psi = \frac{1}{6} \left(1 + \sqrt{1 + X^2} + 4 \cdot \sqrt{1 + \frac{X^2}{2}} \right) \quad (6.37)$$

$$X = \frac{\pi \cdot b}{l_w}; X = \frac{\pi \cdot 2a}{l_w} \quad (6.38)$$

mit einer mittleren Reynoldszahl

$$Re_m = \frac{w \cdot d_h}{\nu} \quad (6.39)$$

und einem Druckverlustbeiwert ξ

$$\begin{aligned} \xi_0 &= \frac{64}{Re}; Re < 2000 \\ \xi_0 &= (1,8 \cdot \lg(Re) - 1,5)^{-2}; Re \geq 2000 \\ \xi_{1,0} &= \frac{597}{Re} + 3,85; Re < 2000 \\ \xi_{1,0} &= \frac{39}{Re^{0,289}}; Re \geq 2000. \end{aligned} \quad (6.40)$$

Die harten- und weiche Platten werden durch die Prägungswinkel unterschieden. Die Prägungswinkel sind für harte Platten über 45° und für die weiche Platten unter 45° . Für besseren Verständnis ist durch den Abb. 6.3 Plattenwärmeübertragern der Prägungswinkel φ , die Plattenbreite B_p , die Wellenamplitude a und die Wellenlänge Λ der Plattenprägung dargestellt.

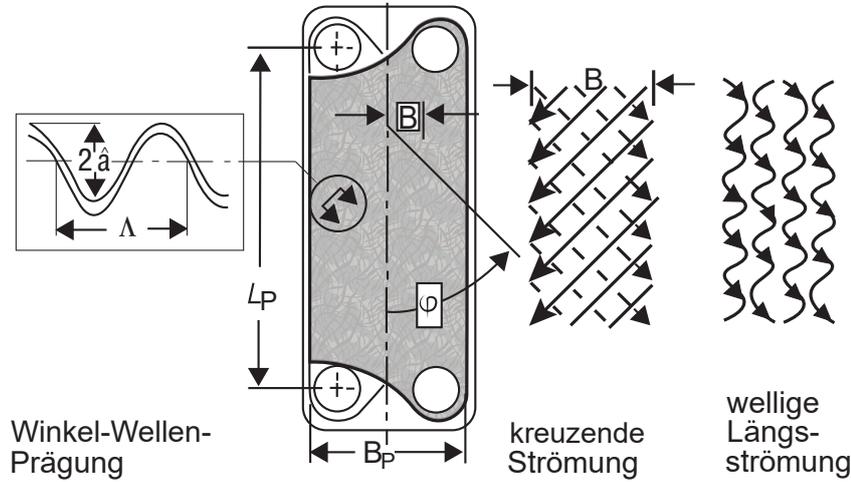


Abbildung 6.3: Platte in Winkel-Wellen Prägung nach [42]

Korrelation nach Wang and Zhao

Wang und Zhao Rheinstoff haben die experimentellen Ergebnisse der Wasserdampfkondensation in einem Plattenkondensator vorgestellt. Der Winkel ist $\beta = 45^\circ$. Sie haben für die äquivalente charakteristische Länge, leider die Definition nicht klar definiert. Es könnte der hydraulische Durchmesser sein.

$$d_{h,b} = 2 \cdot b \quad (6.41)$$

wobei b der Plattenabstand ist. Der Wärmedurchgangskoeffizient für Kühlwasser beträgt:

$$Nu_{sp} = \frac{\alpha_{sp} \cdot d_{h,b}}{\lambda} = \begin{cases} 0,319 \cdot Re^{0,6425} \cdot Pr^{0,4} & (Re < 1000) \\ 0,3489 \cdot Re^{0,6418} \cdot Pr^{0,4} & (Re > 1000) \end{cases} \quad (6.42)$$

Die Korrelationsgleichung wird für die Kondensation wie folgt beschrieben:

$$Nu_{sp} = \frac{\alpha \cdot d_{h,b}}{\lambda_l} = 0,00115 \cdot \frac{Re_1^{0,983}}{H} \cdot Pr_1^{0,33} \cdot \frac{\rho_l^{0,248}}{\rho_v} \quad (6.43)$$

$$Re_1 = \frac{G \cdot (1 - \dot{x}_{Aus}) \cdot d_{h,b}}{\mu_l} \quad (6.44)$$

\dot{x}_{Aus} ist der Dampfmassenanteil am Auslass des Plattenkondensators und H ist dimensionsloser Parameter unter den Einfluss der Kondensation.

$$H = \frac{c_{p,l}(T_s - T_w)}{\Delta h_v + 0,68 \cdot c_{p,l} \cdot (T_s - T_w)} \quad (6.45)$$

Wang und Zhao [76] haben Ihre Experimente im Bereich von \dot{x}_{Aus} 0 bis 0,64 herausgestellt.

Korrelation nach Han et al

Han et al. [77] haben die Wärmeübertragung und Druckabfall mit gelöteten Plattenwärmeübertragern mit verschiedenen Winkeln von 45° , 55° und 70° gemessen und erhielt die folgenden Korrelationsgleichungen:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_{h,\Psi}}{\lambda_l} = C Re_{eq,\Psi}^n \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (6.46)$$

$$f = \dot{C} \cdot Re_{eq,\Psi}^{\dot{n}} \quad (6.47)$$

$$\Delta p_f = f \cdot \frac{2 \cdot L \cdot G_{eq}^2}{d_{h,\psi} \cdot \rho_m} \quad (6.48)$$

$$\Delta p_g = -\rho_m \cdot g \cdot L \quad (6.49)$$

$$\Delta p_a = \Delta \cdot \left(\frac{\dot{x} \cdot G_{eq}^2}{\rho_l - \rho_v} \right) \quad (6.50)$$

$$C = 11,22 \cdot \left(\frac{l_w}{d_{h,\Psi}} \right)^{-2,83} \cdot \beta^{-4,5} \quad (6.51)$$

$$n = 0,35 \cdot \left(\frac{l_w}{d_{h,\Psi}} \right)^{0,23} \cdot \beta^{1,48} \quad (6.52)$$

$$\dot{C} = 3521,1 \cdot \left(\frac{l_w}{d_{h,\Psi}} \right)^{4,17} \cdot \beta^{-7,75} \quad (6.53)$$

$$\dot{n} = -1,024 \cdot \left(\frac{l_w}{d_{h,\Psi}} \right)^{0,0925} \cdot \beta^{-1,3} \quad (6.54)$$

$$G_{eq} = G \cdot \left[1 - \dot{x} + \dot{x} \cdot \left(\frac{p_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \right] \quad (6.55)$$

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} \cdot d_{h,\Psi}}{\mu_l} \quad (6.56)$$

φ ist der Winkel im Bogenmaß und l_w ist die Wellenlänge des Platten.

$$\rho_m = \frac{\dot{m}}{\rho_v} + \left(\frac{1 - \dot{x}}{\rho_l} \right)^{-1} \quad (6.57)$$

$$d_{h,\Psi} = \frac{2 \cdot b}{\Psi} \quad (6.58)$$

Die mittlere Dichte wird mit dem homogenen Modell von Gl. 6.57 bestimmt. Der hydraulische Durchmesser $d_{h,\Psi}$ ist durch Gl. 6.58 zu bestimmen.

Korrelation nach Grabenstein

Herr Grabenstein[78] hat in seiner Arbeit den vollständigen Kondensationen für den Plattenwärmeübertragern mit den Winkel $\beta = 27^\circ$ und $\beta = 63^\circ$ untersucht. Dabei hat er neue Korrelationen und Dampfgehalt für das Arbeitsfluid R134a vorgeschlagen.

$$Nu_{27^\circ} = 15,7 \cdot Re_{\psi}^{0,138} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (6.59)$$

$$Nu_{63^\circ} = 7,44 \cdot Re_{\psi}^{0,329} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (6.60)$$

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_{h,\psi}}{\lambda_l} \quad (6.61)$$

$$Nu_{27^\circ} = \left(\frac{\beta - 27^\circ}{63^\circ - 27^\circ} \right) \cdot (Nu_{63^\circ} - Nu_{27^\circ}) \quad (6.62)$$

Korrelation nach Yan et al.

Die verwendeten Korrelationen für die ein- und zweiphasigen Wärmeübergänge während der Kondensation im Plattenwärmeübertrager wurde mit den experimentellen Messungen verglichen. Dabei wurde festgestellt, dass für den einphasigen Fall auf der Kältemittelseite die Korrelation von Yan et al.[74] die mit Abstand geringsten Abweichungen aufweisen. Daher wurde für die weitere Untersuchung bei einphasiger Wärmeübertragung diese Korrelation verwendet.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_{h,b}}{\lambda} \quad (6.63)$$

Die charakteristische Länge ist mit $d_{h,b}$ in Gl. 6.63 wie folgt beschrieben :

$$d_{h,b} = 2b \quad (6.64)$$

$$Re_b = \frac{G \cdot d_{h,b}}{\mu} \quad (6.65)$$

$$Nu = 0,2092 \cdot Re_b^{0,78} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0,14} \quad (6.66)$$

6.4 Numerisches Simulationsverfahren

Zur Lösung der Energiegleichungen von Arbeitsflüssigkeit und Kühlwasser wird eine Finite-Differenzen-Methode verwendet, Gl. 6.1 und 6.2. Der Kondensator wird entlang der Strömungsrichtung in n kleine Zellen unterteilt ($n = 100$).

$$h_{r,j+1} = h_{r,j} - \frac{k_j \cdot A}{\dot{m}_r \cdot n} \cdot (T_{r,m,j} - T_{w,m,j}); (j = 1, \dots, n) \quad (6.67)$$

$$T_{w,j} = T_{w,j+1} + \frac{k_j \cdot A}{\dot{m}_w \cdot c_{p,w,m,j} \cdot n} \cdot (T_{r,m,j} - T_{w,m,j}); (j = n, n-1, \dots, 1) \quad (6.68)$$

mit

$$h_{r,1} = h_{r,in}; T_{w,n+1} = T_{w,in} \quad (6.69)$$

$$T_{r,m,j} = (T_{r,j} + T_{r,j+1})/2, T_{w,m,j} = (T_{w,j} + T_{w,j+1})/2 \quad (6.70)$$

Der Gesamtwärmedurchskoeffizient k wird bei der mittleren Wassertemperatur $T_{w,m,j}$, der mittleren Kältemittelenthalpie $h_{r,m,j}$ und dem mittleren reduzierten Kältemitteldruck $p_{r,m,j}$ mit den gewählten Korrelationen für Wärmeübertragung und Druckabfall berechnet. Der Dampfmassenanteil des Kältemittels wird mit der thermodynamischen Dampfqualität approximiert,

$$x_j = \begin{cases} 0, & h_{r,j} \leq h'_{r,j} \\ \frac{h_{r,j} - h'_{r,j}}{h''_{r,j} - h'_{r,j}}, & h'_{r,j} < h_{r,j} < h''_{r,j} \\ 1, & h_{r,j} \geq h''_{r,j} \end{cases} \quad (6.71)$$

Der Druckabfall von Strömungen in Wärmeübertrager setzt sich aus drei Komponenten zusammen: dem Reibungsdruckabfall, dem statischen Druckabfall und dem Beschleunigungsdruckabfall,

$$\Delta p = \Delta p_f + \Delta p_g + \Delta p_a \quad (6.72)$$

Der Reibungsdruckabfall Δp_f kann durch die Scherspannung in die Wandnähe mit dem Fächer-Reibungsfaktor ausgedrückt werden:

$$\tau_w = f \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \quad (6.73)$$

Aufgrund des Kräfteverhältnisses $\Delta p_f = \tau_w PL$, haben wir

$$\Delta p_f = f \cdot \frac{PL}{A_c} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 = 2 \cdot f \cdot \rho \cdot u^2 \cdot \frac{L}{d_h} \quad (6.74)$$

Der statische Druckabfall (hydrostatischer Druck) Δp_g ist durch die Druckdifferenz an zwei Punkten innerhalb einer Flüssigkeitssäule, die auf das Gewicht der Flüssigkeit zurückzuführen ist,

$$\Delta p_g = \rho_m \cdot g \cdot \Delta H \quad (6.75)$$

wobei g die Erdbeschleunigung, H die Höhe und ρ_m die mittlere Dichte der Flüssigkeitssäule ist. Der Beschleunigungsdruckabfall Δp_a ergibt sich aus der Impulsänderung der von einem Querschnitt zu einer anderen strömenden Flüssigkeit und kann ausgedrückt werden als,

$$\Delta p_{a1-2} = G^2 \left(\frac{1}{\rho_{m,2}} - \frac{1}{\rho_{m,1}} \right) \quad (6.76)$$

In der Druckabfallberechnung verwenden wir das homogene Modell, um die mittlere Dichte abzuschätzen, d.h.,

$$\rho_m = \left[\frac{\dot{x}}{\rho_g} + \left(\frac{1 - \dot{x}}{\rho_l} \right) \right]^{-1} \quad (6.77)$$

Der Kältemitteldruck an jeder Zellschnittstelle wird berechnet durch

$$p_{r,1} = p_{r,in} - \frac{1}{2} \cdot 1,4 \cdot \frac{G_{\text{port}}^2}{\rho_{\text{in}}}, \quad p_{r,j} = \Delta p_j \quad (j = 1, \dots, n) \quad (6.78)$$

Sowohl die Flüssigkeitseigenschaften als auch die Zustandsgrößen, wie z.B. die Temperatur der Arbeitsflüssigkeit T_r , werden durch die Verwendung der hinterlegten Stoffdatenbank Refprop unter der Software Matlab berechnet. Da die Gl. 6.67 und 6.68 nicht explizit sind, wird ein iterativer Berechnungsvorgang mit Hilfe von Matlab-Tools durchgeführt. Es wurden die berechneten Fluidaustrittstemperaturen mit den gewonnenen experimentellen Daten (Austrittstemperaturen) validiert.

6.5 Auswirkung der Mischungskonzentration auf die Kondensationswärmeübertragung

Für den Vergleich zwischen experimentellen Untersuchungen im ein- und zweiphasigen Bereich wurde die Korrelationen aus der Literatur in Abschnitt 6.2.2 beschrieben und eingesetzt. Nach der Berechnung wurde festgestellt, dass die Korrelation von Yan, Lio und Lin [74] am besten zu den Simulationsergebnissen passt. Der Wärmeübergangskoeffizient von zeotropen Mischungen ist nachweislich niedriger als der ihrer reinen Arbeitsflüssigkeit unter gleichen Arbeitsbedingungen. Der Massentransfer-Widerstand wurde als Hauptgrund für die verschlechterte Wärmeübertragung angesehen. Um diesen Effekt zu überprüfen, wenden wir einen Korrekturfaktor auf die Yan-Korrelation für die Mischungen mit dem Massenanteil von R365mfc bis R245fa als 0/100, 20/80, 50/50, 80/20 und 100/0 mit den jeweiligen Messdaten aus der Tabelle 6.1 an.

Tabelle 6.1: Anzahl der Messungen für die jeweilige Reinstoffe und Gemische

Arbeitsfluid	Messdaten
R245fa [100]	57
R365mfc [100]	60
R365mfc / R245fa [20/80]	172
R365mfc / R245fa [50/50]	241
R365mfc / R245fa [80/20]	169

Die minimale Standardabweichung σ zur Berechnung des Korrekturfaktors in Abhängigkeit vom Massenanteil ist mit der Gl. 6.79 wie folgt berechnet:

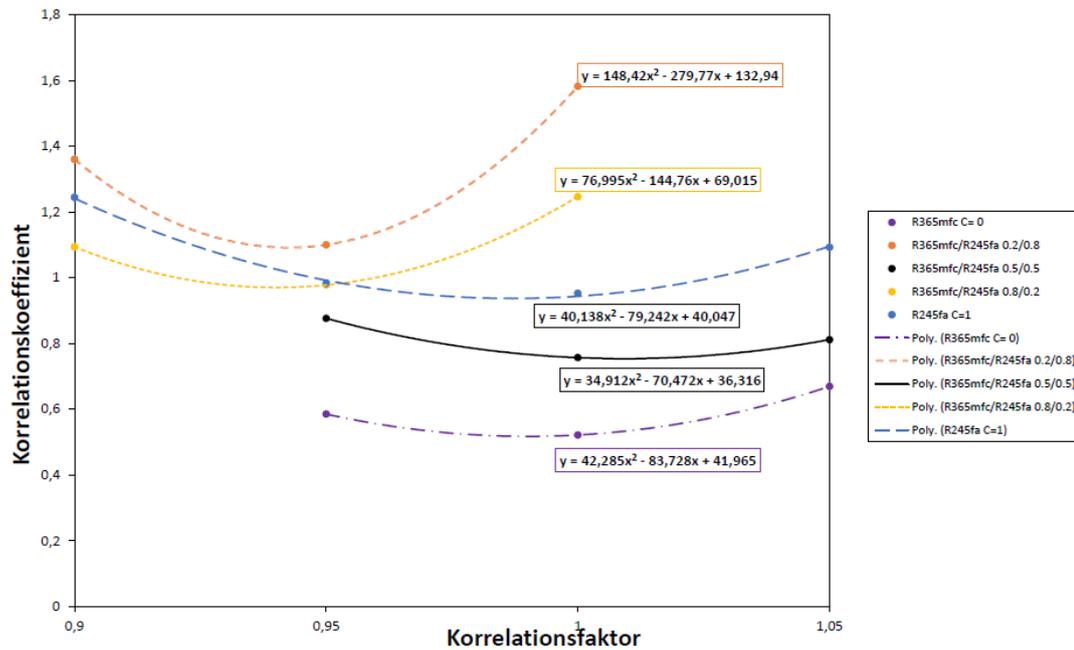
$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum (T_{i,\text{berechnet}} - T_{i,\text{gemessen}})^2}{N - 1}} \quad (6.79)$$

In Tabelle 6.2 wird der Korrelationsfaktor für den Reinstoff R365mfc, R245fa und deren Gemische mit der Zusammensetzung 20/80, 50/50 und 80/20 in Massenanteil dargestellt. Um die Abweichung von Simulationsergebnissen, die durch die Korrelation von Yan, Lio und Lin [74] berechnet wurden, mit den experimentellen Untersuchungen aus dem Abschnitt 5.3 und 5.4 zu vergleichen, werden mit den Korrekturfaktoren 0,9, 0,95, 1 und 1,05 aus der Tabelle 6.2 die

Tabelle 6.2: Korrekturfaktor für R365mfc und R245fa und deren Zusammensetzungen

$C_{R365mfc}$	0,9	0,95	1	1,05	C_{min}
0	-	0,585	0,521	0,669	0,990
0,2	1,260	1,100	1,582	2,131	0,937
0,5	-	0,876	0,757	0,811	1,009
0,8	0,990	0,978	1,247	1,611	0,927
1	1,286	0,983	0,953	1,092	0,989

minimalen Standardabweichungen C_{min} berechnet. Daraus ist zu sehen, dass die Korrelationsfaktoren $C_{min,R365} = 0,99$ und $C_{min,R245fa} = 0,989$ am besten für das Reinstoff R365mfc und R245fa geeignet ist. Für deren Gemisch aus [0,2/0,8] R365mfc/R245fa sowie [0,8/0,2] R365mfc/R245fa sind jeweils die Korrekturfaktoren $c_{min} = 0,937$ und $C_{min} = 0,927$ berechnet.

**Abbildung 6.4:** Abweichungsanalyse des Korrekturfaktors zwischen Simulation und experimenteller Untersuchung

Durch Vergleich der gemessenen Austrittstemperaturen der Arbeitsfluid Abb. 6.5 mit den simulierten Auslasstemperaturen 6.4 unter Verwendung verschiedener Korrelationen wird festgestellt, dass die Kombination des Martin-Modells für die einphasige Wärmeübertragung und des Yan-Modells für die Kondensationswärmeübertragung den minimalen mittleren Standardfehler unter den 646 Testläufen einschließlich der Mischungen ergeben würde.

6.6 Wärmeübergangskoeffizienten zwischen experimentellen und simulierten Daten im Kondensator

Bei den Abb. 6.5 gezeigten 542 Testläufen der Gemische und 104 Testläufe für die reinen Arbeitsfluid R365mfc und R245fa zu sehen. Dabei ist zu sehen, dass die Yan-Korrelation den Wärmeübergangskoeffizienten beim Kondensation überschätzt.

