

Masterarbeit

Entwicklung eines dynamischen Simulationsmodells für Kompressionswärmepumpen zur Bewertung vielversprechender Kältemittel unter Berücksichtigung der gesetzlichen Richtlinien

Development of dynamic compression heat pump models to evaluate promising
refrigerants considering legal regulations

Aachen, 03. August 2017

Dennis Körner

Matrikelnummer: 311114

Betreuer:

Christian Vering, M. Sc.

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dirk Müller

Diese Arbeit wurde vorgelegt am:

E.ON Energy Research Center | ERC

Institute for Energy Efficient Buildings and Indoor Climate | EBC

(Lehrstuhl für Gebäude- und Raumklimatechnik)

Mathieustraße 10, 52074 Aachen

Kurzfassung

Zur Förderung der Marktdurchdringung von Technologien für die Nutzung nachhaltiger Energiequellen sind eine Erhöhung der Effizienz und die Reduzierung von CO_2 -Emissionen im Vergleich zur Verbrennung fossiler Energieträger notwendig. Im Rahmen von häuslichen Anwendungen zur Wärmeerzeugung wird diesen Entwicklungszielen große Bedeutung beigemessen.

Eine nachhaltige Alternative zur Verbrennung fossiler Energieträger für die Bereitstellung von Wärme stellen Kompressionswärmepumpen dar. Allerdings haben die aktuell in Kompressionswärmepumpen verwendeten Kältemittel ein hohes Treibhauspotential. Deshalb hat die Europäische Union durch die F-Gas-Verordnung ein Gesetz verabschiedet, das den Verkauf von Kältemitteln mit hohem Treibhauspotential in Zukunft einschränkt. Folglich wird der Erwerb dieser Kältemittel unwirtschaftlich und es müssen geeignete Alternativen eingesetzt werden.

Sowohl die große Anzahl an erhältlichen Kältemitteln als auch Anforderungen hinsichtlich thermodynamischer Eigenschaften, Sicherheit sowie Regelung und Effizienz des Systems ergeben ein mehrdimensionales Optimierungsproblem im Hinblick auf die Auswahl des Kältemittels. Aus diesem Grund ist im Rahmen der Auslegung von Wärmepumpen eine modellgestützte Entwicklung zur Reduzierung von Entwicklungskosten erforderlich.

Daher wird in dieser Arbeit ein dynamisches Wärmepumpenmodell entwickelt. Die Modellierung erfolgt komponentenweise, damit die Anwendung unter geringem Aufwand auf andere Systeme übertragbar ist. Der Kreisprozess wird durch vier Zustände abgebildet. Hieraus resultiert eine geringe Anzahl an Modellparametern, die maßgebend für den Aufwand der Kalibrierung des Modells ist. Entscheidende Parameter bei der Modellierung einer Wärmepumpe stellen isentroper Wirkungsgrad η_{is} und Liefergrad λ_l des Verdichters dar. Zur Bestimmung der beiden unbekannten Parameter wird eine entsprechende Methode entwickelt. Ein Vergleich mit der Literatur bestätigt im Anschluss die Plausibilität der Ergebnisse.

Aus der Modellentwicklung und Bestimmung der Parameter resultiert ein plausibles Modell, das im Vergleich zu experimentellen Daten eine maximale relative Abweichung von 1,5 % in Bezug auf Heizleistung und COP aufweist. Im Rahmen der Betrachtungen ist das Modell zur Abbildung des Betriebsverhaltens bei verschiedenen Quell- und Nutztemperaturen geeignet.

Im Anschluss erfolgt eine Untersuchung der Betriebsstrategie von Wärmepumpen anhand des validierten Modells. Dabei liegt der Fokus auf dem Zustand des Kältemittels am Austritt des Verdampfers, wobei dessen Einfluss auf die Heizleistung der Wärmepumpe untersucht wird. Bei vollständiger Verdampfung des Kältemittels resultiert die maximale Heizleistung. Damit ist im Vergleich zur Überhitzung um 1 K zwecks Schutz des Verdichters eine Zunahme der Heizleistung von 5 % zu erreichen. Eine Teilverdampfung des Kältemittels ist nicht sinnvoll.

Abstract

In order to enlarge market penetration of technologies for the use of sustainable energy sources, it is necessary to increase efficiency and reduce CO_2 -emissions in comparison to the combustion of fossil fuels. In the context of domestic heat generation applications, these development goals are of great importance.

Compression heat pumps are sustainable alternatives to the combustion of fossil energy sources for the heat supply. However, the refrigerants in compression heat pumps have a high global warming potential. Therefore, the European Union has passed a law in regulation (EU) No 517/2014 that will limit the sale of high global warming potential refrigerants in the near future. Consequently, the use of these refrigerants will be uneconomical and appropriate alternatives have to be found.

Both, the large number of available refrigerants, as well as the requirements regarding thermodynamic properties, safety as well as control and efficiency of the system imply a multi-dimensional optimization problem with respect to the selection of refrigerants. For these reasons, the design of heat pumps requires a model-based development to reduce development costs.

Hence, the aim of the present master's thesis is the development of a dynamic heat pump simulation model. In order to enable the transfer of the application to other systems with little effort, the modeling is done on the basis of component level. The thermodynamic cycle is represented by four states. This yields a small number of model parameters that are decisive for the effort of model calibration. Decisive parameters in the modeling of a heat pump are isentropic efficiency η_{is} and volumetric efficiency λ_1 of the compressor. The determination of the two unknown parameters requires the development of a corresponding method. A following comparison with literature confirms the plausibility of the results.

The model development and determination of the parameters result in a plausible model obtaining a maximum relative deviation of 1.5 % in terms of heat capacity and COP compared to experimental data. As part of the reflections, the model is suitable for representation of the operating behaviour at different source temperatures and use temperatures.

According to validation, the model is used to investigate different operating strategies of heat pumps. Focussing on the condition of the refrigerant at the outlet of the evaporator its influence on the heat capacity as well as the COP of the heat pump is investigated. The maximum heat capacity results from the refrigerant being completely evaporated. Thus, compared to the superheating of 1 K to protect the compressor, an increase of 5 % in the heat capacity and the COP can be achieved. Partial evaporation of the refrigerant is not appropriate.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	vi
Tabellenverzeichnis	viii
Nomenklatur	x
1 Motivation	1
2 Theoretische Grundlagen	3
2.1 Kompressionswärmepumpen	3
2.1.1 Thermodynamisches Grundprinzip	5
2.1.2 Modellierung von Kompressionswärmepumpen	8
2.1.3 Bewertungskenngrößen	9
2.2 Kältemittel	11
2.2.1 Kältemittel in Kompressionswärmepumpen	12
2.2.2 Gesetzliche Rahmenbedingungen	14
2.2.3 Thermodynamische Eigenschaften und Anforderungen	17
2.3 Stand der Technik	19
2.3.1 Luft-Wasser-Wärmepumpen	20
2.3.2 Entwicklung der Kältemittel	22
2.3.3 Wärmepumpen- und Stoffmodelle	25
3 Modellentwicklung und Bewertung	31
3.1 Modellierung der Komponenten einer Wärmepumpe	31
3.1.1 Verdampfer	33
3.1.2 Verdichter	36
3.1.3 Kondensator	40
3.1.4 Expansionsventil	44
3.2 Bestimmung der Modellparameter	44
3.2.1 Bestimmung des isentropen Wirkungsgrades	45
3.2.2 Verluste im Betrieb der Wärmepumpe	51
3.2.3 Bestimmung von isentropem Wirkungsgrad und Liefergrad	57
3.2.4 Ergebnisse der Parameterbestimmung	61

3.3	Modellergebnisse	67
3.4	Validierung und Bewertung des Modells	74
4	Untersuchung von Betriebsstrategien der Wärmepumpe	79
4.1	Zustand des Kältemittels am Verdampferaustritt	80
4.1.1	Teilverdampfung und Überhitzung	80
4.1.2	Einfluss von Teilverdampfung und Überhitzung auf die Leistung der Wärmepumpe	81
4.2	Erkenntnisse für die Wärmepumpenauslegung	87
5	Zusammenfassung und Ausblick	89
	Literaturverzeichnis	92
A	Anhang	103
A.1	Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten	103
A.2	Definition der Variablen zur Berechnung des SCOP	107