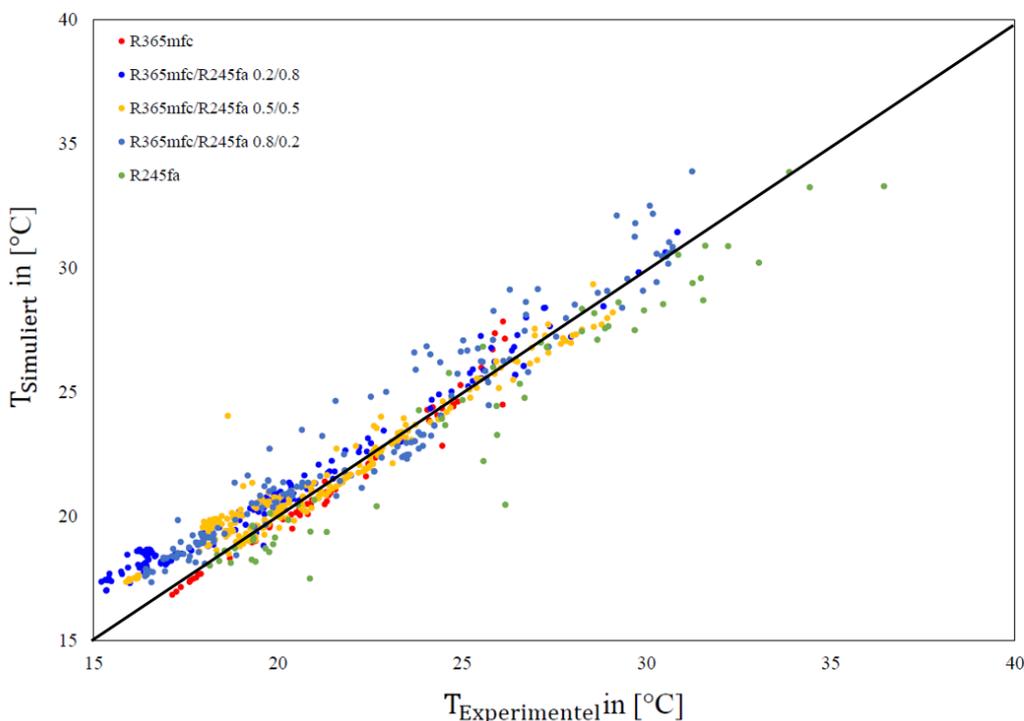


Abbildung 6.5: Vergleich zwischen simulierter und experimenteller Austrittstemperatur im Kondensator von Reinstoffen R365mfc, R245fa und deren Gemische mit den Massenprozent 0,2, 0,5 und 0,8

Die gemessenen mittleren Wärmeübergangskoeffizienten auf der Kühlwasserseite werden entsprechend den Simulationsergebnissen mit Hilfe der Martin'schen Korrelation ausgewertet und sind in Abb. 6.6 dargestellt.

Die Abb. 6.7 zeigt die scheinbaren Gesamt-Wärmedurchgangskoeffizienten basierend auf der scheinbar logarithmischen mittleren Temperaturdifferenz des gesamten Kondensators. Da die Gesamtwärmeübergangskoeffizienten auch vom Kondensationswärmeübergang abhängen, haben die gemessenen Punkte eine große Streuung auf den Kühlwasserdurchsatz.

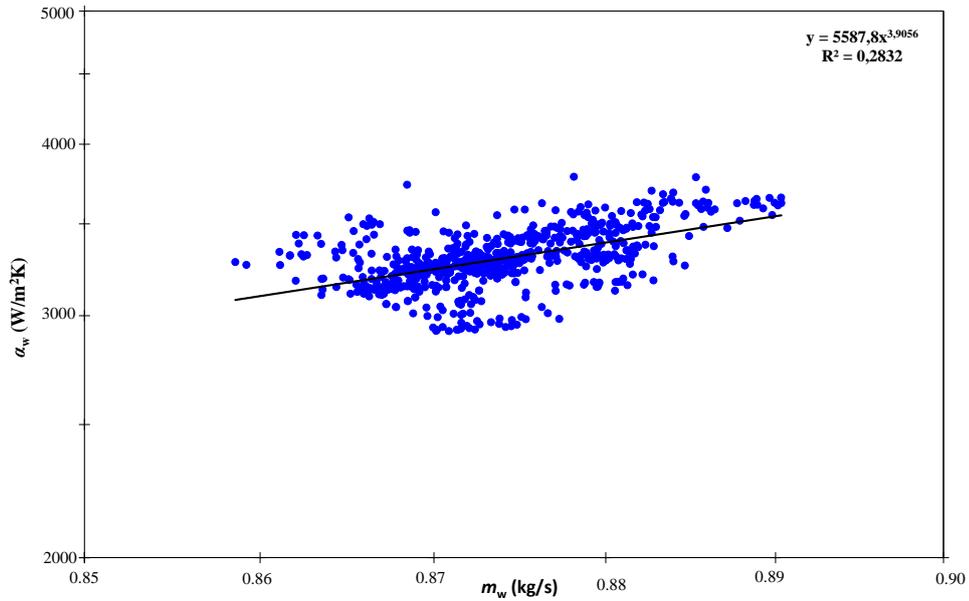
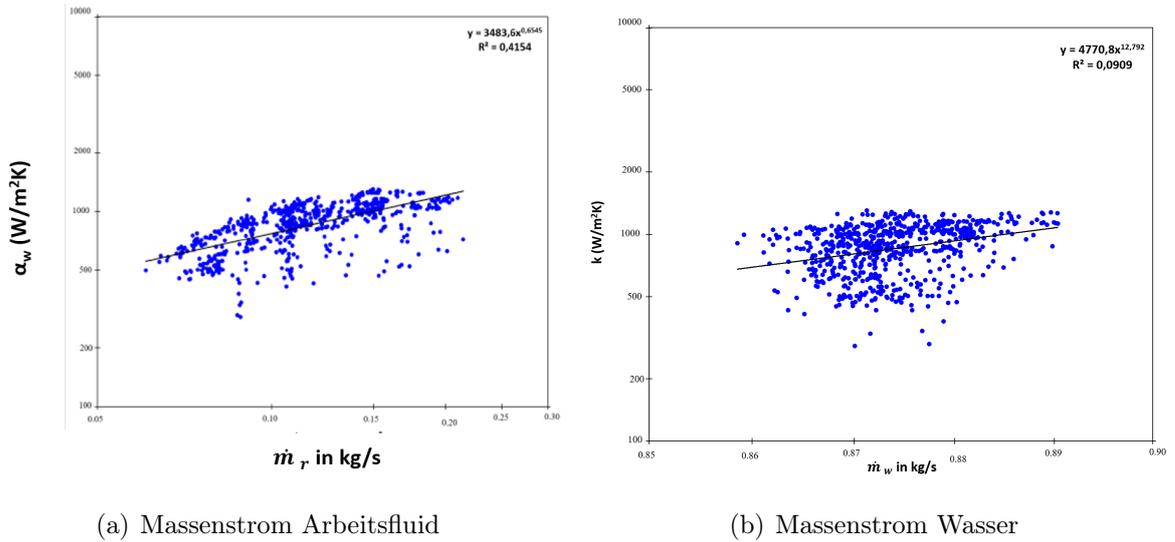


Abbildung 6.6: Martinkorellation



(a) Massenstrom Arbeitsfluid

(b) Massenstrom Wasser

Abbildung 6.7: Die gesamte Wärmedurchgangskoeffizienten in Abhängigkeit des Massenstroms auf jeweils Kühlwasser- und Arbeitsfluid in den Kondensator

Der Wärmeübergangskoeffizient auf der Arbeitsfluidseite wird im Bereich der Dampfströmung v , der Zweiphasenströmung tp und der Flüssigkeitsströmung l ausgewertet. Diese drei Bereiche werden durch die Simulationsergebnisse der Dampfqualität bestimmt. In jedem Bereich wird der Wärmeübergangskoeffizient auf der Arbeitsfluidseite mit den gemessenen Daten bestimmt. In Abhängigkeit vom gemessenen Fluiddruck werden die Taupunkt- und Siedepunkt sowie die entsprechenden Werte der spezifischen Enthalpie mit Refprop berechnet. Somit haben wir

$$\dot{Q}_v = \dot{m}_r(h_{r,in} - h_{r,v,s}) \quad (6.80)$$

$$\dot{Q}_{tp} = \dot{m}_r(h_{r,v,s} - h_{r,l,s}) \quad (6.81)$$

$$\dot{Q}_v = \dot{m}_r(h_{r,v,s} - h_{r,aus}) \quad (6.82)$$

mit denen die Kühlwassertemperaturen an den Taupunkt- und Siedepunkt erreicht werden können,

$$T_{w,l} = T_{w,ein} + \frac{\dot{Q}_l}{c_{p,w}\dot{m}_w} \quad (6.83)$$

$$T_{w,v} = T_{w,aus} - \frac{\dot{Q}_v}{c_{p,w}\dot{m}_w} \quad (6.84)$$

Die logarithmischen mittleren Temperaturdifferenzen der drei Bereiche ergeben sich wie folgt:

$$\Delta T_{m,v} = \frac{(T_{r,ein} - T_{w,aus}) - (T_{r,v,s} - T_{w,v})}{\ln \frac{(T_{r,ein} - T_{w,aus})}{(T_{r,v,s} - T_{w,v})}} \quad (6.85)$$

und

$$\Delta T_{m,tp} = \frac{(T_{r,ein} - T_{w,aus}) - (T_{r,v,s} - T_{w,v})}{\ln \frac{(T_{r,v,s} - T_{w,v})}{(T_{r,l,s} - T_{w,l})}} \quad (6.86)$$

$$\Delta T_{m,l} = \frac{(T_{r,l,s} - T_{w,l}) - (T_{r,aus} - T_{w,ein})}{\ln \frac{T_{r,l,s} - T_{w,l}}{T_{r,us} - T_{w,in}}} \quad (6.87)$$

Der Wärmedurchgangskoeffizient wird nach folgende Gleichung 6.88 berechnet:

$$k = \frac{\dot{Q}}{A \cdot \Delta T_m} \quad (6.88)$$

Die gemessenen Gesamtwärmedurchgangskoeffizienten in den drei Regionen können mit Gl. 6.89 ausgewertet werden. Daher können wir die experimentellen Werte des Wärmedurchgangskoeffizienten für das Arbeitsfluid erhalten,

$$\alpha_r = \left[\frac{1}{k} - \frac{1}{\alpha_w} - \frac{\delta_p}{\lambda_p} \right]^{-1} \quad (6.89)$$

Die Ergebnisse zum Wärmeübergangskoeffizient des Kühlwassers mit der Martin-Korrelation sind für die flüssigen Zustand in Abb. 6.8 dargestellt.

Der Vergleich des Wärmeübergangskoeffizienten zwischen der Yan-Korrelation, multipliziert mit den in Tabelle 6.2 aufgeführten Korrekturfaktoren, und den experimentellen Ergebnissen sind in Abb. 6.9 dargestellt.

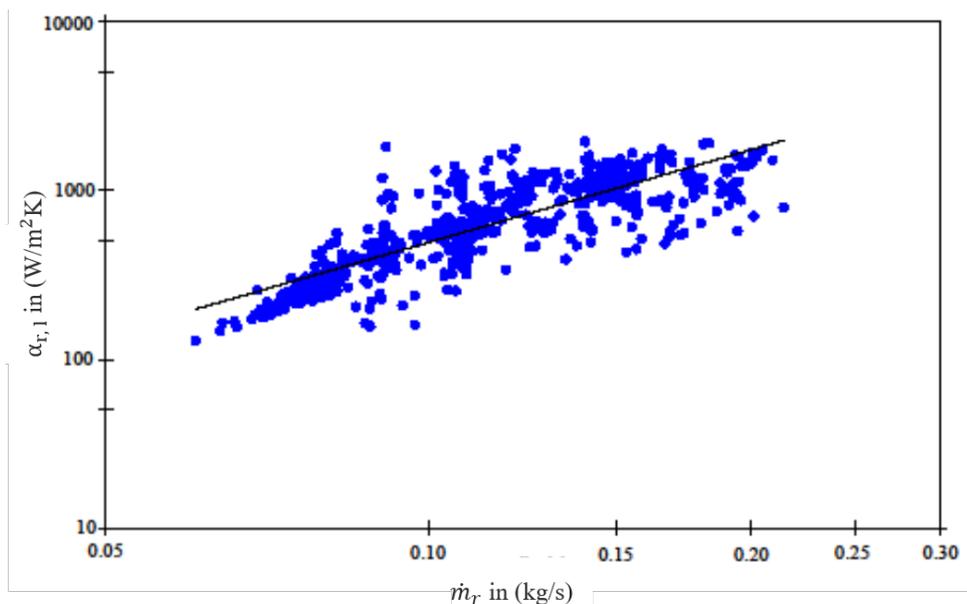


Abbildung 6.8: Wärmeübergangskoeffizient des Kühlwassers in Abhängigkeit des Massenstroms in flüssigen Zustand

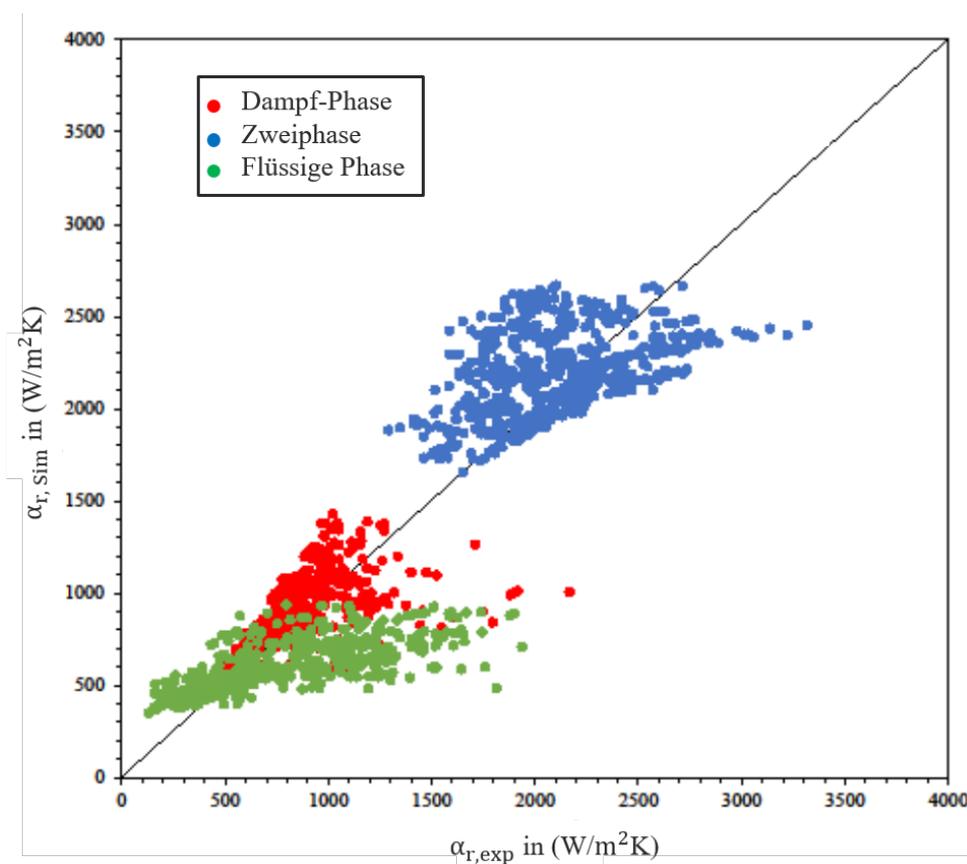


Abbildung 6.9: Wärmeübergangskoeffizienten zwischen den Yan Korrelation multipliziert mit aufgeführten Korrekturfaktor aus der experimentelle Ergebnisse

6.7 Simulationsverlauf und Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit von Dampfgehalt

Aus der Abb. 6.10 wird der Wärmeübergangskoeffizient im Kondensator in Abhängigkeit des Dampfgehalts dargestellt.

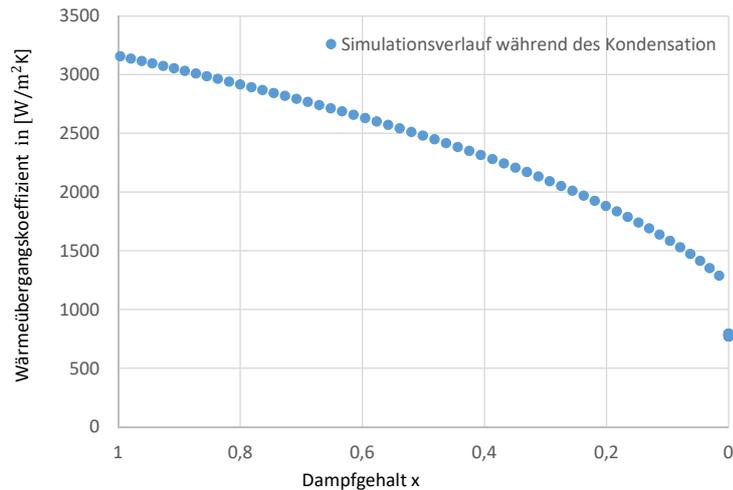


Abbildung 6.10: Simulation des Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit von Dampfgehalt

In Abb. 6.11 ist der Simulationsverlauf während der Kondensation des Arbeitsfluids und des Kühlwassers dargestellt.

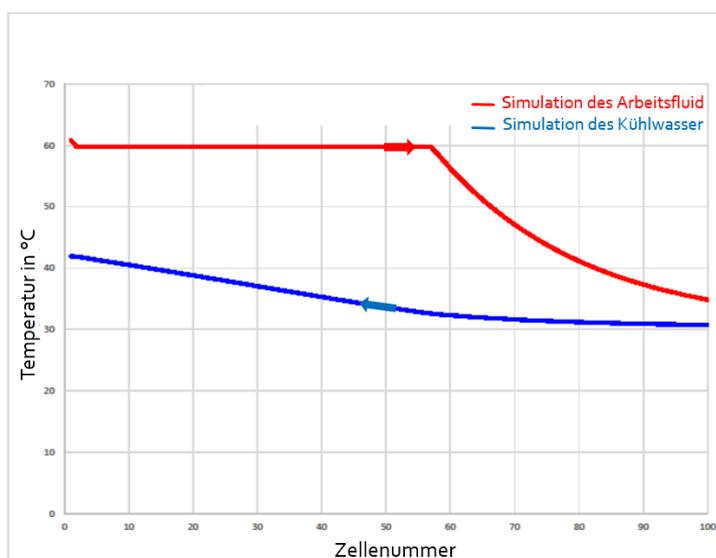


Abbildung 6.11: Simulationsverlauf während der Kondensation für des Kältemittels und der Kühlwasserseite

7 Detaillierte Untersuchung der Verdampfung

Für die Berechnung eines Verdampfers können verschiedene Verfahren verwendet werden. Am genauesten, aber auch aufwändigsten sind Differenzverfahren. Hierbei müssen die Energie-, Kontinuitäts- und Impulsgleichungen numerisch gelöst werden. Durch den hohen Aufwand und die starken Modellabhängigkeiten wird dieses Verfahren selten zur Berechnung von Wärmeübertragern eingesetzt. Die Zellenmethode wurde zur Berechnung von den Rohrbündelwärmeübertragern mit Umlenkungen entwickelt und kann auch auf andere Bauarten übertragen werden. Die Berechnung erfolgt für jeder Methode iterativ [42]. Es gibt verschiedene Arten von Plattenwärmeübertragern, die nach ihrer Strömungsführung unterschieden werden können. Die Strömungsführung kann nach dem Gleichstrom, Gegenstrom oder Kreuzstrom erfolgen. In Abb. 7.1 sind ein Gleichstrom (links) und ein Gegenstrom (rechts) Wärmeübertrager dargestellt.

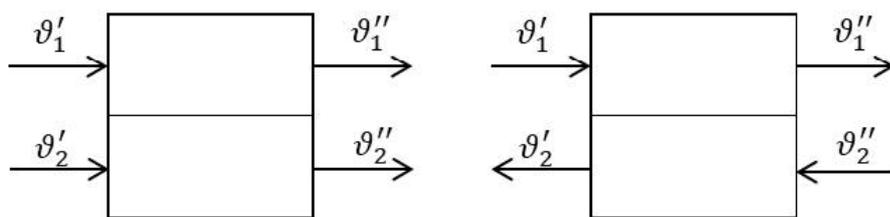


Abbildung 7.1: Gleichstrom und Gegenstrom

Der vorliegende Wärmeübertrager ist im Kreuzgegenstrom geführt. Die einzelnen Rohrreihen werden im Kreuzstrom durchströmt. Die Führung der einzelnen Ströme kann dabei einseitig quervermischt, beidseitig quervermischt und nicht quervermischt erfolgen. Ist keiner der beiden Ströme quervermischt, wird dies als reiner Kreuzstrom bezeichnet. Für die Simulation des Verdampfers wird keine Quervermischung der beiden Fluide angenommen.

7.1 Simulationsaufbau des Verdampfers

Bei dem dieser Simulation zugrunde liegenden Verdampfer handelt es sich um einen vollverschweißten Plattenwärmeübertrager K-Flex der Firma Kelvion (Abb. 7.2). Dieser wird mit einem Thermoöl und einem den Reinstoff R365mfc und R245fa betrieben.

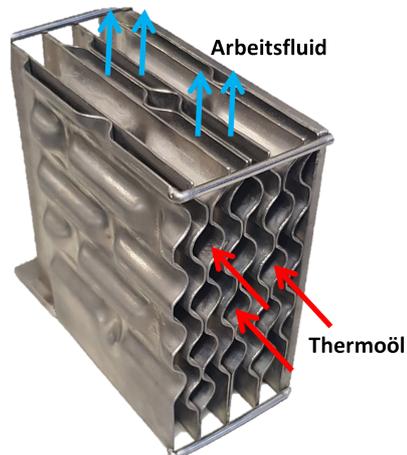


Abbildung 7.2: Modell der Plattenpakete im Wärmeübertrager

Ein kleines Modell der Plattenpakete im Inneren des Wärmeübertragers ist in Abb. 7.2 dargestellt. Auf der rechten Seite fließt in die runden Öffnungen das heiße Thermoöl. In den länglichen Spalten auf der oberen Seite des Modells tritt das Arbeitsfluid aus. Links im Modell ist die gewellte Struktur zu erkennen, an der das Arbeitsfluid am Thermoöl vorbeifließt. Die Strömungsführung im Inneren des Wärmeübertragers erfolgt über den Kreuzgegenstrom. Der Verdampfer besteht aus vier übereinanderliegenden Rohrreihen mit Plattenpaketen, zu sehen in Abb. 7.3.