Abbildungsverzeichnis

2.1	Schematische Darstellung einer Kompressionswärmepumpe zur Beschreibung des Funktionsprinzips.	6
2.2	log- p - h -Diagramm zur Darstellung der Zustandsänderungen von R-410A in einer Kompressionswärmepumpe.	7
2.3	Kreisprozess einer Wärmepumpe für R-407C und R-410A im log- p - h -Diagramm zum Vergleich der Kältemiteleigenschaften.	13
2.4	Entwicklung der gesetzlichen Rahmenbedingungen für Kältemittel im Zeitraum von 1930 bis 2030.	15
2.5	Reduzierungsstufen des Phase-Down-Mechanismus der F-Gas-Verordnung.	16
2.6	Verdampfungsdruck in Abhängigkeit der Temperatur von R-410A und Propan.	18
2.7	Zielkonflikte relevanter Kategorien für die Auswahl alternativer Kältemittel [Eme16].	24
3.1	Schematischer Aufbau des Wärmepumpenmodells zur Darstellung der Interaktion zwischen den Komponentenmodellen.	32
3.2	Bestimmung des Pinch-Punktes im Verdampfer anhand des T - \dot{H} -Diagramms.	34
3.3	h - s -Diagramm zur Beschreibung der Zustandsänderung eines Arbeitsmittels im Verdichter.	37
3.4	Schematische Bilanzierung der Masse innerhalb des Rollkolbenverdichters unter Zuhilfenahme dessen systematischer Darstellung.	39
3.5	Feststellung des Pinch-Punktes im Kondensator unter Zuhilfenahme des T - \dot{H} -Diagramms.	41
3.6	Spezifische Enthalpie am Kondensatoraustritt in Abhängigkeit des Drucks bei einer Unterkühlung von $\Delta T_{SC} = 8$ K.	44
3.7	Kennfeld des isentropen Wirkungsgrades in Abhängigkeit von Druckverhältnis und spezifischer Enthalpiedifferenz bei $T_u = 258,15$ K.	46
3.8	Darstellung isentroper Zustandsänderungen im p - v -Diagramm von R-410A für $T_u = 258,15$ K und $T_u = 285,15$ K zur Beschreibung des Temperatureinflusses.	48
3.9	Schematische Darstellung des Algorithmus zur Bestimmung von η_{is}	50
3.10	Verdichteraustrittsdruck in Abhängigkeit des isentropen Wirkungsgrades.	51
3.11	Bestimmung relevanter Verluste anhand des Einflusses auf den isentropen Wirkungsgrad.	53

3.12 Schematische Darstellung des Algorithmus zur Bestimmung von η_{is} und λ_l	59
3.13 Isentroper Wirkungsgrad in Abhängigkeit von $\lambda_{l,ist}$ und $\lambda_{l,soll}$	60
3.14 Isentroper Wirkungsgrad und Druck am Verdichteraustritt unter Vernachlässigung bzw. Berücksichtigung von Verlusten.	62
3.15 Funktion für den Liefergrad in Abhängigkeit des Druckverhältnisses.	67
3.16 Darstellung des Massenstroms in Abhängigkeit des Druckverhältnisses über dem Ver- dichter.	69
3.17 Temperaturdifferenz zwischen Heizkreis und Kältemittel am Kondensator.	70
3.18 Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und Heizkreis der Betriebspunkte A2/W35 und A7/W35 im Vergleich zum definierten Wert der Temperaturdifferenz.	71
3.19 Relativer Fehler der Modellgrößen für Heizleistung und COP im Vergleich zu den Test- daten.	72
3.20 Verdichtereffizienz im Arbeitsbereich der Wärmepumpe.	73
4.1 Heizleistung der Wärmepumpe in Abhängigkeit von Dampfgehalt und Überhitzung am Austritt des Verdampfers für die Betriebspunkte A12/W35 und A-15/W35 für $dp = \text{konst.}$	82
4.2 Heizleistung der Wärmepumpe in Abhängigkeit von Dampfgehalt und Überhitzung am Austritt des Verdampfers für die Betriebspunkte A12/W35 und A-15/W35 für $\eta_{is} = \text{konst.}$	84

Tabellenverzeichnis

1.1	Vergleich der CO ₂ -Emissionen bei der Bereitstellung von Heizenergie zwischen konventionellen Energieträgern und einer Wärmepumpe [KFC16].	2
2.1	Gegenüberstellung der Vor- und Nachteile potenzieller Wärmequellen zur Einschränkung des Betrachtungsrahmens [Bun16].	5
2.2	Sicherheitsklassen für Kältemittel zur Einordnung der Entflammbarkeit und Toxizität [Wes17].	19
2.3	Übersicht der eingesetzten Kältemittel in Luft-Wasser-Wärmepumpen ausgewählter Hersteller [Bud17][Vai17][Vie17a].	22
2.4	Vergleich der betrachteten Wärmepumpen- und Komponentenmodelle hinsichtlich des Modelltyps und des Detailgrades.	28
3.1	Zustandsgrößen am Verdampferaustritt zur Übergabe an das Verdichtermodell.	36
3.2	Eingangsgrößen des Verdichtermodells zur Berechnung der Zustandsänderung im Verdichter.	38
3.3	Zustandsgrößen am Verdampferaustritt zur Übergabe an das Verdichtermodell.	42
3.4	Relative Abweichung zwischen isentropen Wirkungsgraden für die Umgebungstemperaturen $T_u = 258,15 \text{ K}$ und $T_u = 285,15 \text{ K}$	49
3.5	Betriebspunkte, deren Werte für den Druck am Verdichteraustritt unter Vernachlässigung der Verluste im nicht-zulässigen Bereich liegen.	63
3.6	Ergebnisse der Parameterbestimmung für den Liefergrad und das Druckverhältnis.	64
3.7	Vergleich der mathematischen Funktionen zur Annäherung des Liefergrades durch das Druckverhältnis.	65
3.8	Ergebnisse der Simulation für eine Auswahl von Modellgrößen zur Bewertung der Modellierung.	68
4.1	Änderung des Kältemittelmassenstroms und der spezifischen Enthalpiedifferenz zwischen Kondensatoreintritt und -austritt in Abhängigkeit des Dampfgehalts für den Betriebspunkt A12/W35.	83
4.2	Änderung des Kältemittelmassenstroms und der spezifischen Enthalpiedifferenz zwischen Kondensatoreintritt und -austritt in Abhängigkeit Überhitzung für den Betriebspunkt A12/W35.	83

4.3	Relative Zunahme der Heizleistung für $T_{\text{SH}} = 0 \text{ K}$ im Vergleich zu $T_{\text{SH}} = 1 \text{ K}$	86
A.1	Stoffdaten von Luft und R-410A zur Bestimmung dimensionsloser Kennzahlen.	104
A.2	Auflistung der Variablen zur Berechnung des SCOP nach DIN EN 14825 [Deu16].	107