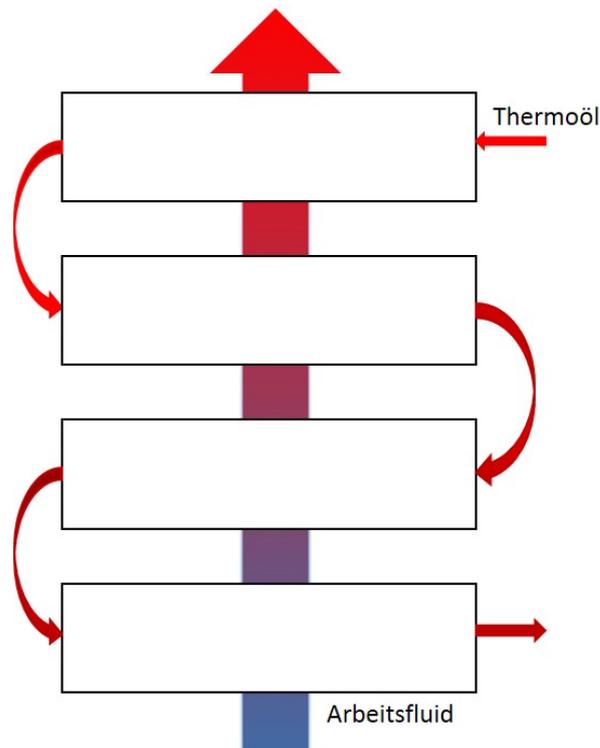


Abbildung 7.3: Strömungsführung im Verdampfer

Das heiße Thermoöl fließt von oben rechts in den Verdampfer ein. In den drei Umlenkungen so wie am Ein- und Austritt befinden sich Messfühler zur Temperaturerfassung. Am Eintritt wird ebenfalls der Massenstrom und der ölseitige Druckverlust über den gesamten Verdampfer gemessen. Das Arbeitsfluid tritt von unten unterkühlt in den Verdampfer ein. Das Arbeitsfluid verdampft und tritt am oberen Ende überhitzt aus. Die Temperatur und der Druck des Arbeitsfluids werden beim Ein- und Austritt aus dem Verdampfer gemessen. Der Massenstrom am Eintritt und die technischen Daten zum Verdampfer sind in Tabelle 7.1 zu entnehmen.

Tabelle 7.1: Daten zum Verdampfer K°Flex mit 4,5 mm Prägetiefe

Fläche gesamt	A_{ges}	$9,9394 \text{ m}^2$
Anzahl Rohrreihen	n	4
Wandstärke	s	$0,8 \text{ mm}$
freier Strömungsquerschnitt Öl	$A_{\text{quer,r}}$	$209 \cdot 7,48 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$
freier Strömungsquerschnitt Arbeitsfluid	$A_{\text{quer,s}}$	$19 \cdot 7 \cdot 10,79^{-5} \text{ m}^2$
hydr. Durchmesser Öl	$d_{\text{h,r}}$	$8,22 \text{ mm}$
hydr. Durchmesser Arbeitsfluid	$d_{\text{h,s}}$	5 mm

Das Strömungsprofil in den einzelnen Plattenpaketen ist in Abb. 7.4 zu sehen. Das blaue Fluid ist dabei das wärmeabgebende Medium (Thermoöl) und das rote Fluid das verdampfende Medium (Arbeitsfluid).

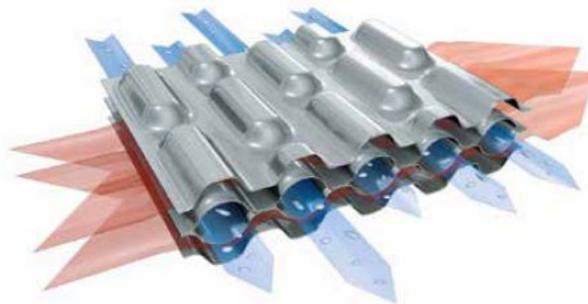


Abbildung 7.4: Strömungsführung in den Platten [71]

Bei den Arbeitsfluiden handelt es sich um die Reinstoffe R245fa und R365mfc (siehe Abschnitt 5.3) und verschiedenen Gemischen aus beiden Stoffen mit den Mischungsverhältnissen 80/20, 20/80 und 50/50[%], die bereits bei den experimentellen Messungen in Abschnitt 5.4 und bei den simulierten Messungen in Kondensator (siehe Abschnitt 6) ausführlich beschrieben worden sind. Das Thermoöl Fragoltherm[®] Q-32-N ist ein Mineralölbasisches Wärmeträgeröl mit einer Siedetemperatur von 360°C bei Umgebungsdruck. Es ist besonders für einen mittleren Temperaturbereich um 200°C geeignet [79].

7.2 Berechnungsmethoden für den Verdampfer

Wie bereits im Abschnitt 6 beschrieben, wurde die Zellenmethode zur Berechnung des Kreuzstromverdampfers verwendet. Entsprechend der Fachliteratur werden dabei die Teilbereiche als so genannte Zellen betrachtet. Für jede Zelle lassen sich mittels gültiger Gleichungen aus den Eintrittstemperaturen die Austrittstemperaturen berechnen. Neben der grundlegenden Gleichungen der Wärmeübertragung aus Kapitel. 2.6 sind für die Zellenmethode noch weitere Gleichungen angegeben, die für die Berechnung der Zahl der Übertragungseinheiten (engl. Number of Transfer Units) notwendig werden.

$$NTU_{i,j} = \frac{k_{i,j} \cdot A_j}{\dot{W}_{i,j}} \quad (7.1)$$

$$\dot{W}_i = \dot{m}_i \cdot \frac{h'_i - h''_i}{\vartheta'_i - \vartheta''_i} = \dot{m}_i \cdot c_{pm,i} \quad (7.2)$$

$i = 1, 2$ steht für den jeweiligen Fluidstrom und j für die jeweilige Zelle. Des Weiteren wird das Verhältnis der Wärmekapazitätsströme $R_{i,j}$ benötigt.

$$R_{1,j} = \frac{\dot{W}_{1,j}}{\dot{W}_{2,j}}, \quad (7.3)$$

sowie die dimensionslosen Temperaturänderungen der Fluidströme $P_{i,j}$ in den Zellen.

$$P_{1,j} = \frac{\vartheta'_{1,j} - \vartheta''_{1,j}}{\vartheta'_{1,j} - \vartheta'_{2,j}}, P_{2,j} = \frac{\vartheta''_{2,j} - \vartheta'_{2,j}}{\vartheta'_{1,j} - \vartheta'_{2,j}} \quad (7.4)$$

Für den Gesamtapparat ergeben sich die folgenden Zusammenhänge der dimensionslosen Kennzahlen:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{NTU_1}{NTU_2} = \frac{1}{R_1} = R_2. \quad (7.5)$$

In Abb.7.5 ist ein Schema für benachbarte Zellen dargestellt. Die Austrittstemperatur des Fluidstromes 2 aus der Zelle q ist die Eintrittstemperatur der Zelle j . Analog gilt für den Strom 1, dass die Austrittstemperatur der Zelle p die Eintrittstemperatur in die Zelle j ist. In die einzelnen Zellen liegt jeweils reiner Kreuzstrom vor.

Für die dimensionslosen Temperaturen der Zellen gilt.

$$T'_{i,j} = \frac{\vartheta'_{i,j} - \vartheta'_2}{\vartheta'_1 - \vartheta'_2}, T''_{i,j} = \frac{\vartheta''_{i,j} - \vartheta'_2}{\vartheta'_1 - \vartheta'_2} \quad (7.6)$$

Zur Berechnung der Ein- und Austrittstemperaturen der Zellen müssen die beiden Eintrittstemperaturen und Massenströme der Fluidströme in den Gesamtapparat bekannt sein, ebenso der Druck des Arbeitsfluides.

Der einphasige Wärmeübergang kann mit Gl. 7.7 wie folgt berechnet werden:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (\vartheta'_1 - \vartheta''_1). \quad (7.7)$$

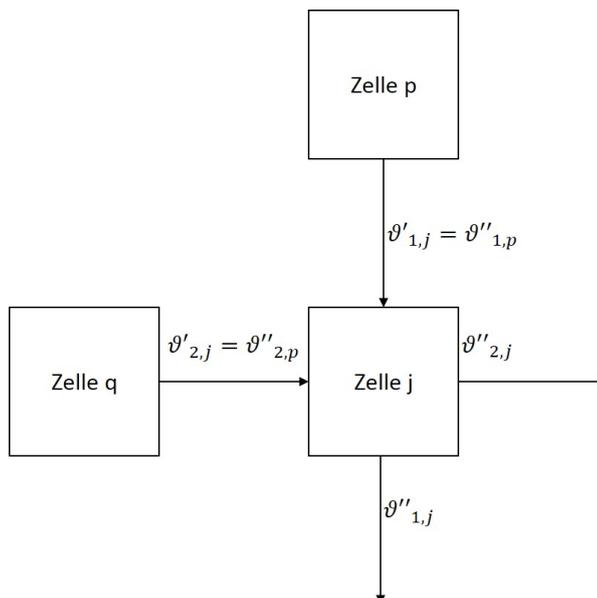


Abbildung 7.5: Temperatur der Zelle j, nach [43]

In Abb. 7.6 ist die unterste Reihe des vorliegenden Verdampfers beispielhaft dargestellt, bestehend aus vier parallelen Zeilen und fünf Zellen je Zeile.

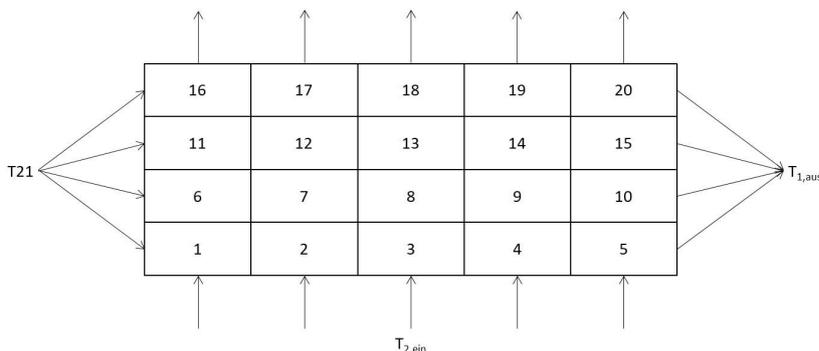


Abbildung 7.6: Beispielsreihe der Zellenmethode

Eine Reihe besteht aus n_{pZ} parallelen Zeilen, jede Zeile aus n_{Re} Zellen. In der Beispielsreihe tritt das heiße Fluid von links in die Reihe ein, parallel in jede Zeile. Am rechten Ende der Reihe bildet der Mittelwert der Austrittstemperaturen die Austrittstemperatur des heißen Fluides aus dem System. Der Massenstrom des heißen Fluides wird gleichmäßig auf n_{pZ} Zeilen aufgeteilt, der des kalten Fluides auf n_{Re} Zellen. Das Arbeitsfluid tritt von unten parallel in die Reihe ein und oben parallel aus der Reihe aufgewärmt aus (keine Quervermischung).

Wärmeübergang nach Müller et al.

Es ist einige Plattenwärmeübertrager mit unterschiedlichen Prägungswinkel als auch mit verschiedenen Arbeitsfluiden bei ein- und zweiphasigem Wärmeübergang untersucht worden. Müller et al. [42] haben eine ausführliche Berechnung der Nufelt-Zahl in folgenden Schritten ausgeführt:

$$Nu_{tp} = \frac{\alpha_{ev} \cdot d_h}{l} = 2 \cdot \cos(\varphi) \cdot Re_{eq}^{0,45} \cdot Bd^{0,33} \cdot Ph^{0,2} \cdot Pr_1^{0,4} \quad (7.8)$$

Dabei ist φ der Prägungswinkel der Platten, Re_{eq} die äquivalente Reynoldszahl, Bd die Bond Zahl, Ph die Phasenwechsel Zahl (engl. phase change number) und Pr die Prandtl Zahl.

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} \cdot d_h}{\eta} \quad (7.9)$$

Mit der Massenstromdichte G_{eq} und dem Strömungsmassendampfgehalt x

$$G_{eq} = G \cdot \left[(1 - x) + x \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_g}} \right] \quad (7.10)$$

und der Bond-Zahl und Phasenwechsel Zahl wird wie folgt definiert:

$$Bd = \frac{g \cdot \rho_l \cdot d_h^2}{\sigma}, Ph = \frac{\dot{q} \cdot d_h}{\Delta^v h \cdot \eta_l} \quad (7.11)$$

Müller et al. [42] hat für die harte Platten ($\varphi > 45^\circ$) folgende Korrelation hergeleitet:

$$Nu_{tp} = 7,44 \cdot Re_{eq}^{0,329} \cdot Pr_1^{\frac{1}{3}} \quad (7.12)$$

Der Strömungsmassendampfgehalt wird in erster Näherung mit der Umstellung der Hebelgesetz wie folgt berechnet [5]

$$x = \frac{h - h'}{h'' - h'} \quad (7.13)$$

Wärmeübergang nach Danilova

Danilova et al. [80] haben den zweiphasigen Wärmeübergang in Plattenwärmeübertragern untersucht. Die folgende Nufelt-Korrelation sind für überwiegendes Blasensieden aufgestellt:

$$Nu_{tp} = \frac{\alpha_{tp} \cdot d_h}{l} = 4,2 \cdot Re_g^{0,2} \cdot Bd^{0,33} \quad (7.14)$$

mit

$$w_g = \frac{\dot{x} \cdot \dot{m}}{A \cdot \rho_g}, Re_g = \frac{w_g \cdot d_h}{\nu_g} \quad (7.15)$$

Dabei steht x für den Strömungsdampfgehalt, der Indiz tp für zweiphasig und g für gasförmig.

7.3 Struktur der Simulation

Für die Simulation des Verdampfers wurde die Berechnung in Matlab implementiert. Dieses wird im Anhang aufgeführt. Die Simulation arbeitet nach der in Kapitel. 7.2 erläuterten Zellenmethode. Für die Berechnung in der Simulation wurde der Verdampfer unterteilt. Die vier Rohrreihen sind in Reihe durchströmt, die einzelnen Zeilen weiter in Zellen unterteilt (siehe Abb. 7.6). Zum Beginn werden die Randbedingungen wie Temperatur, Druck und Massenstrom eingegeben, beispielhaft für R365mfc bei 180°C in Tabelle. 7.2 aufgeführt.

Tabelle 7.2: Eingangsparameter am Beispiel R365mfc

Massenström-Öl $F1$	\dot{m}_l	2,41 $\frac{kg}{s}$
Massenström Arbeitsfluid $F2$	\dot{m}_a	1,6 $\frac{kg}{s}$
Eintrittstemperatur $F1$	ϑ_{1ein}	183,23 °C
Eintrittstemperatur $F2$	ϑ_{2ein}	102,12 °C
Eintrittsdruck $F2$	p_a	17,1 bar
Fläche gesamt	A	9,9394 m^2
Anzahl Rohrreihen	n	4

Es wird das gewünschte Arbeitsfluid sowie eine Abschätzung der Austrittstemperaturen angegeben. Hier wird der erste Berechnungs-Durchlauf im Programmablaufplan 7.7 dargestellt. In den nächsten Schritt wird die Berechnung für eine Zelle beschrieben. Zuerst erfolgt die Eingabe der Randbedingungen nach Tabelle. 7.2. Die Berechnung fängt mit der ersten Reihe und der ersten Zeile an. Die Eintrittstemperatur des Arbeitsfluid wird als bekannt im Betracht genommen. Ebenso wird eine lineare Änderung der Temperatur des Thermoöles in den einzelnen Umlenkungen angenommen. Jede Zeile ist in Zellen unterteilt. Die Berechnung der Zellen wird wiederholt, bis die vorgegebene Anzahl an Zellen je Zeile n_{Re} erreicht ist. Die Zeilenberechnung wird ebenfalls solange wiederholt, bis eine vorgegebene Anzahl paralleler Zeilen n_{pZ} erreicht ist, danach wird die Berechnung in der zweiten Rohrreihe nach demselben Prinzip fortgesetzt. Sind alle Zeilen der vier Rohrreihen durchlaufen erfolgt eine Differenz-abfrage. Ist die Differenz der gemittelten Austrittstemperatur des Arbeitsfluides des aktuellen Durchlaufs zum vorherigen Durchlauf größer als 0,05 K, wird die Berechnung der Reihen wiederholt. Dies geschieht so lange, bis die Differenz unter 0,05 K sinkt oder ein Grenzwert für die Berechnung überschritten wird.

Es werden zuletzt die Temperaturen an Ein- und Austritt, sowie in den Umlenkungen ausgegeben. Ebenso wird ein Wärmedurchgangskoeffizient für den Gesamtapparat mittels der logarithmischen Mitteltemperatur des Gegenstroms berechnet. In der jeweiligen Zellen werden zuerst die Wärmeström des Fluid 1 berechnet.

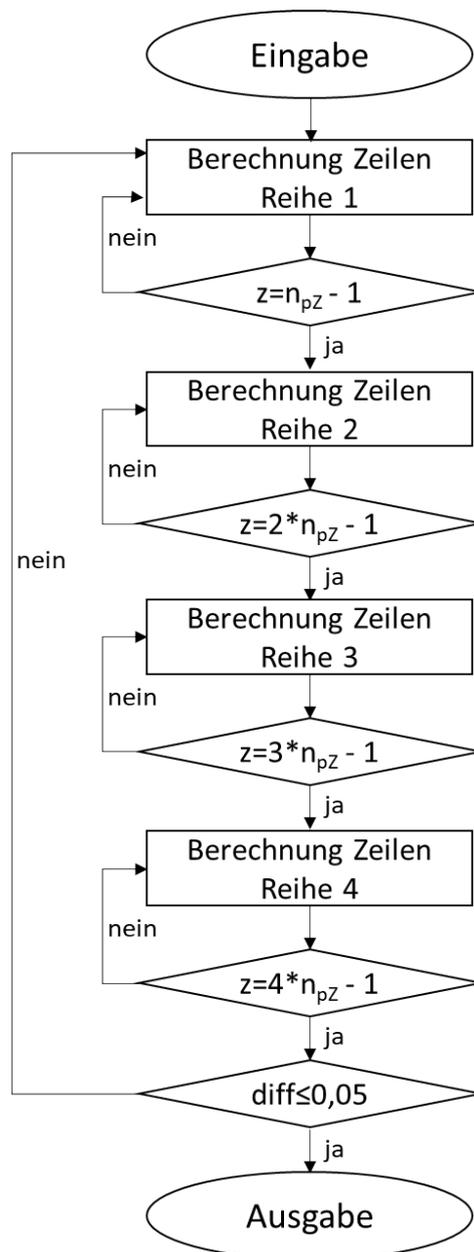


Abbildung 7.7: Gesamten Programmablaufplan mit vier Umlenkungen im Verdampfer

Hierbei wird das System als adiabatisch angenommen. Daraus folgt, dass die abgegebene Wärme des Fluid 1 von dem Fluid 2 aufgenommen wird. Mit diesem Prinzip wird die Austrittsenthalpie von dem Fluid 2 aus der Zelle bestimmt. Aus den technischen Datenblatt vom verwendeten Thermoöl wird die kinetische Viskosität, die Dichte, die Wärmeleitfähigkeit und die Prandtl-Zahl entnommen. Daraus folgt die Berechnung der Temperaturen und Enthalpie des Fluid 2 für die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten, Wärmedurchgangskoeffizienten und letztendlich den Dampfgehalt des Arbeitsfluides. Zuletzt kann die spezifische Wärmekapazität des Fluids 2, die Anzahl der Übertragungseinheiten und das Stromverhältnis der Wärmekapazität des Fluid 1 zur Berechnung der mittleren dimensionslosen Temperatur $t_{1,m}$ berechnet werden. Dadurch werden die Austrittstemperaturen der beiden Fluide für die Zelle berechnet und an die nächste Zelle weitergegeben.