Nomenklatur

Formelzeichen und Einheiten

Symbol	Bedeutung	Einheit
a_i	Faktor zur Bestimmung des isentropen Wirkungsgrades	kg/J
COP	Coefficient of Performance	—
$COP_{BIN}(T_j)$	COP-Wert des Geräts bei entsprechender Temperatur T_j	—
COP^{rev}	reversible Leistungszahl	—
$c_{p,Fluid}^{Aggregatzustand}$	spezifische isobare Wärmekapazität	J/(kg · K)
dh_{1-2}	Änderung der spezifischen Enthalpie während einer Zustandsänderung	J/kg
$dh_{1-2,is}$	Änderung der spezifischen Enthalpie während einer isentropen Zustandsänderung	J/kg
dp	differentielle Änderung des Drucks	Pa
dT_{Fluid}	differentielle Änderung der Fluidtemperatur	K
dT_{Gleit}	differentielle Änderung der Fluidtemperatur nach der Verdampfung	K
dU	differentielle Änderung der inneren Energie	J
d_W	Wandstärke des Rohres	m
$elbu(T_j)$	erforderliche Heizleistung Zusatzheizgerät bei T_j	kW
f_p	Primärenergiefaktor	—
g	Gravitationskonstante	m/s ²
Gr	Grashof-Zahl	—
H	Enthalpie	J
\dot{H}	Enthalpiestrom	J/s
h	spezifische Enthalpie	J/kg
$h_{Zustand}$	spezifische Enthalpie des Kältemittelszustandes	J/kg
h_{aus}	spezifische Enthalpie am Austritt eines Bilanzraums	J/kg
H_{CK}	Stunden Modus Kurbelgehäuseheizung	h
h_{ein}	spezifische Enthalpie am Eintritt eines Bilanzraums	J/kg

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Formelzeichen und Einheiten

Symbol	Bedeutung	Einheit
H_{HE}	Stunden Aktiv-Modus Heizbetrieb	h
h_j	Temperaturstufen (BIN)-Stunden der entsprechenden Temperatur t_j	h
H_{OFF}	Stunden Modus Aus	h
H_{SB}	Stunden Bereitschaftsmodus	h
H_{TO}	Stunden Modus Temperaturregler Aus	h
i	Temperaturstufen der Umgebung im Dachtest	—
j	Temperaturstufen (BIN)-Nummer	—
k	Stufen der Rohrschichten	—
L	charakteristische Länge	
L_{Rohr}	Rohrlänge	m
m	Gesamtanzahl der Schichten unterschiedlichen Materials eines Rohres	—
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
\dot{m}_{Fluid}	Massenstrom eines Fluids	kg/s
\dot{m}_{aus}	Ausströmender Massenstrom aus Bilanzraum	kg/s
\dot{m}_{ein}	Einströmender Massenstrom in Bilanzraum	kg/s
$\dot{m}_{\text{R,theo}}$	theoretischer Massenstrom Kältemittel	kg/s
n	Gesamtzahl der Temperaturstufen (BIN)	—
n_V	Drehzahl des Verdichters	1/s
Nu	Nusselt-Zahl	—
p	Druck	Pa
p_{Zustand}	Druck des Kältemittels	Pa
$p_{1,\text{min}}$	minimaler Druck Zustand 1	Pa
p_2/p_1	Druckverhältnis im Verdichter	—
p_{sat}	Sättigungsdruck des Kältemittels im Verdampfer	Pa
P_{CK}	Leistungsaufnahme Modus Kurbelgehäuseheizung	kW
P_{designh}	Volllast des Geräts im Heizbetrieb	kW
P_{el}	elektrische Leistung Verdichter	W
$P_{\text{h}}(T_j)$	Heizlast bei entsprechender Temperatur T_j	kW
p_{max}	maximaler Betriebsdruck	Pa