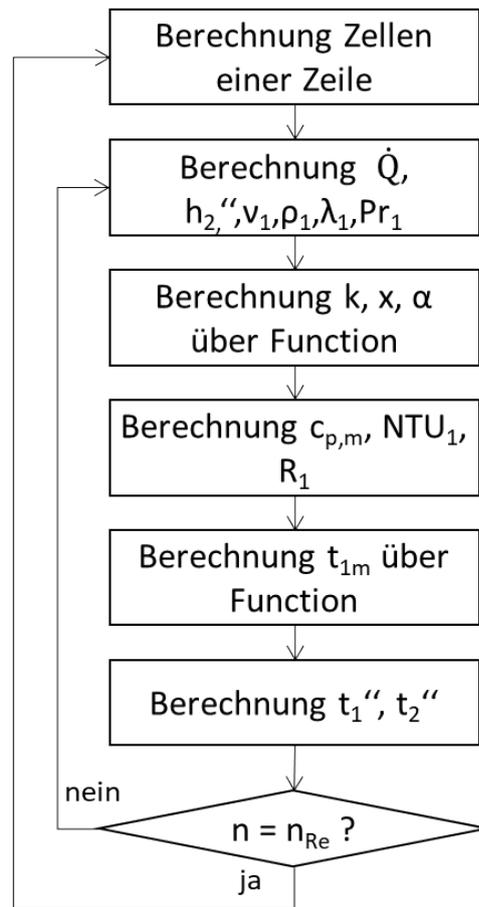


Abbildung 7.8: Programmlaufplan für die Zellenberechnung

In Abb. 7.9 ist eine schematische Darstellung des Wärmeübertragers mit der Zellen und Zeilennummerierung sowie den Bezeichnungen für Ein- und Austrittstemperaturen aufgezeichnet. Das Simulationsprogramm wird in aufsteigender Reihenfolge mit 0 beginnen. Zuerst erfolgt die Berechnung der Enthalpie des Fluid 2 aus der Stoffdatenbank Refprop anhand der Temperatur und des Druckes. Die Wärmeströme in den jeweiligen Zellen werden zum erzielen genauer Ergebnisse über drei verschiedene Arten berechnet:

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_1 &= \dot{m}_{\text{oel}} \cdot c_{p,m,1} \cdot (\vartheta'_{1,1} - \vartheta''_{1,1}) \\
 \dot{Q}_2 &= \dot{m}_a \cdot (h''_{2,1} - h'_{2,1}) \\
 \dot{Q}_3 &= \dot{m}_{\text{oel,ges}} \cdot c_{p,m,1} \cdot \frac{T_{21} - T_{h,\text{out}}}{n_{\text{Re}}}
 \end{aligned} \tag{7.16}$$

In den oben stehenden Gleichungen 7.16 wird die jeweilige Fluid- und Ölzellen mit Zeilen und Zellen \dot{m}_{oel} und \dot{m}_a aufgeteilt. Mit der Temperaturdifferenz des Fluid 1 der Zelle wird \dot{Q}_1 berechnet, danach wird über die Enthalpiedifferenz des Fluid 2, \dot{Q}_2 berechnet und zuletzt wird über \dot{Q}_3 die Berechnung des Wärmestromes des Fluid 1 über die gesamte Rohrreihe mit dem gesamten Massenströmen vorausgesetzt in adiabaten System berechnet. Daraus erfolgt die Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten der Zelle in einer Funktion. Durch diese Funktion wird wichtige Werte übergeben wie z.B Massenströme beider Fluide, Ein- und Austrittsenthalpie der Fluid 2, Eintrittstemperaturen beider Fluide, Viskosität, Wärmeleitfähigkeit und Prandtl-Zahl des Fluid 1 sowie Zellen- und Zeilenzahl.

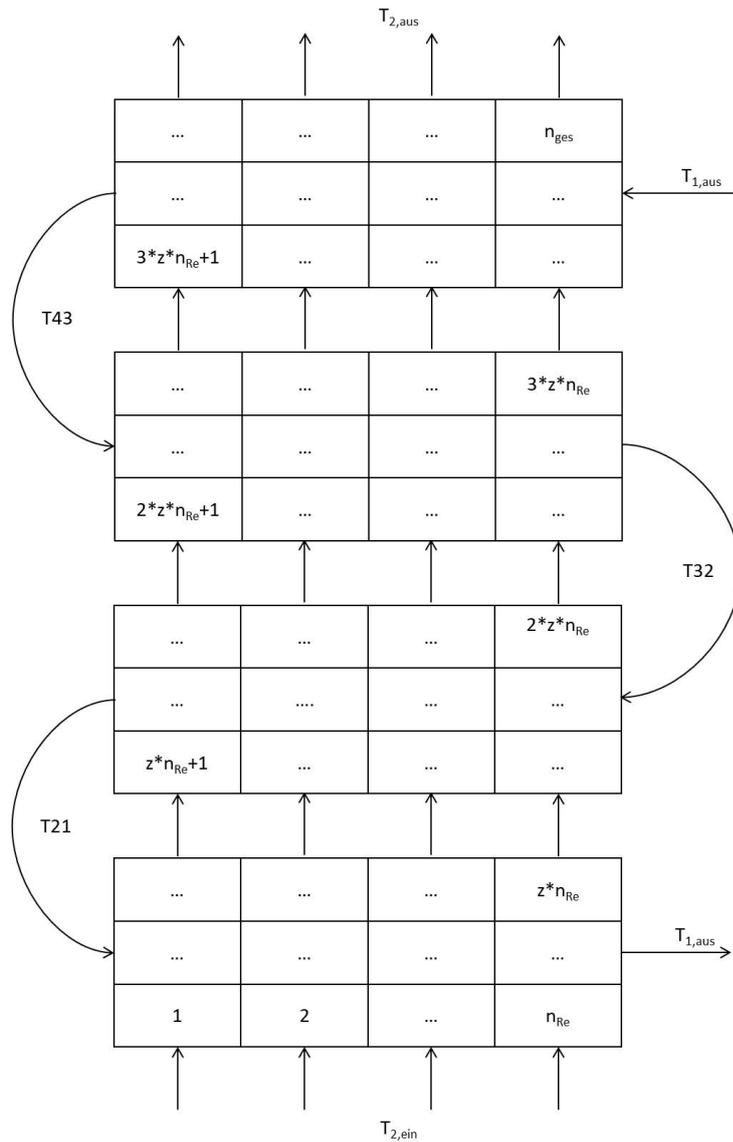


Abbildung 7.9: Modellaufbau der Simulation mit vier Umlenkungen

Die Abfrage des Zustandes flüssig, gasförmig oder zweiphasige Zustands erfolgt über die Ein- und Austrittsenthalpie.

Tabelle 7.3: Zustandsabfrage des Arbeitsfluids

Wärmezufuhr	$h_{2,ein} < h_{2,l}$ und $h_{2,aus} \leq h_{2,l}$	$x = 0$
Wärmezufuhr und Verdampfung	$h_{2,ein} \leq h_{2,l}$ und $h_{2,aus} \geq h_{2,l}$	$x = \frac{h_{2,m} - h_{2,l}}{h_{2,g} - h_{2,l}}$
Verdampfung	$h_{2,ein} \geq h_{2,l}$ und $h_{2,aus} \leq h_{2,g}$	$x = \frac{h_{2,m} - h_{2,l}}{h_{2,g} - h_{2,l}}$
Verdampfung und Überhitzung	$h_{2,ein} < h_{2,g}$ und $h_{2,aus} \geq h_{2,g}$	$x = 1$
Überhitzung	$h_{2,ein} \geq h_{2,g}$ und $h_{2,aus} > h_{2,g}$	$x = 1$

In Tabelle. 7.3 wird die Zustandsabfrage des Arbeitsfluids im Verdampfer mittels der Stoffdatenbank Refprop dargestellt. Wenn die Werte der Ein- und Austrittenthalpie der Zelle unter der Enthalpie der Siedelinie liegt, ist das Fluid rein flüssig. Liegt die Eintrittsenthalpie unterhalb der Siedelinie und die Austrittenthalpie oberhalb der Taulinie, wird dem Arbeitsfluid Wärme zugefügt, hier findet Verdampfung statt. Wenn die Eintrittsenthalpie oberhalb der Siedelinie ist und Austrittenthalpie unterhalb der Taulinie liegt, wird mit Hilfe des Hebelgesetzes 7.17 der Dampfgehalt bestimmt.

$$x = \frac{h_{2,m} - h_{2,1}}{h_{2,g} - h_{2,1}} \quad (7.17)$$

mit

$$h_{2,m} = \frac{h_{2,aus} - h_{2,ein}}{2} \quad (7.18)$$

Die Korrelationsabfrage erfolgt über den zuvor ermittelten Zustand des Arbeitsfluids und der dazugehörigen Reynoldszahl, die in der nächsten Tabelle 7.4 dargestellt ist:

Tabelle 7.4: Korrelationsabfrage

Bedingung 1	Bedingung 2	Zustand
$Re_2 \geq 250$	$x = 0$	Medium flüssig, turbulent
$Re_2 \geq 250$	$x = 1$	Medium gasförmig, turbulent
-	$0 < x < 1$	Medium zweiphasig
$Re_2 < 250$	$x = 0$	Medium flüssig, laminar
$Re_2 < 250$	$x = 1$	Medium gasförmig, laminar

Für die Berechnung des einphasigen Wärmeübergangs werden die Korrelationen für die Rohrströmung nach Gnielinski ausgewählt (siehe Abschnitt 2.6), dabei ein Vergleich zu den vom Hersteller angegebenen Korrelationen für das einphasige Thermoöl durchgeführt. Zusätzlich werden die Korrelationen nach Danilova 7.2, Polzin und Müller et al. 7.2 für den zweiphasigen Wärmeübergang verglichen. Die Funktion übergibt die Werte für den Dampfgehalt, die Reynoldszahl, die Wärmeübergangskoeffizienten und den Wärmedurchgangskoeffizienten. Eine weitere Funktion berechnet eine mittlere dimensionslose Temperatur für einen reinen Kreuzstrom, mit der die Austrittstemperaturen der Zelle berechnet werden. Am Ende wird die Austrittstemperatur für die Eintrittstemperatur der nächsten Zelle übergeben. Zur Berechnung der dimensionslosen mittleren Temperatur t_{1m} wird folgende Gleichung aus verwendet.

$$t_{1m} = e^{-(1+R_1) \cdot NTU_1} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(R_1 \cdot NTU_1)^{n-1}}{n!} \sum_{k=0}^{n-1} (n-k) \frac{NTU_1^k}{k!} \quad (7.19)$$

Zur Berechnung der mittleren Temperatur wird die Gleichung 7.19 iterativ nach reinen Kreuzstrom bestimmt. Hierbei sind die n und k die Laufvariablen, NTU_1 und R_1 sind Werte der aktuellen Zelle, die an die Funktionen übergeben werden. Der Rückgabewert ist die mittlere

Temperatur der Zelle.

$$t_{1m} = 1 - P_{1,j} = \frac{t''_{1,j} - t'_{2,j}}{t'_{1,j} - t'_{2,j}} \quad (7.20)$$

Die mittlere Temperatur wird durch die dimensionslose Temperaturänderung der Zelle bestimmt, daraus lässt sich die Austrittstemperatur des Fluides 1 der Zelle bestimmen.

$$\vartheta''_{1,j} = \vartheta'_{1,j} - (1 - t_{1m}) \cdot (\vartheta'_{1,j} - \vartheta'_{2,j}) \quad (7.21)$$

$$\vartheta''_{2,j} = R_{1,j} \cdot (\vartheta'_{1,j} - \vartheta''_{1,j}) + \vartheta'_{2,j} \quad (7.22)$$

Die Austrittstemperatur für das Fluid 2 kann nur für den einphasigen Wärmeübergang nach Gl. 7.22 bestimmt werden. Liegt ein zweiphasiger Wärmeübergang vor, wird die Austrittstemperatur über die Stoffdatenbank Refprop bestimmt. Da Temperatur und Druck im Zweiphasengebiet konstant sind, kann die Temperatur über den Druck und den Dampfgehalt ($x=0$) bestimmt werden.

7.4 Korrelationsvergleich für ein- und zweiphasigen Wärmeübergang im Verdampfer

Für einphasigen Wärmeübergang (Thermoöl-Fluid 1) wird die Korrelation nach Gnelinski 2.6 mit der Herstellungskorrelation verglichen. Leider kann aus der Geheimhaltvereinbarung zwischen Institut für Thermodynamik und Firma Kelvion GmbH kann die Korrelationsgleichung nicht veröffentlicht werden. Für den zweiphasigen Wärmeübergang wird die Korrelation von Danilova 7.2 mit der von Müller et al. 7.2 verglichen.

Tabelle 7.5: Die Untersuchten Randbedingungen für die Korrelation

Eintrittstemperatur Thermoöl	$T_{1,\text{ein}}$	183,23°C
Eintrittstemperatur Arbeitsfluid	$T_{2,\text{ein}}$	102,12°C
Austrittstemperatur Thermoöl	$T_{1,\text{aus}}$	176°C
Austrittstemperatur Arbeitsfluid	$T_{2,\text{aus}}$	180°C
Massenstrom Thermoöl	\dot{m}_1	2,41 $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
Massenstrom Arbeitsfluid	\dot{m}_a	0,16 $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
Eintrittsdruck Arbeitsfluid	p_a	17,1bar

Zuerst wird die Eingabe der Randbedingungen für die untersuchten Korrelationen nach Tabellen 7.5 dargestellt. Die relevanten Daten für die verwendeten Korrelationen sind der Betrag der Temperaturdifferenz des Arbeitsfluids (Fluid 2) und Thermoöl (Fluid 1). Die Abweichungen zwischen untersuchten Korrelationen und Messdaten sind in Abbildung 7.10 dargestellt.

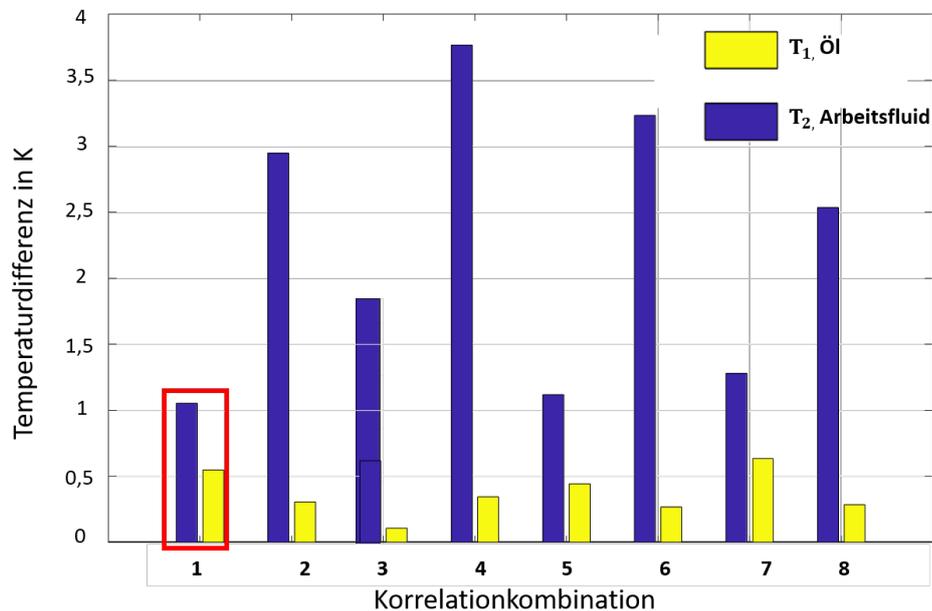


Abbildung 7.10: Differenz zwischen Korrelationen und Messdaten

In Tabelle 7.10 wurde die erläuterte Korrelationen (siehe 6.2) nach Müller, Martin, Polzin und Gnielinski dargestellt. Die Kombination der Korrelation nach Müller und dem Hersteller ist im Balkendiagramm auf position 1 zu finden, Müller und Gnielinski an Position 2, Martiu und Hersteller auf Position 3.

Es ist durch die Tabelle 7.6 zu sehen, dass die Abweichung zwischen den Simulationsergebnissen und den Messdaten für einphasige Wärmeübergang nach Gnielinski und zweiphasige Wärmeübergang nach Martin am größten ist. Hingegen haben die Korrelationen vom Hersteller (Zweiphasig) und Martin (Einphasig) hat die geringste Differenz zu den Messergebnissen.

Tabelle 7.6: Vergleichsnummerierung zwischen Hersteller und Gnielinski zu den anderen Korrelationen

	Müller	Martin	Polzin	Danilova
Hersteller	1	3	5	7
Gnielinski	2	4	6	8

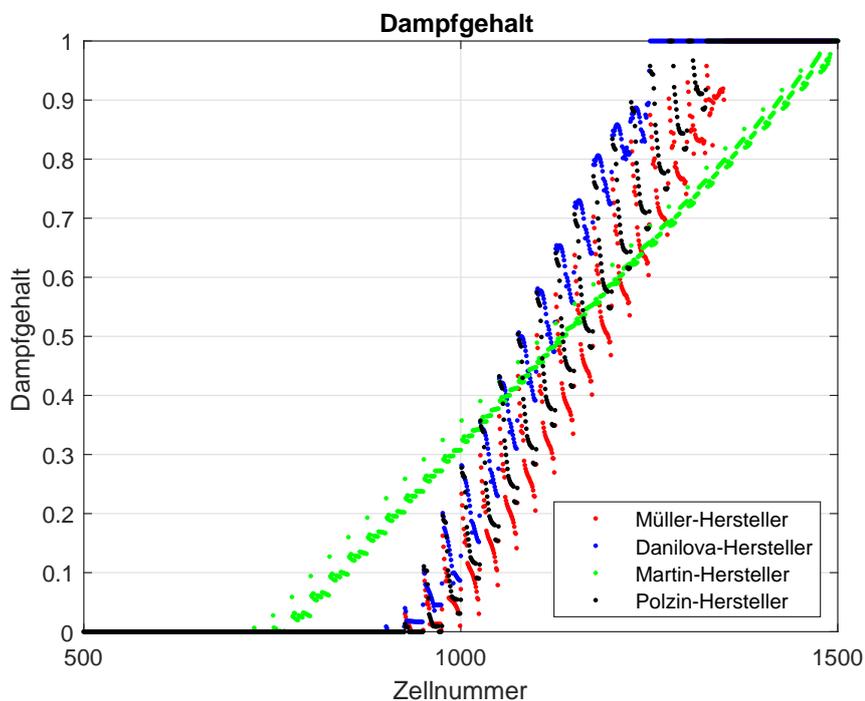


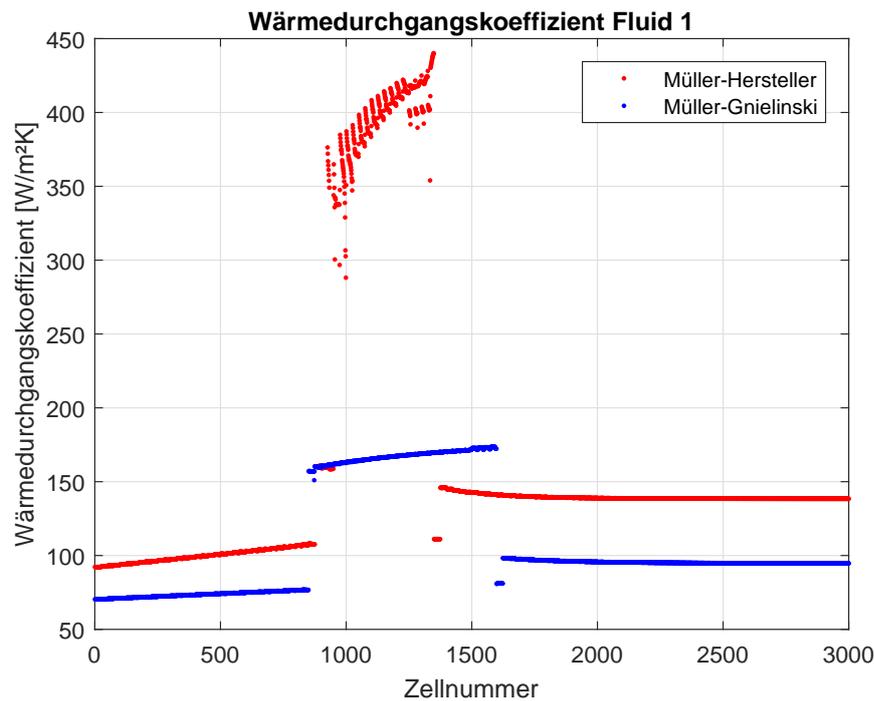
Abbildung 7.11: zweiphasiger Korrelationsvergleich nach Tabelle 7.6

Die dargestellte Korrelationsvergleich in Tabelle 7.6 ist in Abb.7.11 zu sehen. Hier ist zu erkennen, dass die Kombination Martin und Hersteller (grün) gleichmäßig verlaufen, jedoch weisen Kombinationen konstanten Verlauf auf.

zu den Simulationsergebnisse von Müller, Polzin und Danilova ist zu erläutern, dass Danilova et al. die ersten Untersuchungen für Plattenwärmeübertragern in zweiphasigen Wärmeübergang durchgeführt haben. Müller et al. haben ihre Kenntnisse von Danilova et al. aufgebaut, letztlich leitete Müller et al. eine vereinfachte Korrelation (Polzin) für das Arbeitsfluid R365mfc her.

Tabelle 7.7: Durchlaufanzahl Korrelation Martin mit Müller

	130°C	140°C	150°C	160°C	170°C	180°C
Martin						
R245fa	19	10	8	9	19	19
R365mfc	6	5	5	12	19	14
Müller						
R245fa	12	6	8	7	11	14
R365mfc	5	13	17	9	7	12

**Abbildung 7.12:** Vergleich Wärmedurchgangskoeffizient Hersteller und Gnielinski

Aus der Abbildung 7.12 wurde die Korrelationsvergleich von Herstellers und die der Rohrströmung nach Gnielinski für einphasigen Wärmeübergang des Thermoöl (Fluid 1) dargestellt. Hier ist zu erkennen, dass die Wärmedurchgangskoeffizienten mit den Herstellungskoeffizienten höher ausfallen und die Ergebnissen nah zu den gemessenen Daten liegen.