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Formelzeichen und Einheiten

Symbol	Bedeutung	Einheit
P_{OFF}	Leistungsaufnahme Modus AUS	kW
P_{SB}	Leistungsaufnahme Standby-Modus	kW
P_{TO}	Leistungsaufnahme Modus Temperaturregler AUS	kW
Pr	Prandtl-Zahl	—
\dot{Q}	Wärmestrom	W
Q_{He}	Bezugs-Jahresheizlast	kWh
\dot{Q}_{H}	Heizleistung Wärmepumpe	W
$\dot{Q}_{\text{H,A2/W35}}$	Heizleistung im Betriebspunkt A2/W35	kW
$\dot{Q}_{\text{H,M}}$	Heizleistung der Wärmepumpe im Modell	W
Q_{HE}	Jahresstromverbrauch	kWh
$\dot{Q}_{\text{K,ab}}$	im Kondensator abgeführter Wärmestrom	W
Q_{P}	eingesetzte Primärenergie	J
\dot{Q}_{Rohr}	Wärmestrom durch eine Rohrwand	W
\dot{Q}_{u}	Wärmestrom aus der Umgebung	W
\dot{Q}_{Verlust}	Verlustwärmestrom an die Umgebung im Kondensator	W
$\dot{Q}_{\text{WV,Rohr}}$	Wärmeverluste zwischen Verdichter und Kondensator	W
$\dot{Q}_{\text{WV,Rohr,A2/W35}}$	potenzielle Wärmeverluste zwischen Verdichter und Kondensator im Betriebspunkt A2/W35	W
R	spezifische Gaskonstante	J/(kg · K)
r_1	innerer Radius eines Rohres	m
r_2	äußerer Radius der betrachteten Rohrleitung	m
r_{m+1}	äußerster Radius eines Rohres mehrerer Schichten	m
S	Entropie	J/K
s	spezifische Entropie	J/(kg · K)
s_{Zustand}	spezifische Entropie des Kältemittels	J/kg
$SCOP$	Seasonal Coefficient of Performance	—
$sup(T_j)$	Leistung Zusatzheizgerät zur Befeuerung mit fossilen Brennstoffen	kW
T	Temperatur	K
t	Zeit	s
T_{Zustand}	Temperatur des Kältemittels	K

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Formelzeichen und Einheiten

Symbol	Bedeutung	Einheit
T_{Fluid}	Fluidtemperatur	K
T_j	Temperaturstufen (BIN)-Temperatur	K
T_{krit}	kritische Temperatur	K
T_N	Temperatur Nutzkreislauf	K
T_S	Siedetemperatur	K
$T_{\text{sat}}(p_2)$	Sättigungstemperatur bei bestimmtem Druck in Kondensator	K
T_{st}	Temperatur zur Berechnung von Stoffdaten	K
T_R	Temperatur des Kältemittels im Rohr	K
T_R	Rücklauftemperatur Heizkreis	K
T_u	Umgebungstemperatur	K
T_v	Vorlauftemperatur Heizkreis	K
T_W	Wandtemperatur	K
T_∞	Temperatur außerhalb der Grenzschicht	K
U	Innere Energie	J
u	Fließgeschwindigkeit eines Fluids	m/s ²
V	Volumen	m ³
v	spezifisches Volumen	m ³ /kg
$v_{\text{d,m}}$	molares Volumen von Dampf	m ³ /mol
$v_{\text{fl,m}}$	molares Volumen einer Flüssigkeit	m ³ /mol
V_h	Hubvolumen Verdichter	m ³
\dot{W}	technische Leistung	W
W_{el}	elektrische Energie Verdichter	J
$\dot{W}_{\text{t,R}}$	technische Arbeit an Kältemittel im Verdichter	W
x_d	Dampfgehalt	—

Griechische Formelzeichen

Symbol	Bedeutung	Einheit
α_{Fluid}	Wärmeübergangskoeffizient eines Fluids	W/(m ² · K)
β	Jahresarbeitszahl	—

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Griechische Formelzeichen

Symbol	Bedeutung	Einheit
β_T	Wärmeausdehnungskoeffizient	1/K
$\Delta h_{\text{Änderung}}$	spezifische Enthalpiedifferenz zwischen zwei Zuständen	J/kg
$\Delta h_{v,m}$	molare Verdampfungsenthalpie	J/mol
Δp	Druckverluste Wärmeübertrager	Pa
$\Delta \dot{Q}_H$	Änderung der Heizleistung	W
ΔT	Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt im Wärmeübertrager	K
$\Delta T_{\min,K}$	minimale Temperaturdifferenz Kondensator	K
$\Delta T_{\min,V}$	minimale Temperaturdifferenz Verdampfer	K
ΔT_{SC}	Unterkühlung im Kondensator	K
ΔT_{SH}	Überhitzung im Verdampfer	K
$\Delta \lambda_1$	Änderung des Liefergrades	—
η	dynamische Viskosität	Pa · s
η_A	Wirkungsgrad des Verdichterantriebs	—
η_{el}	elektrischer Wirkungsgrad	—
η_{is}	isentropischer Wirkungsgrad	—
η_m	mechanischer Wirkungsgrad	—
η_{sffbu}	jahreszeitbedingte Raumheizungs-Energieeffizienz des Zusatzheizgeräts	—
η_{WV}	Wirkungsgrad der Wärmeübertragung	—
λ_{Stoff}	Wärmeleitfähigkeit eines Stoffes	—
λ_1	Liefergrad des Verdichters	—
Π	Druckverhältnis	—
ρ_{Zustand}	Dichte des Kältemittels	kg/m ³
τ	Zeitvariable	s
$d\tau$	differentielle Änderung der Zeit	s