In Table 7.8 sind die Messdaten aufgelistet, die die Grundlage für die Simulationen darstellen.

Tabelle 7.8: Messdaten der Arbeitsfluide R365mfc und R245fa

	130°C	140°C	150°C	160°C	170°C	180°C
R245fa						
$T_{2,\text{ein}}$ [°C]	69,65	76,76	78,09	83,18	88,70	94,91
$T_{2,\text{aus}}$ [°C]	128,82	140,40	146,66	159,58	168,90	179,33
$T_{1,\text{ein}}$ [°C]	132,66	142,40	152,72	162,84	172,86	182,98
$T_{1,\text{oben}}$ [°C]	131,61	141,41	151,66	162,00	172,00	182,23
$T_{1,\text{mitte}}$ [°C]	132,18	141,99	151,85	162,68	172,38	182,70
$T_{1,\text{unten}}$ [°C]	131,09	140,68	149,95	161,11	170,41	180,51
$T_{1,\text{aus}}$ [°C]	126,94	136,11	144,07	155,35	163,62	173,36
\dot{m}_1 [$\frac{kg}{s}$]	2,05	2,05	1,82	1,92	1,87	1,97
\dot{m}_a [$\frac{kg}{s}$]	0,11	0,13	0,14	0,14	0,18	0,19
p_a [bar]	12,49	14,77	16,01	18,17	19,20	22,64
R365mfc						
$T_{2,\text{ein}}$ [°C]	76,13	76,68	79,50	92,89	96,57	102,12
$T_{2,\text{aus}}$ [°C]	125,98	134,81	143,82	159,96	170,24	180,44
$T_{1,\text{ein}}$ [°C]	132,79	142,61	153,03	162,74	172,88	183,23
$T_{1,\text{oben}}$ [°C]	131,37	141,28	151,54	161,95	172,12	182,60
$T_{1,\text{mitte}}$ [°C]	130,51	140,11	150,22	162,75	172,85	183,37
$T_{1,\text{unten}}$ [°C]	129,44	138,82	148,68	161,74	171,57	181,74
$T_{1,\text{aus}}$ [°C]	127,73	136,52	145,88	157,07	166,27	175,98
\dot{m}_1 [$\frac{kg}{s}$]	2,04	1,95	1,88	1,94	1,94	2,41
\dot{m}_a [$\frac{kg}{s}$]	0,09	0,11	0,12	0,12	0,13	0,16
p_a [bar]	9,85	11,47	13,63	11,90	13,63	17,10

7.5 Simulationsergebnisse für die Reinstoffe R365mfc und R245fa

In diesem Abschnitt wird die Simulationsergebnisse für die Arbeitsfluids R365mfc und R245fa als Reinstoff diskutiert. Dabei wurden durch die Untersuchung in Tabelle 7.6 für die einphasigen Wärmeübergang die Herstellungskorrelation und für zweiphasigen Wärmeübergang die Korrelation von Müller 7.11 verwendet. Hierbei wurden mit der Enthalpie der Siede- und Taulinie, sowie alle Temperatur des Phasenwechsels für die Messergebnisse in Tabelle 7.9 aus der Stoffdatenbank Refprop ohne Druckverlust P_a durchgeführt.

Tabelle 7.9: Zweiphasengebiet R365mfc

Temperatur	Druck	Temperatur tp	Enthalpie SL	Enthalpie TL
T [°C]	p_a [bar]	T_{tp} [°C]	h_l [$\frac{kJ}{kg}$]	h_g [$\frac{kJ}{kg}$]
130	9,85	122,80	380,58	517,60
140	11,47	130,17	392,80	523,63
150	13,63	138,74	407,55	530,39
160	11,90	131,97	395,87	525,08
170	13,63	138,74	407,55	530,39
180	17,10	150,52	428,61	538,86

Tabelle 7.10: Zweiphasengebiet R245fa

Temperatur	Druck	Temperatur tp	Enthalpie SL	Enthalpie TL
T [°C]	p_a [bar]	T_{tp} [°C]	h_l [$\frac{kJ}{kg}$]	h_g [$\frac{kJ}{kg}$]
130	12,49	99,44	338,91	473,94
140	14,77	107,13	351,17	478,24
150	16,02	110,97	357,43	480,23
160	18,17	117,07	367,62	483,14
170	19,20	119,81	372,29	484,31
180	22,64	128,19	387,08	487,23

Die verwendeten Indizes sind für tp(Zwei-Phase), SL für Siedelinie und TL für Taulinie. Die Austrittstemperaturen des Fluides 2 sind in Abbildung 7.13 für das Arbeitsfluid R245fa und Abbildung 7.14 für das Arbeitsfluid R365mfc abgebildet. Der Temperaturverlauf weisen denselben Anlauf vor dem zweiphasigen Wärmeübergang für den beiden untersuchten Arbeitsfluid auf. Die Austrittstemperatur wird in ein- und zweiphasigen Gebiet über die Gl. 7.22 bestimmt. Hier ist zu erwähnen, dass die Austrittsenthalpie durch die Berechnung über den Wärmestrom bereits im zweiphasigen Bereich liegen, während die berechnete Austrittstemperatur in der vorherigen Zelle noch deutlich unter der Verdampfungstemperatur liegt. Aus diesem Grund kann ein Sprung

zwischen der Temperatur im ein- und zweiphasigen Bereich entstehen, sowohl oberhalb 180°C und unterhalb 130°C der Zweiphasentemperatur.

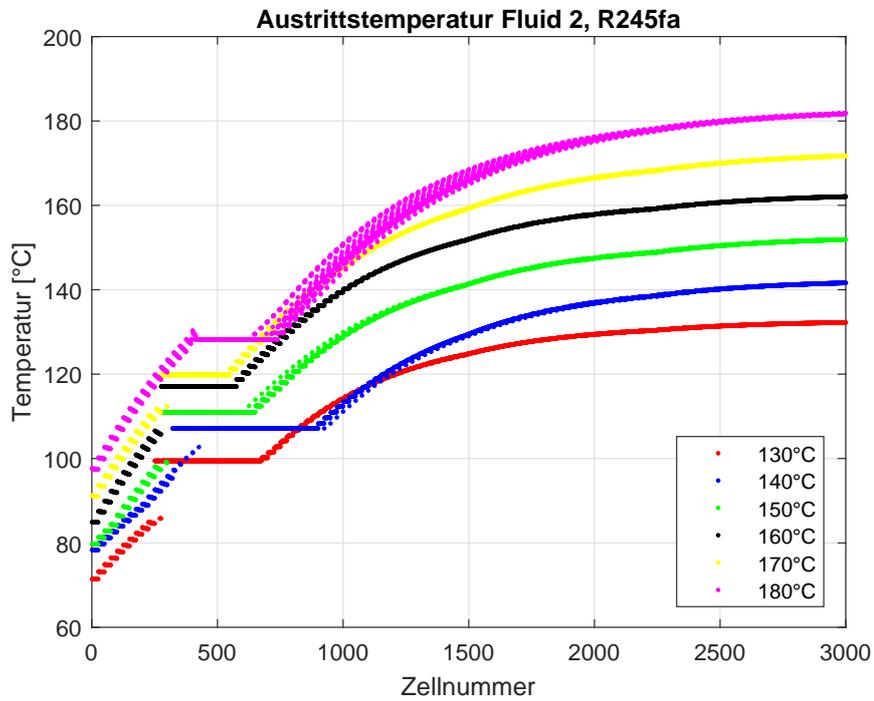


Abbildung 7.13: Austrittstemperatur Fluid 2, R245fa

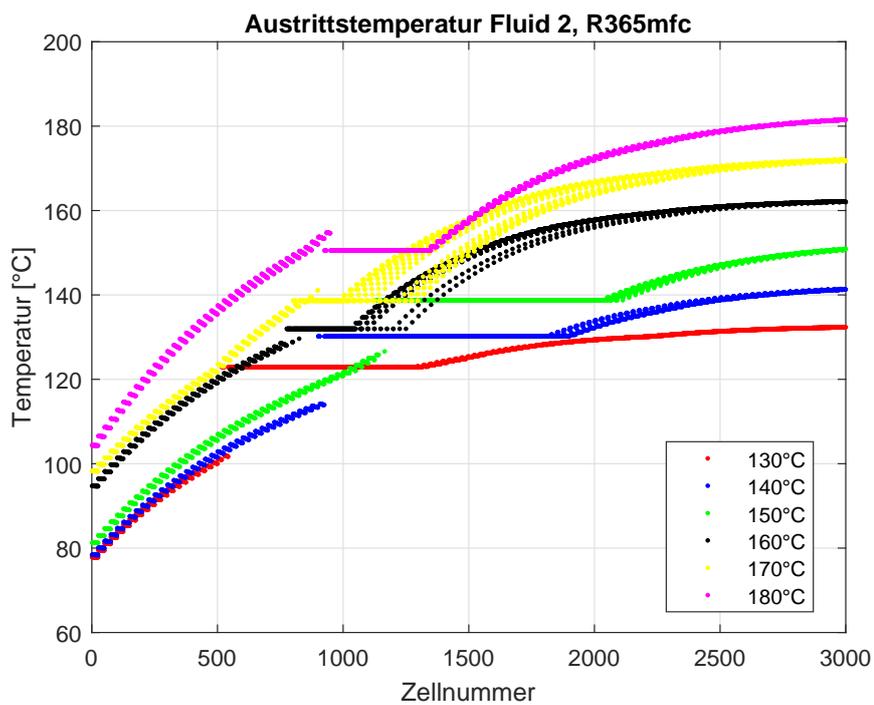


Abbildung 7.14: Austrittstemperatur Fluid 2, R365mfc

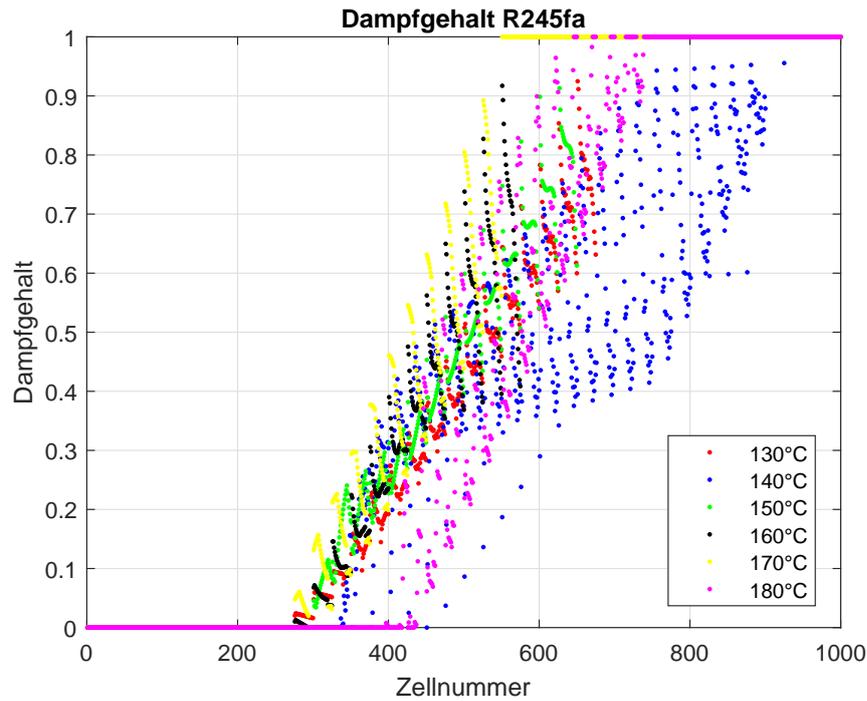


Abbildung 7.15: Dampfgehalt im Verdampfer für das Arbeitsfluid R245fa

Die Darstellung des Dampfgehalts im Verdampfer sind in den nachfolgenden Abb. 7.15 und Abb. 7.16 abgebildet. Das Arbeitsfluid R365mfc verdampft bei den Versuchstemperaturen zwischen 160°C bis 180°C vor dem Eintritt des Wärmeübertragers, und zwar von der ersten zur zweiten Rohrreihe. Daraus deckt sich diese Aussage mit der Austrittstemperatur aus der Abb. 7.16.

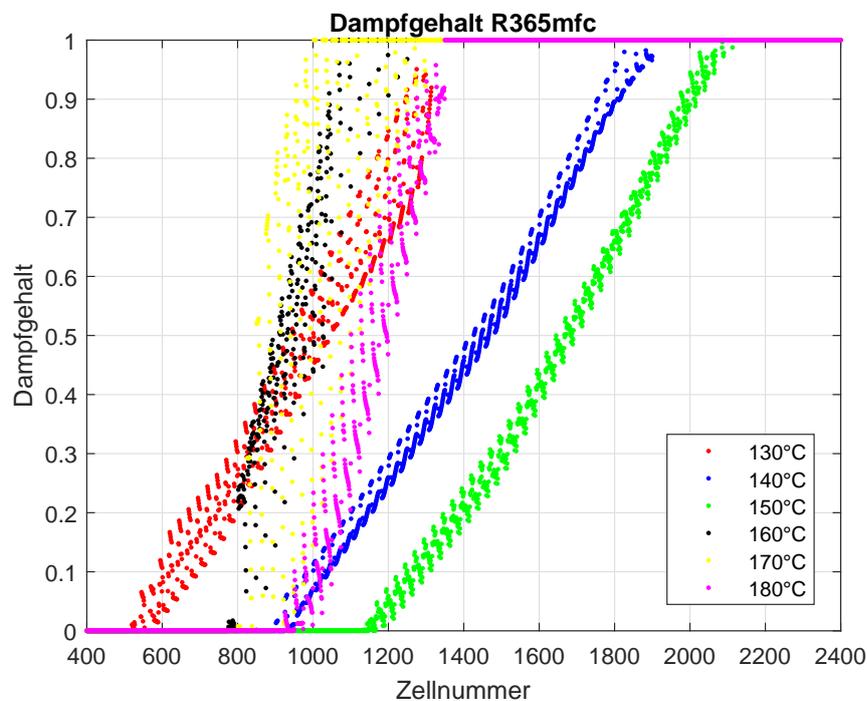


Abbildung 7.16: Dampfgehalt im Verdampfer für das Arbeitsfluid R365mfc

Das Arbeitsfluid R245fa wurde bei allen untersuchten Temperaturbereichen an etwa derselben Stelle in Wärmeübertrager verdampft und zwar in die erste Rohrreihe. Die Wärmedurchgangsko-

effizienten über der Zellnummer des Arbeitsfluids R245fa und R365mfc sind für ein- und zweiphasigen Bereich in Abb. 7.17 und Abb. 7.18 dargestellt. Hier ist zu sehen, dass die zuvor beobachteten Verläufe der Wärmedurchgangskoeffizienten und die werten für untersuchten Arbeitsfluid wieder zu erkennen sind.

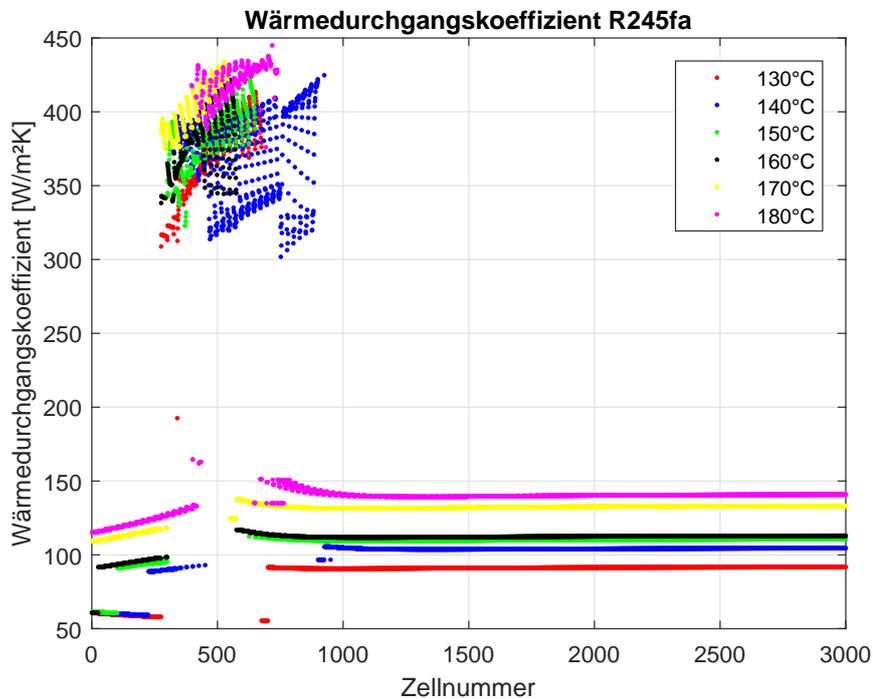


Abbildung 7.17: Wärmedurchgangskoeffizient R245fa

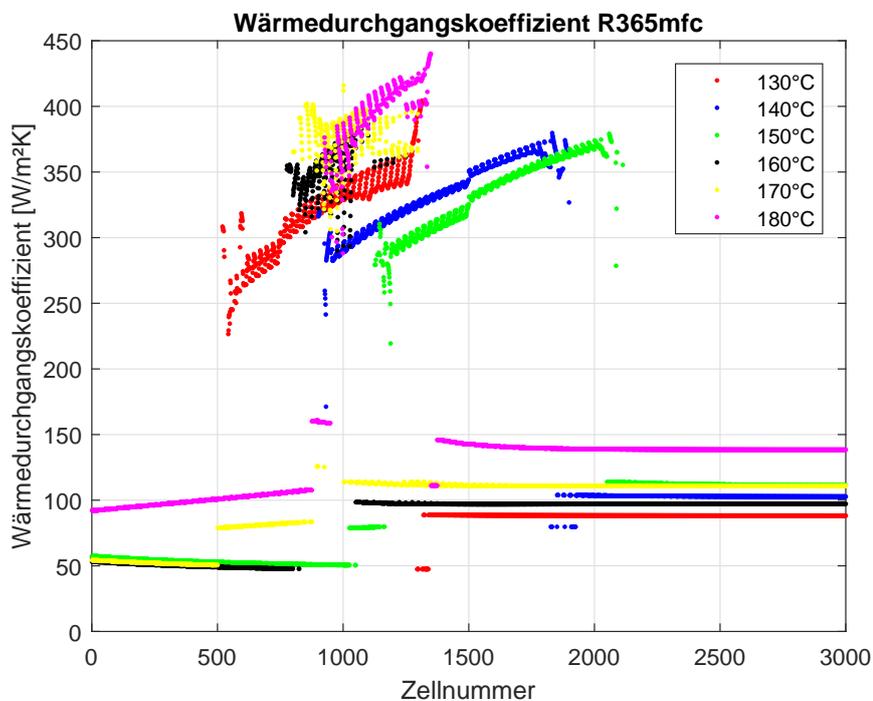


Abbildung 7.18: Wärmedurchgangskoeffizient R365mfc

Die Zustände des Fluides im Wärmeübertrager wurden in den Abb. 7.19 und Abb. 7.20 jeweils a) bis f) bei unterschiedlichen Eintrittstemperaturen dargestellt. Dabei wird der gasförmige Zustand des Arbeitsfluids mit der gelben Farbe, die blaue Farbe als flüssiger Zustand und der zweiphasige Bereich mit rot gekennzeichnet. Die Pfeile in den vier Reihen zeigen die Strömungsrichtung der Wärmezufuhr (Thermoöles) an. Das Arbeitsfluid strömt von unten nach oben durch den Plattenwärmeübertrager.