Indizes und Abkürzungen

Symbol	Bedeutung
0	Referenzzustand (<i>ambient dead state</i>)
Δt	Zeitschritt der Länge Δt
s	Beispiele oben
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning
CK	Kurbelgehäuseheizung (<i>crankcase heater</i>)
d	dampfförmig
DIN	Deutsche Industrie Norm
el	elektrisch
EML	External Media Library
fl	flüssig
FCKW	Fluorchlorkohlenwasserstoffe
FKW	Fluorkohlenwasserstoffe
g	gasförmig
GWP	Treibhauspotential (<i>global warming potential</i>)
H	Heiz
h	Heizlast (<i>heating load</i>)
HE	Heizbetrieb (<i>heating mode</i>)
H-FCKW	teilhalogenierte Fluorchlorkohlenwasserstoffe
HFKW	teilhalogenierte Fluorkohlenwasserstoffe
HFO	Hydro-Fluor-Olefin
HML	Helmholtz Media Library
HT	Hochtemperatur
j	Temperaturstufen (BIN)-Nummer
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
L	Luft
mbv	maximale Brenngeschwindigkeit (<i>maximum burning velocity</i>)
m	molar
mV	mit Verlusten
N	Nutzen
n	Gesamtzahl der Temperaturstufen (BIN)
NT	Niedertemperatur

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Indizes und Abkürzungen

Symbol	Bedeutung
ODP	Ozonabbaupotential (<i>ozone depletion potential</i>)
OFF	Modus Aus (<i>off mode</i>)
oV	ohne Verluste
P	Primärenergie
p	Druck (<i>pressure</i>)
PW	Phasenwechsel
R	Kältemittel (<i>refrigerant</i>)
rev	reversibel
RMSE	Fehler nach der Gauß Methode kleinster Fehlerquadrate (<i>Root Mean Square Error</i>)
SB	Bereitschaftsmodus (<i>standby mode</i>)
sffbu	jahreszeitbedingte Effizienz Zusatzheizgerät (<i>seasonal efficiency auxiliary burner</i>)
TO	Temperaturregler Aus (<i>temperature controller off</i>)
u	Umgebung
W	Wasser

1 Motivation

Der Endenergieverbrauch im Rahmen von privaten Haushalten hat mit einem prozentualen Wert von 27 % einen großen Anteil am gesamten Energieverbrauch im europäischen Raum (2013) [KFC16]. Die hohen Energieverbräuche sind im Wesentlichen auf die Bereitstellung von Raumwärme (79 %) und Warmwasser zurückzuführen. Sie entsprechen einem Gesamtanteil von mehr als 80 % des Energieverbrauchs in privaten Haushalten. Raumwärme wird überwiegend durch die Verbrennung fossiler Brennstoffe bereitgestellt, die zu Emissionen von CO₂ führt [SWM⁺07]. Wird die Bereitstellung von Raumwärme anstelle der Verbrennung fossiler Brennstoffe durch alternative Technologien sichergestellt, können CO₂-Emissionen reduziert werden. Demnach liefert die Erzeugung von Raumwärme ein großes Potenzial zur Reduzierung von CO₂-Emissionen [KFC16]. Folgende Technologien werden unter anderem zur Erzeugung von Wärme verwendet:

- Biomassekessel
- Brennwerttechnik
- Gas-oder Ölkessel
- Kraftwärmekopplung (KWK)
- Solarthermie
- Stromdirekt- oder Stromspeicherheizungssysteme
- Wärmepumpen