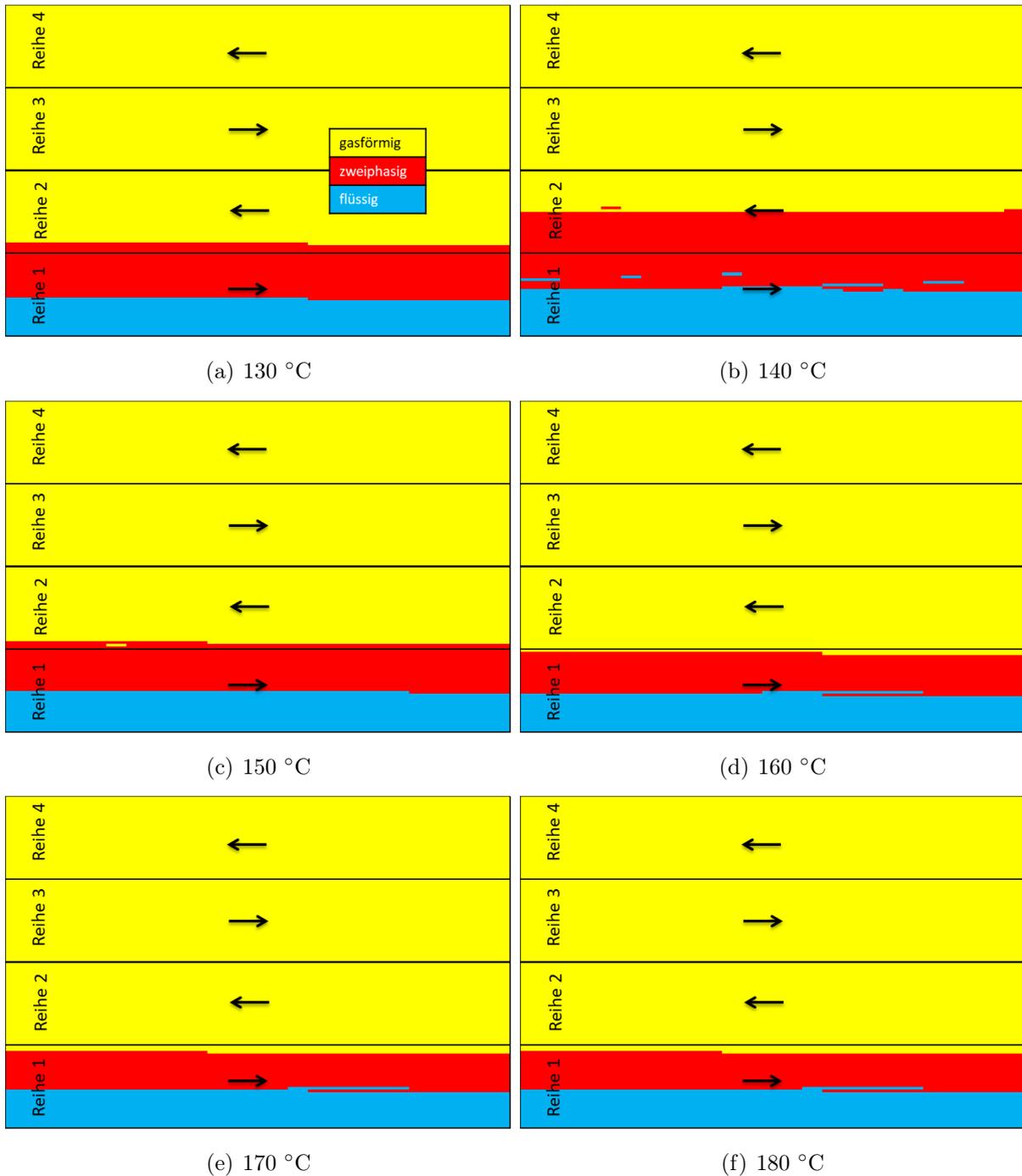


Abbildung 7.19: Verdampfungsort, Fluid R245fa, 30x25 Zellen je Reihe

Bei der Abbildung 7.20 ist zu sehen, dass die Verdampfung des Arbeitsfluids bei allen R245fa alle Messungen wegen der geringeren Verdampfungstemperaturen mit der ersten Rohrreihe beginnt. Das Fluid R365mfc verdampft hauptsächlich in der zweiten Reihe.

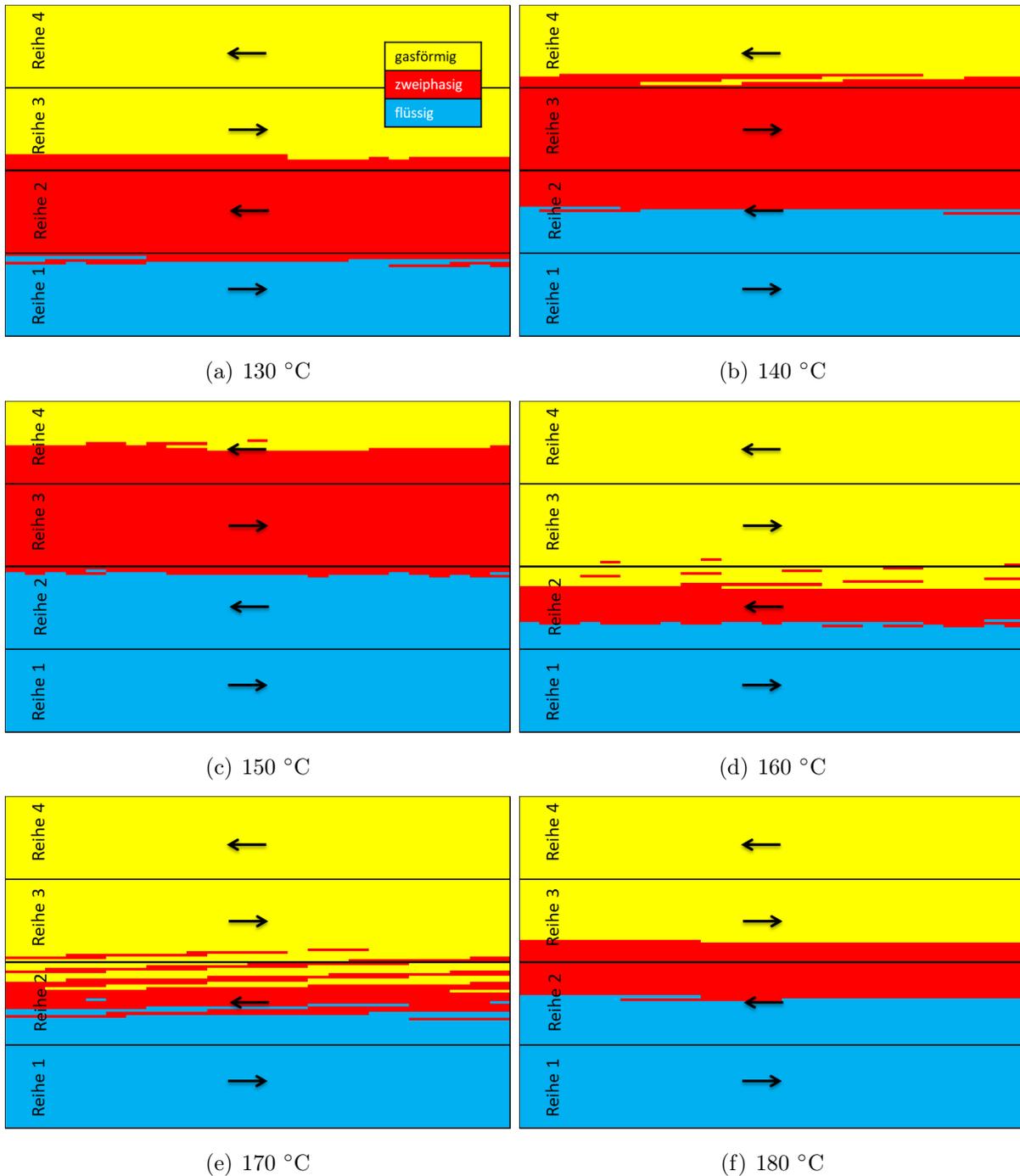


Abbildung 7.20: Verdampfungsort, Fluid R365mfc, 30x25 Zellen je Reihe

Die Unterschiede dieses Verdampfungsvorgangs sind auch in den Verläufen des Wärmedurchgangskoeffizienten und des Dampfgehaltes zu erkennen.

7.6 Simulation des Druckverlustes

Für die bisher untersuchte Simulationen wurden bereits einigen Annahmen getroffen, die die Abweichung zwischen Messungen und Simulationsergebnisse erklären. Einer der angenommenen Randbeding ist die das angenommene adiabate System für das Berechnungsmodell. Laut der installieren Differenzdrucksensoren auf der Seite des Arbeitsfluides im Verdampfer ist ein Druckverlust von weniger als 0,1 bar gemessen worden. Daher wurde für das Berechnungsmodell ein statischer Druckverlust von 0,1 bar angenommen.

Zuerst wurde für das Arbeitsfluid R365mfc bei 180°C den Dampfgehaltes im zweiphasigen Wärmeübergang bei 0,1 und 0,2 bar in Abb. 7.21 dargestellt. Zusätzlich wurde die Lokalisierung des Zweiphasengebietes im Verdampfer in Abb. 7.22 abgebildet.

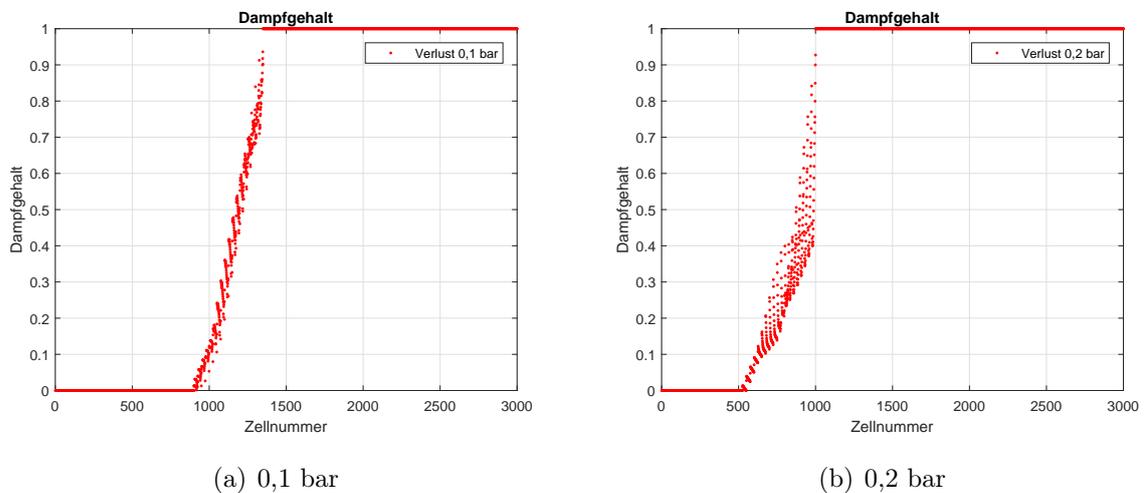


Abbildung 7.21: Dampfgehalt R365mfc, 180°C, Druckverlust 0,1 und 0,2 bar

Um den Einfluss des Druckverlust zu diskutieren, wurden die Abb. 7.20 f) und Abb. 7.22 verglichen. So ist zu erkennen, dass die Berücksichtigung eines Statischen Druckverlustes von 0,1 bar geringen Einfluss auf den Ort der Verdampfung im Wärmeübertrager hat. Daraus folgt, dass das Arbeitsfluid in den Rohrreihen zwei und drei verdampft wurde. Wird der Druckverlust auf 0,2 bar erhöht, verdampft das Arbeitsfluid am Ende der ersten Rohrreihe und Anfang der zweiten Rohrreihe.

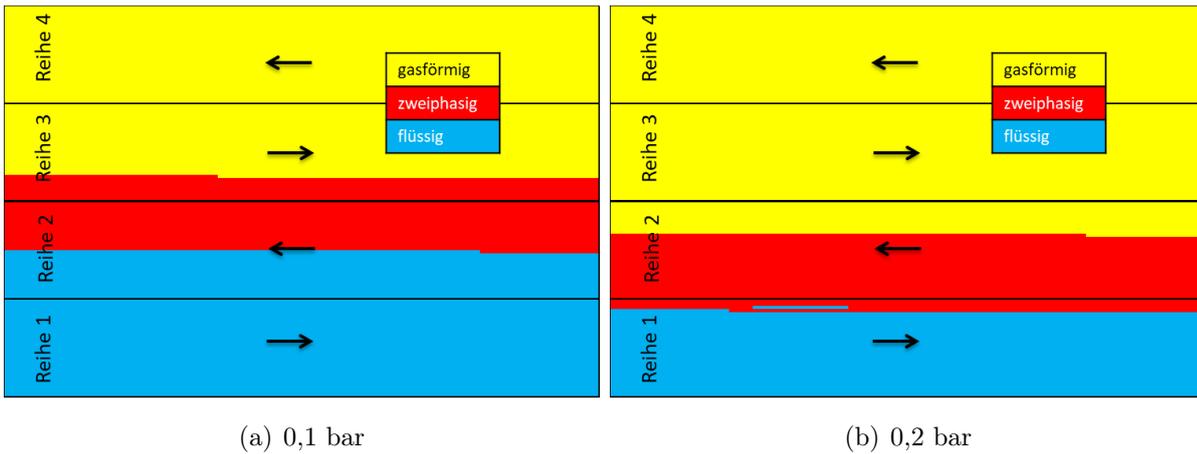


Abbildung 7.22: Verdampfungsort R365mfc, 180°C , 30 Zeilen 25 Zellen, Druckverlust

Bei dem vorliegenden Verdampfer handelt es sich nicht um eine klassischen Plattenwärmeübertrager, deswegen werden die Korrelationen für den zweiphasigen Wärmeübertrager als Näherung betrachtet. Bei dem Vergleich zwischen Messergebnissen und Simulationsergebnissen werden die Differenz zwischen Arbeitsfluid und Simulationsergebnisse in Abb. 7.23 a) und b) abgebildet. Eine positive Abweichung bedeutet eine Differenz zwischen Messtemperatur und Simulationstemperatur. Die Nummerierung 1 bis 6 sind für die Versuchstemperaturen 130°C bis 180°C aufgelistet.

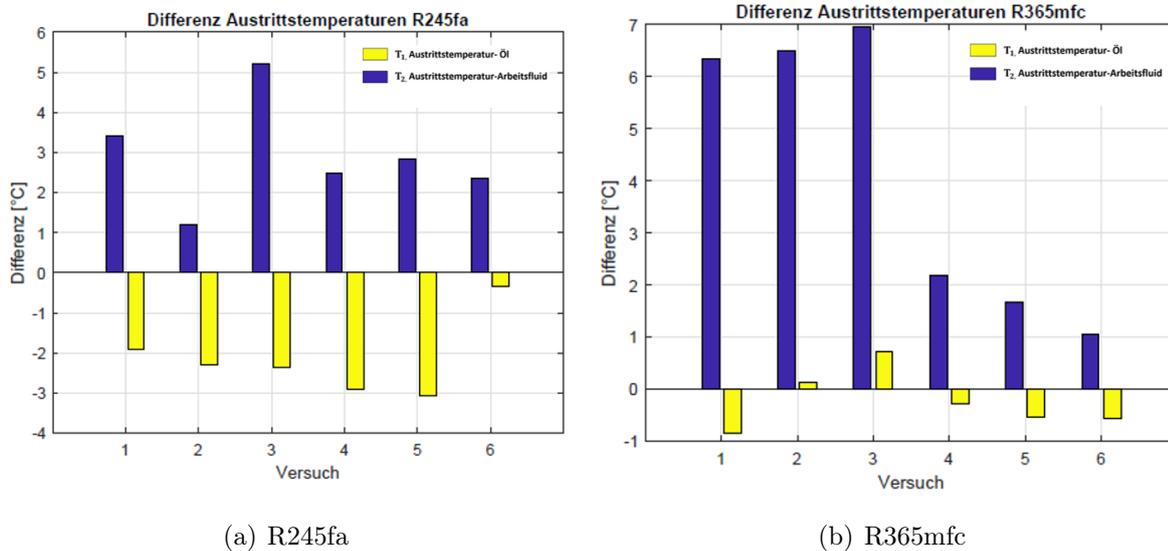


Abbildung 7.23: Differenz der Austrittstemperaturen zu den Messdaten, 30x25 Zellen je Reihe

Aus dem Vergleich zwischen den beiden Arbeitsfluiden und deren Simulationsergebnissen ist zu erkennen, dass die Abweichung bei dem Versuch des Arbeitsfluid R245fa geringer ausfallen, im Vergleich mit dem Arbeitsfluid R365mfc. Jedoch sind die Abweichungen der Austrittstemperatur des Thermoöles höher als die der Versuch mit R365mfc.

Tabelle 7.11: Simulationsergebnisse Austrittstemperaturen, 30 Zeilen 25 Zellen

	130°C	140°C	150°C	160°C	170°C	180°C
R245fa						
$T_{2,\text{ein}}$ [°C]	69,65	76,76	78,09	83,18	88,70	94,91
$T_{2,\text{aus}}$ [°C]	132,23	141,60	151,88	162,05	171,71	181,69
$T_{1,\text{ein}}$ [°C]	132,66	142,41	152,72	162,84	172,86	182,98
$T_{1,\text{Oben}}$ [°C]	131,73	141,09	151,07	161,29	171,30	181,98
$T_{1,\text{mitte}}$ [°C]	130,21	139,27	148,75	159,16	168,84	180,61
$T_{1,\text{unten}}$ [°C]	128,18	137,25	146,04	156,73	165,90	178,98
$T_{1,\text{aus}}$ [°C]	125,01	133,83	141,71	152,43	160,56	173,03
R365mfc						
$T_{2,\text{ein}}$ [°C]	76,13	76,68	79,50	92,89	96,57	102,12
$T_{2,\text{aus}}$ [°C]	132,33	141,30	150,77	162,13	171,92	181,49
$T_{1,\text{ein}}$ [°C]	132,79	142,61	153,03	162,74	172,88	183,23
$T_{1,\text{oben}}$ [°C]	131,39	141,54	151,94	161,68	171,51	181,98
$T_{1,\text{mitte}}$ [°C]	129,69	139,63	149,69	160,01	169,55	179,84
$T_{1,\text{unten}}$ [°C]	127,88	137,87	148,04	157,95	167,25	177,37
$T_{1,\text{aus}}$ [°C]	126,88	136,65	146,60	156,79	165,73	175,43

Die Simulationsergebnisse der Austrittstemperaturen sind in Tabelle 7.11 zu sehen. Es ist zu erkennen, dass bei geringerer Temperatur das Arbeitsfluid R365mfc eine größere Abweichung aufweisen. Hingegen die Abweichung des Thermoöles (gelb) zu den Messergebnissen deutlich geringere Abweichung als des Arbeitsfluides ausfällt.

In Abb.7.24 sind die installierten Temperatursensoren auf der Thermoölseite dargestellt. Die Bezeichnung T_1 steht für das Thermoöl, *ein*, *oben*, *mitte*, *unten* und *aus* sind die Bezeichnungen der fünf Messpunkte im Versuchsstand und in der Simulation. Sie liegen am Ein- und Austritt des Verdampfers, sowie den Umlenkungen. $T_{2,\text{ein}}$ und $T_{2,\text{aus}}$ sind die Ein- und Austrittstemperatur des Arbeitsfluides R245fa und R365mfc.

Aus der Tabelle 7.11 ist zu erkennen, dass die negative Abweichung für die Austrittstemperatur des Arbeitsfluides R365mfc und R245fa zu bemerken sind. Der Grund der Abweichung liegt an der höheren Austrittstemperatur der Simulationsergebnisse. Da die Simulationsergebnisse keine Wärme- und Druckverlust berücksichtigen sind. Es bedeutet, dass die Berechnung ein Adiabate System vorausgesetzt wird und die Wärmeströme für die einzelnen Zellen über die einzelnen Rohrreihen für das Fluid 1 bestimmt worden sind. Zur Bilanzierung der Wärmeströme wurde die Korrelation von Hersteller und Müller et al. [81] verwendet. Die Summe der Wärmeströme für die einzelnen Zellen und Reihen betragen jeweils 48,65 kW und 47,4 kW. Zusätzlich würde der Wärmestrom über den gesamten Verdampfer auf 47,67 kW betragen. Die geringen Abweichungen

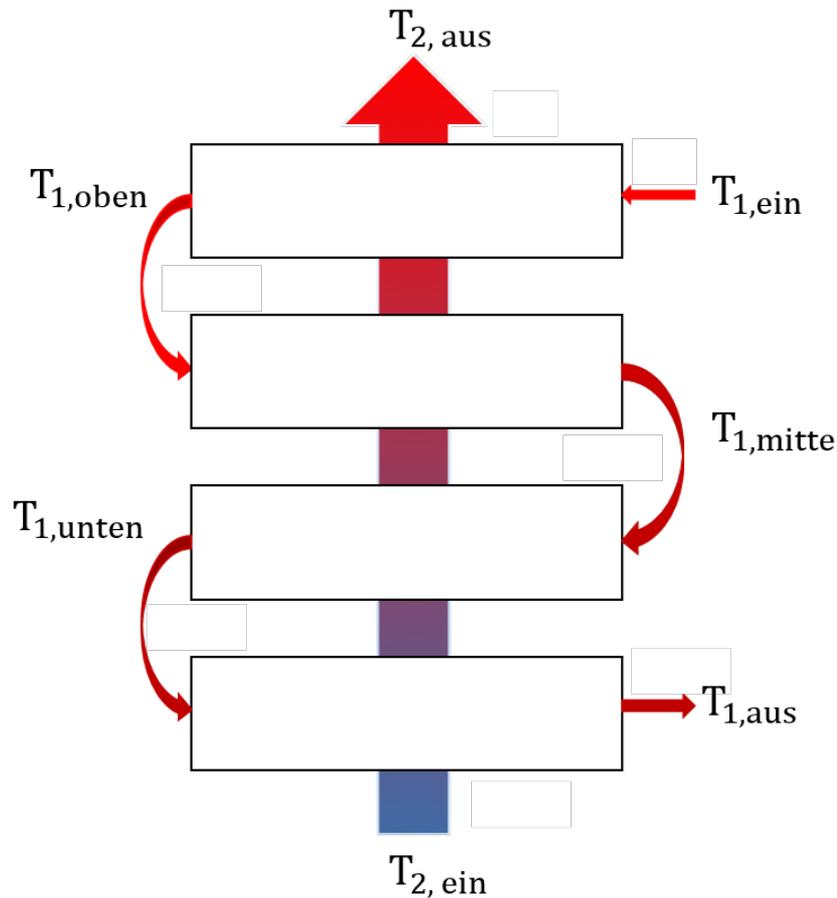


Abbildung 7.24: Installiere Temperatursensoren auf der Thermoölseite im Verdampfer und in Simulationsprogramm

kann durch den Rundungsfehler und die lineare Interpolation der Stoffdaten des Thermoöles zurückführen.

$$\sum \dot{Q}_{1, \text{Zellen}} \approx \sum \dot{Q}_{1, \text{Reihe}} \approx \dot{Q}_{1, \text{Verdampfer}} \quad (7.23)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 \cdot c_{p,1} \cdot \Delta t_1 = \dot{m}_a \cdot \Delta h_2 = k_{\text{ges}} \cdot A_{\text{ges}} \cdot \Delta t_{\text{m, log}} \quad (7.24)$$

An dieser Stelle wurde der Wärmestrom des Fluides 2 über den gesamten Verdampfer berechnet, diese beträgt 38,31 kW nach die Gl.7.25

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_a \cdot (h_2'' - h_2') \quad (7.25)$$

Hier kann die Differenz zwischen Fluid 1 (Thermoöl) und Fluid 2 (Arbeitsfluid) durch den vorgesehenen Berechnungsmethoden erklärt werden. Bei der Berechnung der Austrittsenthalpie wird der positive Wärmestrom des Fluides verwendet. Durch die Ergebnisse den Einzelnen Zelle wurde festgestellt, dass die einige Positionen in der Zelle negative Wärmestrom ausgerechnet wurde, in solchen Fällen wird über den Wärmestrom der gesamten Rohrreihe bestimmt. Das kann als Abweichung zwischen den Werten erklärt werden. Die weiteren Begründung können durch die Verwendung der Stoffdatenbank Refprop und Datenblatt des Thermoöles auftreten (Siehe Abschnitt 3.6)

8 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit beinhaltet eine systematische Analyse des Einsatzes von Reinstoffen und zeotropen Fluidgemischen als Arbeitsfluid zur möglichen Effizienzsteigerung in ORC-Prozessen. Für die Untersuchungen wurden zuerst aus verschiedenen möglichen Arbeitsfluiden die zwei Fluide R365mfc ($C_5H_5F_5$) und R245fa ($C_3H_3F_5$) als Reinstoff für den subkritischen Bereich ausgewählt. Den Hauptgrund für die Auswahl der oben genannten Arbeitsfluide stellen deren thermodynamische Eigenschaften dar in Bezug auf die Lage der Dampfdruckkurve, Viskosität, Dichte, Druckverhältnis und kritische Temperatur. Zusätzlich sollten aus sicherheitstechnischer und toxikologischer Hinsicht die Anforderungen für einen ORC-Prozess erfüllt sein. Ziel der Arbeit ist es, validierte Auslegungsmethoden bei gegebener bekannter Wärmezufuhr und Wärmesenke zur richtigen Fluidauswahl und, gegebenenfalls, die Zusammensetzung der Gemische bereitstellen zu können. Die thermische und elektrische Leistungsfähigkeit des Prozesses werden für die oben genannten Reinstoffe und derer Gemische mit drei unterschiedlichen Zusammensetzungen von 20/80, 08/20 und 50/50 in Massenprozent in einem realen ORC- Prüfstand im Technikumsmaßstab untersucht. Die Ergebnisse, die mit Einsatz eines Prototypen-Expanders (Rotationskolbenexpander) gewonnen wurden, werden mit Simulationsrechnungen verglichen. Zur Untersuchung wurde ein ORC-Prüfstand aufgebaut. Die maximale experimentell gewonnene elektrische Leistung aus der Expander-Generator Einheit ist 2,2 kW bei einer Druckdifferenz von 7 bar, da der Prototyp, der als Expander zur Verfügung stand leistungsmäßig limitiert war. Eine höhere Wärmequellentemperatur erhöht die zugeführte Wärmeleistung im Verdampfer und entsprechend die Enthalpiedifferenz an dem Expander und führt somit zur Steigung der thermischen und elektrischen Leistung. Die Variation des Arbeitsfluids führt zu anderen Stoffdaten, wodurch zum Beispiel bei gleichbleibendem Temperaturniveau größere Enthalpiedifferenzen möglich sind. Bei den experimentellen Untersuchungen sind eine Vielzahl von Messungen im hohen und niedrigen Temperaturbereich durchgeführt worden. So wurde bei Wärmequellentemperaturen zwischen 160°C und 180°C und einem Gemischverhältnis von 80/20% der beste Wirkungsgrad erzielt. Bei niedrigeren Temperaturen zwischen 130°C bis 160°C hat das Gemischverhältnis 20/80 % einen besseren Wirkungsgrad als 80/20%. Lecornpte et al. [82] haben in ihren Untersuchungen festgestellt, dass bei niedrigen Temperaturen R245fa einen um 0,1 % höheren thermischen Wirkungsgrad erreicht im zum Vergleich zum Gemisch aus 41 mol-% R245fa und 59 mol-% R365mfc. R365mfc erreicht nur geringere Wirkungsgrade [82]. Diese Beobachtungen können in dieser Arbeit bestätigt werden, da R365mfc bei allen Wärmequellentemperaturen und Druckverhältnisse geringere Wirkungsgrade erreicht. Ebenso hat das Gemisch aus 50/50 Massenprozent um 0,1% bis 0,3% geringere Wirkungsgrade als bei reinem R245fa bei sonst gleichen Randbedingungen erreicht. Ähnliches haben Huang et al. [83] beobachtet, wo mit größeren Anteilen von R245fa auch der Wirkungsgrad bei niedrigen Temperaturen steigt. Die Überhitzungstemperatur nach der Verdampfung hat nur einen geringen Einfluss auf den thermischen Wirkungsgrad. Dies bestätigen

auch Sun et al. [84] und Heberle [64] in ihren Untersuchungen. Bei den Untersuchungen wurde festgestellt, dass die elektrische Leistung bei der Versuchsanlage ab 170°C nur noch geringfügig steigt. Das bedeutet, dass der Expander nahe an seiner maximalen Leistung arbeitet. Diese Beobachtungen werden auch von Dickes et al. [85] bestätigt, wonach sich bei höheren Temperaturen die Leistung nicht mehr erhöht, sondern sinkt. Dieses Ergebnis werden auch durch die Arbeiten von Lecornpte et al. [82] bestätigt. Dabei haben die Reinstoffe durchgehend niedrigere Leistungen erreicht als die dort untersuchten Gemische R245fa und R365mfc. Bei der Simulation von Kunze et al. [40] ist ebenfalls das Gemisch aus diesen beiden Reinstoffen untersucht worden mit dem Ergebnis, dass das Gemisch 50/50 % einen besseren Wirkungsgrad als das Gemisch 20/80% liefert. Der isentrope Wirkungsgrad des Expanders der vorliegenden Arbeit hat ein Maximum bei einem Druckverhältnis von 6,3 bar; bei dem Gemisch 50/50 beträgt dieser etwa 38% und ist ähnlich wie bei der Zusammensetzung von 80/20%. Der Hersteller des Expanders hat einen isentropen Wirkungsgrad des Expanders von 60% bei Wasserdampf angegeben. Hier kann der schlechtere Wirkungsgrad des Expanders auf eine leichte Undichtigkeit des Expanders während des Betriebs sowie eine mangelnde Verträglichkeit des Arbeitsmittels mit dem Expander zurückgeführt werden. Der in dieser Arbeit genutzte Expander ist als Prototyp nur für Versuchszwecke geeignet, er sollte konstruktiv verbessert werden.

Im sechsten Kapitel wurde ein Simulationsmodell für den Kondensator mit der Finite Differenz Methode erstellt. Das Modell ermittelt anhand gegebener Randbedingungen abschnittsweise die Wärmeübertragungswerte und berechnet die Druckverluste der Bauteile innerhalb des Apparates. Das Modell wird mit den durchgeführten experimentellen Untersuchungen verglichen, um das Verhalten des Kondensators zu bewerten. In diesem Kapitel wurden verschiedene Korrelationen aus den Veröffentlichungen von Martin [49], Han, Lee und Kim[77], Yan, Lio und Lin [74], Grabenstein [78], Tao und Infante Ferreira [76] und Huang, Luo, Yang und Chen [83] im Modell des Plattenwärmeübertragers untersucht und die Ergebnisse mit den experimentellen Daten mit dem jeweiligen Reinstoff und den Gemischen verglichen. Ziel von dieser Untersuchung ist es, die beste Korrelation für die untersuchten Arbeitsfluide sowohl im einphasigen als auch im zweiphasigen Bereich zu ermitteln. Es wurde festgestellt, dass die Korrelation von Martin [49] für den einphasigen Bereich (Abb. 6.7) und Yan, Lio und Lin [74] für den zweiphasigen Bereich (Abb. 6.9) am besten zu den experimentellen Ergebnissen passt. Der Wärmeübergangskoeffizient von zeotropen Mischungen ist nachweislich niedriger als der von reinen Arbeitsfluiden unter gleichen Arbeitsbedingungen. Hierbei wurde nach der Analyse von experimentellen Daten und den Simulationsergebnissen als Hauptgrund der zusätzliche Massentransfer-Widerstand ermittelt. Um diesen Effekt zu überprüfen, wurde in dieser Arbeit ein Korrekturfaktor auf die Yan- Korrelation für die Mischungen mit dem Massenanteil von R365mfc bis R245fa als 0/100, 20/80, 50/50, 80/20 und 100/0 angewendet. In Tabelle. 6.2 wird dieser Korrelationsfaktor für den Reinstoff R365mfc, R245fa und deren Gemische mit der Zusammensetzung 20/80, 50/50 und 80/20 in [%] Massenanteil dargestellt. Daraus ist zu sehen, dass für den Reinstoff R365mfc und R245fa die Korrelationsfaktoren nahe 1 sind. Für deren Gemisch aus 0,2 Ma% R365mfc und 0,8 Ma% R245fa sowie 0,8 Ma% R365mfc und 0,8 Ma% R245fa sind die Korrekturfaktoren jeweils 0,937 bzw. 0,927. Als Ausblick wird empfohlen, das Simulationsprogramm für Gemische derart zu erweitern, dass die Wärmedurchgangskoeffizienten in Plattenwärmeübertragern besser berechnet

werden können. Es wird weiter empfohlen, dass lokale Temperatursensoren im Plattenwärmeübertrager an unterschiedlichen Punkten sowohl im Kondensator als auch im Verdampfer zu installieren, damit die Simulationsergebnisse präziser mit gemessenen lokalen Temperaturwerten validiert werden können.

Im letzten Kapitel 7 wurde der vollverschweißte Plattenwärmeübertrager als Verdampfer mit der Zellenmethode simuliert. Dabei wurden die Ergebnisse aus den Messungen mit den Ergebnissen aus der Simulation für die zwei Reinstoffe R365mfc und R245fa verglichen. Es wurde auf Grundlage der Zellenmethode ein gut konvergierendes Simulations-Programm für den Verdampfer erstellt. Dieser wurde zusätzlich zu seinen vier Rohrreihen in parallele Zeilen unterteilt. Die Anzahl der Zellen und Zeilen ist variabel und wurde auf eine optimale Zellen-Zeilen Kombination hin untersucht. Mit dieser Zellenmethode werden jeweils die Austrittstemperaturen der Zellen berechnet. Für diese Berechnung müssen die Eintrittstemperaturen der beiden Fluide in die Zelle bekannt sein. Da für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten auch die Austrittstemperaturen bekannt sein müssen, wird mit den Werten aus der vorherigen Berechnungsschleife gerechnet. Der Wärmedurchgangskoeffizient wird im einphasigen Bereich nach den Korrelationen des Herstellers bestimmt. Im zweiphasigen Bereich erfolgt die Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten des Arbeitsfluides mittels Korrelationen für einen verschraubten/verschweißten Plattenwärmeübertrager. Hierfür wurden vier verschiedene Korrelationen verwendet. Die Ergebnisse dieser vier Korrelationen wurden mit den gewonnenen Messergebnissen verglichen, um eine Aussage über die Plausibilität der Werte zu treffen. Die Auswahl der Zellen- und Zeilenkombination erfolgt für Simulationen des Arbeitsfluides R365mfc bei einer Versuchstemperatur von 180°C. Als Ergebnis wird der Korrelationsvergleich mit einer Kombination von 25 Zellen und 30 Zeilen je Reihe durchgeführt, also einer gesamten Zellzahl von 3000. Bei dem Korrelationsvergleich stellte sich heraus, dass die Herstellerkorrelationen für den einphasigen Wärmeübergang sehr gut geeignet sind, ebenso die Korrelation für einen verschraubten Plattenwärmeübertrager nach Müller et al. [81]. Eine Abweichung zwischen den Messergebnissen und den Simulationsdaten für niedrige Temperaturen ist auf Modellannahmen, die verwendeten Korrelationen im zweiphasigen Bereich und die Validierung der Temperaturfühler in der Versuchsanlage zurückzuführen. Die zweiphasigen Korrelationen sind für einen Plattenwärmeübertrager mit einzelnen Platten mit Wellenstruktur optimiert. In weiteren Untersuchungen und durch genauere Anpassungen an den realen Verdampfer kann das Simulationsprogramm mit der Berechnung des Druckverlustes verbessert werden. Die Untersuchung der Wärmeverluste kann ebenfalls als weitere Maßnahme eingebunden werden. Hierbei wird empfohlen, das Simulationsprogramm für die zeotropen Gemische mit einem Stofftransport-Korrekturfaktor analog zum Kondensator zu erweitern. Insgesamt wurden in dieser Arbeit eine Vielzahl von experimentellen Daten aus einer Technikumsanlage eines ORC-Prozesses bereitgestellt, die zur Validierung weiterer Simulationsprogramme genutzt werden können.

Literatur

- [1] A. M. Schuster, Nutzung von Niedertemperaturwärme mit Organic-Rankine-Cycle-Anlagen kleiner Leistung: Zugl.: München, Techn. Univ., Diss., 2011, 1. Aufl., Ser. Energietechnik. München: Verl. Dr. Hut, 2011.
- [2] VDI Verlag GmbH, ORC-Technik: Strom aus Abwärme ohne Nutzung von Thermoöl, Ingenieur.de, 2011.
- [3] D. Brüggemann, Multitalent Organic Rankine Cycle: Stromerzeugung aus Abwärme und regenerativen Energien, Bayreuth, 2017.
- [4] K. Strauß, Kraftwerkstechnik: Zur Nutzung fossiler, nuklearer und regenerativer Energiequellen, 5., völlig aktualisierte und ergänzte Auflage, Ser. VDI-Buch. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2006.
- [5] H. D. Baehr und S. Kabelac, Thermodynamik, 16. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2016.
- [6] J. Grob, „Arbeitsmittelauswahl, Messdatenanalyse und Modellüberprüfung eines Hochtemperatur-Organic-Rankine-Cycle“, Diss., Bochum, Univ., Diss., 2014.
- [7] U. Drescher, Optimierungspotenzial des Organic Rankine Cycle für biomassebefeuerte und geothermische Wärmequellen, Bayreuth, Univ., Diss., 2007, Ser. Thermodynamik. Berlin: Logos-Verl., 2008, Bd. 14.
- [8] Solvay Special Chemicals, Solkane 365 Foaming Agents: Safty Data sheet, Solvay Fluor GmbH, Hrsg., 2018.
- [9] M. Sadeghi, A. Nemati, A. ghavimi und M. Yari, „Thermodynamic analysis and multi-objective optimization of various ORC (Organic Rankine Cycle) configurations using zeotropic mixtures“, Energy, Jg. 109, S. 791–802, 2016.
- [10] H. D. Baehr und R. Tillner-Roth, „Thermodynamische Eigenschaften umweltverträglicher Kältemittel / Thermodynamic Properties of Environmentally Acceptable Refrigerants, Springer Verlag Berlin, Heidelberg“, 1995.
- [11] T. C. Hung, S. K. Wang, C. H. Kuo, B. S. Pei und K. F. Tsai, „A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources“, Energy, Jg. 35, Nr. 3, S. 1403–1411, 2010.
- [12] B. Saleh, M. Koglbauer G. und Wendland und J. Fischer, „Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles“, Energy, Jg. 32, Nr. 7, S. 1210–1221, 2007.

- [13] T.-C. Hung, „Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids“, *Energy Conversion and Management*, Jg. 42, Nr. 5, S. 539–553, 2001.
- [14] F. Heberle, „Untersuchungen zum Einsatz von zeotropen Fluidgemischen im Organic Rankine Cycle für die geothermische Stromerzeugung: Zugl.: Bayreuth, Univ., Diss., 2012“, Diss., Berlin, 2013.
- [15] M. Chys, M. van den Broek, B. Vanslambrouck und M. de Paepe, „Potential of zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles“, *Energy*, Jg. 44, Nr. 1, S. 623–632, 2012.
- [16] A. A. Lakew und O. Bolland, „Working fluids for low-temperature heat source“, *Applied Thermal Engineering*, Jg. 30, Nr. 10, S. 1262–1268, 2010.
- [17] H. Gao, C. Liu, C. He, X. Xu, S. Wu und Y. Li, „Performance Analysis and Working Fluid Selection of a Supercritical Organic Rankine Cycle for Low Grade Waste Heat Recovery“, *Energies*, Jg. 5, Nr. 9, S. 3233–3247, 2012.
- [18] H. Haoran, W. Lijun und Z. Lihua, „Optimization of working fluids for low temperature geothermal water power generation based on organic Rankine cycles“, Diss., school of Mechanical Engineering, Shanghai-China, 2014.
- [19] S. Baral und K. C. Kim, „Thermodynamic Modeling of the Solar Organic Rankine Cycle with Selected Organic Working Fluids for Cogeneration“, *Distributed Generation & Alternative Energy Journal*, Jg. 29, Nr. 3, S. 7–34, 2014.
- [20] P. J. Mago, L. M. Chamra und C. Somayaji, „Performance analysis of different working fluids for use in organic Rankine cycles“, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, Jg. 221, Nr. 3, S. 255–263, 2007.
- [21] D. Wang, X. Ling, H. Peng, L. Liu und L. Tao, „Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation“, *Energy*, Jg. 50, S. 343–352, 2013.
- [22] D. Di Battista, R. Cipollone, C. Villante, C. Fornari und M. Mauriello, „The Potential of Mixtures of Pure Fluids in ORC-based Power Units fed by Exhaust Gases in Internal Combustion Engines“, *Energy Procedia*, Jg. 101, S. 1264–1271, 2016.
- [23] O. A. Oyewunmi, S. Lecompte, M. de Paepe und C. N. Markides, „Thermoeconomic analysis of recuperative sub- and transcritical organic Rankine cycle systems“, *Energy Procedia*, Jg. 129, S. 58–65, 2017.
- [24] M. E. Mondejar, J. G. Andreasen, M. Regidor, S. Riva, G. Kontogeorgis, G. Persico und F. Haglind, „Prospects of the use of nanofluids as working fluids for organic Rankine cycle power systems“, *Energy Procedia*, Jg. 129, S. 160–167, 2017.
- [25] C. Arpagaus, *Hochtemperatur-Wärmepumpen: Marktübersicht, Stand der Technik und Anwendungspotenziale*. Berlin und Offenbach: VDE Verlag GmbH, 2019.

- [26] L. Zhao und J. Bao, „The influence of composition shift on organic Rankine cycle (ORC) with zeotropic mixtures“, *Energy Conversion and Management*, Jg. 83, S. 203–211, 2014.
- [27] J. L. Wang, L. Zhao und X. D. Wang, „A comparative study of pure and zeotropic mixtures in low-temperature solar Rankine cycle“, *Applied Energy*, Jg. 87, Nr. 11, S. 3366–3373, 2010.
- [28] P. Gao, L. Jiang, L. W. Wang, R. Z. Wang und F. P. Song, „Simulation and experiments on an ORC system with different scroll expanders based on energy and exergy analysis“, *Applied Thermal Engineering*, Jg. 75, S. 880–888, 2015.
- [29] T. Li, J. Zhu, W. Fu und K. Hu, „Experimental comparison of R245fa and R245fa/-R601a for organic Rankine cycle using scroll expander“, *International Journal of Energy Research*, Jg. 39, Nr. 2, S. 202–214, 2015.
- [30] D. Fiaschi, A. Lifshitz, G. Manfrida und D. Tempesti, Hrsg., *An innovative ORC power plant layout for heat and power generation from medium- to low-temperature geothermal resources*. 2014, Bd. 88.
- [31] J. Guo, M. Xu und L. Cheng, „Thermodynamic analysis of waste heat power generation system“, *Energy*, Jg. 35, Nr. 7, S. 2824–2835, 2010.
- [32] E. Cayer, N. Galanis und H. Nesreddine, „Parametric study and optimization of a transcritical power cycle using a low temperature source“, *Applied Energy*, Jg. 87, Nr. 4, S. 1349–1357, 2010.
- [33] Z. Shengjun, W. Huaixin und G. Tao, „Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation“, *Applied Energy*, Jg. 88, Nr. 8, S. 2740–2754, 2011.
- [34] X.-W. Gong, X.-Q. Wang, Y.-R. Li und C.-M. Wu, *Thermodynamic performance analysis of a coupled transcritical and subcritical organic Rankine cycle system for waste heat recovery*. 2015, Bd. 29.
- [35] S. Milora und J. W. Tester, *Geothermal energy as a source of electric power: Thermodynamic and economic design criteria*. 2018, Bd. 32.
- [36] V. H. Keith Gawlik, K. Gawlik und V. Hassani, „Advanced binary cycles: optimum working fluids“, *National Renewable Energy Laboratory*, S. 1809–1814,
- [37] E.W.Lemmon, M.L. Huber und M.O. McLinden, *Refprop*, 2013.
- [38] E. W. Lemmon und R. Span, „Thermodynamic Properties of R-227ea, R-365mfc, R-115, and R-13I1“, *Journal of Chemical & Engineering Data*, Jg. 60, Nr. 12, S. 3745–3758, 2015.

- [39] R. Akasaka, Y. Zhou und E. W. Lemmon, „A Fundamental Equation of State for 1,1,1,3,3-Pentafluoropropane (R-245fa)“, *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, Jg. 44, Nr. 1, S. 013 104, 2015.
- [40] O. Kunz und W. Wagner, „The GERG-2008 Wide-Range Equation of State for Natural Gases and Other Mixtures: An Expansion of GERG-2004“, *Journal of Chemical & Engineering Data*, Jg. 57, Nr. 11, S. 3032–3091, 2012.
- [41] E. W. Lemmon und R. Span, „Short Fundamental Equations of State for 20 Industrial Fluids“, *Journal of Chemical & Engineering Data*, Jg. 51, Nr. 3, S. 785–850, 2006.
- [42] S. Kabelac, *VDI-Wärmeatlas: Berechnungsunterlagen für Druckverlust, Wärme- und Stoffübergang*, Springer Verlag, Hrsg., Berlin, Heidelberg, 2006.
- [43] P. Böckh, T. Wetzel und P. von Böckh, *Wärmeübertragung: Grundlagen und Praxis*, 7., aktualisierte und überarbeitete Auflage, Ser. Lehrbuch. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg und Springer Vieweg, 2017.
- [44] W. Althaus, J. Grob, B. Bülden, B. Hunstock & Hrsg., *Entwicklungs-/Demonstrationsprojekt mit Feldversuch »ORC-Prozesse zur Abwärmenutzung an BHKW-Motoren: organic rankine cycle (ORC); Wärmetechnik*, 2013.
- [45] M. Muhammad Imran, „Volumetric expanders for low grade heat and waste heat recovery applications“, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Jg. 57, S. 1090–1109, 2014.
- [46] *Fachtagung Abwärmenutzung, Entwicklung einer Rotationskolbenmaschine für Dampf-kraftprozesse im kleinen Leistung*, Rostock, November 2011.
- [47] M. Imran, M. Usman, B.-S. Park und D.-H. Lee, „Volumetric expanders for low grade heat and waste heat recovery applications“, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Jg. 57, S. 1090–1109, 2016.
- [48] I. A. Sultan und C. G. Schaller, „Optimum Positioning of Ports in the Limaçon Gas Expanders“, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Jg. 133, Nr. 10, S. 103 002, 2011.
- [49] H. Martin, Hrsg., *Drukverlust und Wärmeübergang in Plattenwärmeübertrager*, Kapitel M1, 2013. Aufl. 14, VDI Wärmeatlas.
- [50] Y.-Y. Yan, H.-C. Lio und T.-F. Lin, „Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger“, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Jg. 42, Nr. 6, S. 993–1006, 1999.
- [51] *Der Energieeffizienzverband für Wärme, Kälte und KWK e.V., Hrsg., ORCent Dampfexpansionsmotor | Neue Arbeitsfluide zur Nutzung industrieller Abgase: Forschungshefte 2010-2015*, Frankfurt am Main, August 2014.

-
- [52] N. Zhou, F. Chen, Y. Cao, M. Chen und Y. Wang, Experimental investigation on the performance of a water spray cooling system, 2017.
- [53] P. Collings, Z. Yu und E. Wang, „A dynamic organic Rankine cycle using a zeotropic mixture as the working fluid with composition tuning to match changing ambient conditions“, Applied Energy, Jg. 171, S. 581–591, 2016.
- [54] S. Quoilin, M. van den Broek, S. Declaye, P. Dewallef und V. Lemort, „Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems“, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Jg. 22, S. 168–186, 2013.
- [55] G. B. Abadi und K. C. Kim, „Investigation of organic Rankine cycles with zeotropic mixtures as a working fluid: Advantages and issues“, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Jg. 73, S. 1000–1013, 2017.
- [56] P. Mavrou, A. I. Papadopoulos, M. Z. Stijepovic, P. Seferlis, P. Linke und S. Vou-tetakis, „Novel and conventional working fluid mixtures for solar Rankine cycles: Performance assessment and multi-criteria selection“, Applied Thermal Engineering, Jg. 75, S. 384–396, 2015.
- [57] K. Rahbar, S. Mahmoud, R. K. Al-Dadah, N. Moazami und S. A. Mirhadizadeh, „Review of organic Rankine cycle for small-scale applications“, Energy Conversion and Management, Jg. 134, S. 135–155, 2017.
- [58] G. Kosmadakis, A. Landelle, M. Lazova u. a., „Experimental testing of a low-temperature organic Rankine cycle (ORC) engine coupled with concentrating PV/thermal collectors: Laboratory and field tests“, Energy, Jg. 117, S. 222–236, 2016.
- [59] J.-C. Chang, T.-C. Hung, Y.-L. He und W. Zhang, „Experimental study on low-temperature organic Rankine cycle utilizing scroll type expander“, Applied Energy, Jg. 155, S. 150–159, 2015.
- [60] B.-R. Fu, Y.-R. Lee und J.-C. Hsieh, „Design, construction, and preliminary results of a 250-kW organic Rankine cycle system“, Applied Thermal Engineering, Jg. 80, S. 339–346, 2015.
- [61] X. Yang, J. Xu, Z. Miao, J. Zou und C. Yu, „Operation of an organic Rankine cycle dependent on pumping flow rates and expander torques“, Energy, Jg. 90, S. 864–878, 2015.
- [62] G. Kosmadakis, D. Manolakos und G. Papadakis, „Experimental investigation of a low-temperature organic Rankine cycle (ORC) engine under variable heat input operating at both subcritical and supercritical conditions“, Applied Thermal Engineering, Jg. 92, S. 1–7, 2016.
- [63] A. Modi und F. Haglind, „A review of recent research on the use of zeotropic mixtures in power generation systems“, Energy Conversion and Management, Jg. 138, S. 603–626, 2017.

- [64] F. Heberle, M. Preißinger und D. Brüggemann, „Zeotropic mixtures as working fluids in Organic Rankine Cycles for low-enthalpy geothermal resources“, *Renewable Energy*, Jg. 37, Nr. 1, S. 364–370, 2012.
- [65] M. Preißinger, F. Heberle und D. Brüggemann, „Advanced Organic Rankine Cycle for geothermal application“, *International Journal of Low-Carbon Technologies*, Jg. 8, Nr. suppl 1, S. i62–i68, 2013.
- [66] T. Weith, F. Heberle, M. Preißinger und D. Brüggemann, „Performance of Siloxane Mixtures in a High-Temperature Organic Rankine Cycle Considering the Heat Transfer Characteristics during Evaporation“, *Energies*, Jg. 7, Nr. 9, S. 5548–5565, 2014.
- [67] F. Heberle und D. Brüggemann, „Thermo-Economic Evaluation of Organic Rankine Cycles for Geothermal Power Generation Using Zeotropic Mixtures“, *Energies*, Jg. 8, Nr. 3, S. 2097–2124, 2015.
- [68] F. Heberle, D. Brüggemann, F. Heberle und D. Brüggemann, „Thermo-Economic Analysis of Zeotropic Mixtures and Pure Working Fluids in Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery“, *Energies*, Jg. 9, Nr. 4, S. 226, 2016.
- [69] T. Eller, F. Heberle und D. Brüggemann, „Second law analysis of novel working fluid pairs for waste heat recovery by the Kalina cycle“, *Energy*, Jg. 119, S. 188–198, 2017.
- [70] G. Bamorovat Abadi, E. Yun und K. C. Kim, „Experimental study of a 1 kw organic Rankine cycle with a zeotropic mixture of R245fa/R134a“, *Energy*, Jg. 93, S. 2363–2373, 2015.
- [71] M Lenz, K° Flex- Plattendetails Verdampfung von Vollgeschweißte Plattenwärmeübertrager - Kelvion GmbH: Verdampfung von Vollgeschweißte Plattenwärmeübertrager, Kelvion GmbH, Hrsg., 2016.
- [72] NETZSCH-Gerätebau GmbH, in *Dynamische Differenz-Kalometrie: Methode, Technik, Applikationen*, NETZSCH-Gerätebau GmbH, Hrsg., selb.
- [73] J. Bridger, *Index of Refraction of Air: The first challenge is to align the interferometer*, 2013.
- [74] Y.-Y. Yan, H.-C. Lio und T.-F. Lin, Hrsg., *Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger*, Nr. 6, Ser. S. 993 – 1006. 1999, Bd. 42.
- [75] H. D-Hyouck und L. Kyu-Jung und K. Yoon-Ho, „The Characteristics of Condensation in Brazed Plate Heat Exchangers with Different Chevron Angles: Journal-Korean Physical Society, 2003“, in, S. 66–73.

- [76] X. Tao und C. A. Infante Ferreira, „Heat transfer and frictional pressure drop during condensation in plate heat exchangers: Assessment of correlations and a new method“, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Jg. 135, S. 996–1012, 2019.
- [77] D.-H. Han, K.-J. Lee und Y.-H. Kim, „Experiments on the characteristics of evaporation of R410A in brazed plate heat exchangers with different geometric configurations“, *Applied Thermal Engineering*, Jg. 23, Nr. 10, S. 1209–1225, 2003.
- [78] V. Grabenstein, *Experimentelle Untersuchung und Modellierung der Kondensation in Plattenwärmeübertragern: Zugl.: Hannover, Univ., Diss., 2014. Garbsen: PZH-Verl., TEWISS - Technik und Wissen GmbH, 2014, Bd. 2014,2.*
- [79] FRAGOL, *Fragoltherm Q-32-N: Produktinformation: Fragoltherm Q-32-N, Fragol AG /Mühlheim, Hrsg., 2018.*
- [80] V. M. Azarskov, G. N. Danilova und B. B. Zemskov, *Wärmeübertragung in Plattenverdampfern unterschiedlicher Geometrie: Cholodil'naja tehnika 4. Universität Stuttgart, 1981, Bd. 25-31.*
- [81] A. Müller, A.-E. Polzin, S.Kabelac, „Multi-stream Plate-and-Frame Heat Exchangers for Condensation and Evaporation: Innovative Heat Exchangers: Innovative Heat Exchangers“, *Springer*, Jg. 52, S. 167–187, 2017.
- [82] S. Lecompte, B. Ameel, D. Ziviani, M. van den Broek und M. de Paepe, „Exergy analysis of zeotropic mixtures as working fluids in Organic Rankine Cycles“, *Energy Conversion and Management*, Jg. 85, S. 727–739, 2014.
- [83] R. Huang, X. Luo, Z. Yang und Y. Chen, „Thermodynamic analysis and optimization of a novel zeotropic organic Rankine Cycle“, *Energy Procedia*, Jg. 142, S. 1346–1352, 2017.
- [84] W. Sun, Z. Zhao und Y. Wang, „Thermal Analysis of a Thermal Energy Storage Unit to Enhance a Workshop Heating System Driven by Industrial Residual Water“, *Energies*, Jg. 10, Nr. 2, S. 219, 2017.
- [85] R. Dickes, O. Dumont, V. Lemort, „Lubricating oil entrainment in an ORC system and its impact on performance rating“, *5th Annual Engine ORC Consortium Workshop for The Automotive and Stationary Engine Industries, Lyon-France, 2018.*

9 Anhang

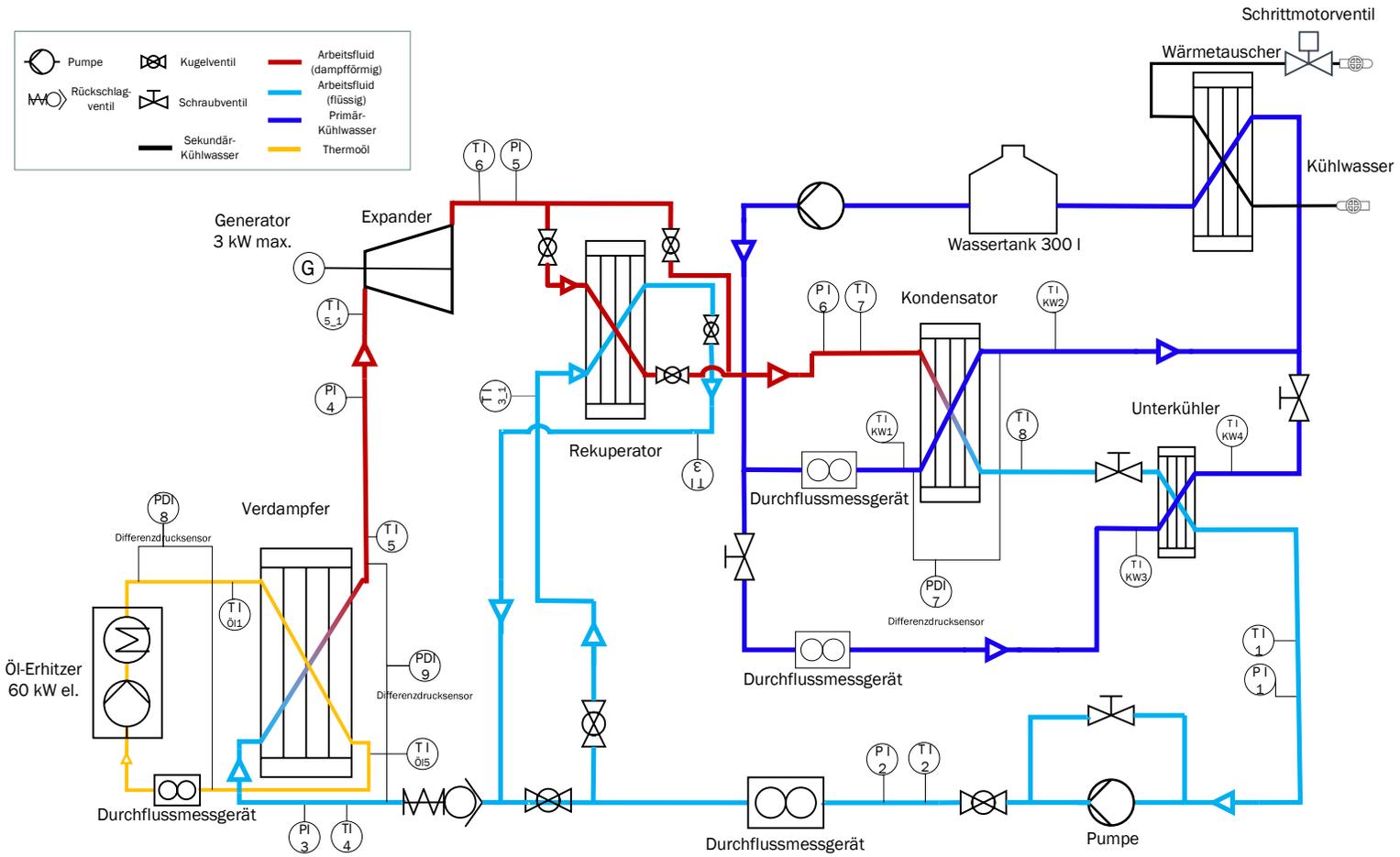


Abbildung 9.1: Fließbild der ORC-Anlage

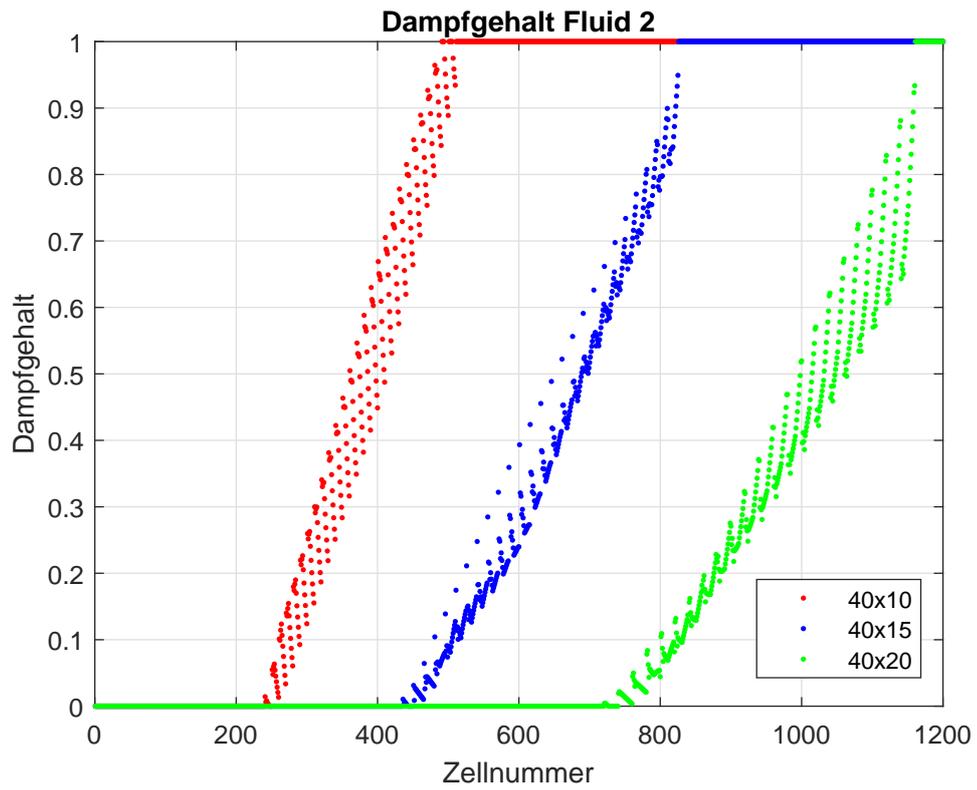


Abbildung 9.2: Zellvergleich für den Verdampfer mit 40 Zeilen

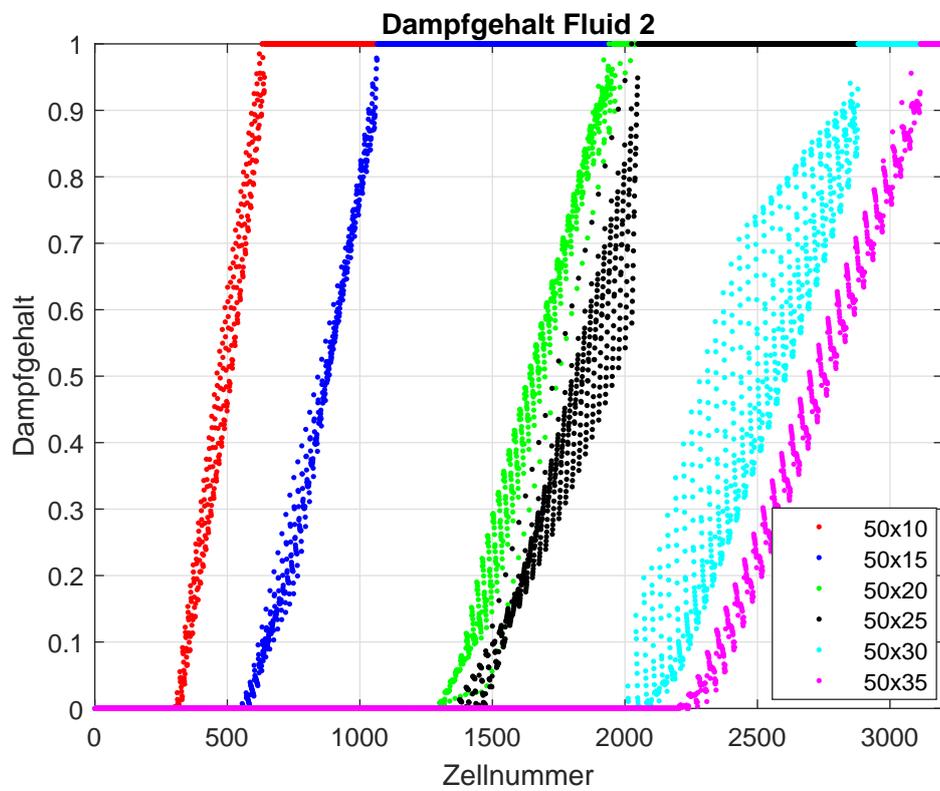


Abbildung 9.3: Zellvergleich für den Verdampfer mit 50 Zeilen

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name : Ebrahim Aeini

Geburtsdatum : 29.06.1979

Geburtsort : Kuwait

Berufstätigkeit

- 2021 - heute Geschäftsentwicklung Regelungstechnik, Teko Gesellschaft für Kältetechnik mbh, Altstadt-Frankfurt
- 2020 - 2021 Technischer Innendienst, Key Account, Energiemanagement, Viessmann Kältetechnik Nord in Hannover
- 2013 - 2019 Wissenschaftlicher Mitarbeiter, Leibniz Universität Hannover, Institut für Thermodynamik
- 2012 - 2013 Planungs- und Simulationsingenieur, ibk IngenieurConsult GmbH in Hannover
- 2011 - 2012 Praktikum und Masterarbeit, Continental AG in Hannover
- 2009 - 2010 Praktikum und Bachelorarbeit, Volkswagen Nutzfahrzeuge in Hannover

Hochschulstudium

- 2013 - 2019 Promotion Maschinenbau, Leibniz Universität Hannover
- 2010 - 2012 Masterstudium Maschinenbau, Universität Kassel
- 2005 - 2010 Bachelorstudium Maschinenbau, Hochschule Hannover