Kessel stellen durch Verbrennung fossiler Brennstoffe Heizenergie bereit, die in einem Wärmeübertrager an den Heizkreis übergeben wird. Das Heizwasser erfährt im Wärmeübertrager eine Enthalpieerhöhung. Dabei ist das Ziel die Sicherstellung der geforderten Vorlauftemperatur des Heizkreises. Biomassekessel setzen entsprechende alternative Brennstoffe um. Bei der Brennwerttechnik wird im Vergleich zum konventionellen Kessel die im Abgas enthaltene Energie zur Vorwärmung des Heizwassers genutzt. Demzufolge liefert die Brennwerttechnik einen besseren Wirkungsgrad als herkömmliche Kessel. Stromdirekt- oder Stromspeicherheizungssysteme erzeugen keine direkten CO₂-Emissionen. Allerdings fallen bei der Stromerzeugung in Abhängigkeit der Prozesskette CO₂-Emissionen an. Wärmepumpen nutzen in der Umgebung vorhandene Wärme auf geringem Temperaturniveau (z.B. in Luft), um sie durch Zufuhr von Energie auf einem höheren Temperaturniveau an das Heizsystem abzugeben. Da Wärmepumpen der Umgebung Energie entziehen, sind

Tabelle 1.1: Vergleich der CO₂-Emissionen bei der Bereitstellung von Heizenergie zwischen konventionellen Energieträgern und einer Wärmepumpe [KFC16].

-	Öl	Kohle	Gas	Strom	Wärmepumpe (COP=3)
$\frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh}}$	257	341	205	469	156

sie wesentlich effizienter als mit fossilen Brennstoffen betriebene Heizsysteme [SBBH12].

Tabelle 1.1 vergleicht auftretende CO₂-Emissionen bei der Wärmeerzeugung. Es handelt sich um Emissionen, die bei der Erzeugung von 1 kWh Wärme entstehen. Im Vergleich zur Verbrennung fossiler Energieträger und der Nutzung von Strom weist die Wärmepumpe die geringsten CO₂-Emissionen auf. Aus diesem Grund werden Kessel, Brennwerttechnik und Stromdirekt- oder Stromspeicherheizungssysteme im Folgenden nicht weiter betrachtet. Neben Wärmepumpen bieten die Solarthermie oder KWK-Anlagen eine Alternative zur Verbrennung fossiler Energieträger für die Erzeugung von Raumwärme. Diese werden im weiteren Verlauf nicht berücksichtigt, sodass Wärmepumpen im Mittelpunkt dieser Arbeit stehen.

2 Theoretische Grundlagen

Die Kompressionswärmepumpe stellt eine nachhaltige Alternative zur Verbrennung fossiler Energieträger dar. Deshalb werden im folgenden Abschnitt 2.1 theoretische Grundlagen von Kompressionswärmepumpen beschrieben. Abschnitt 2.2 beinhaltet Grundlagen hinsichtlich der in Wärmepumpen zirkulierenden Kältemittel. Schließlich wird in Abschnitt 2.3 ein Überblick über den Stand der Technik im Kontext von Wärmepumpen und Kältemitteln gegeben.

2.1 Kompressionswärmepumpen

Eine Kompressionswärmepumpe nimmt Anergie in Form von Wärme aus der Umgebung auf einem geringen Temperaturniveau auf. Nach Erhöhung des Temperaturniveaus durch Zufuhr von Exergie wird die Wärme z.B. für Heizzwecke abgegeben [Bar15]. Folgende Wärmequellen können von Kompressionswärmepumpen genutzt werden [Bun16]:

- Abluft / Abwasser
- Erdwärme
- Grundwasser
- Umgebungsluft

Für die Nutzung von Umgebungsluft kann die Wärmepumpe innerhalb oder außerhalb des Hauses aufgestellt werden. Bei der Modernisierung von bestehenden Häusern sind für die Außenaufstellung weniger bauliche Änderungen nötig als für die Innenaufstellung. Deshalb ist die Außenaufstellung in diesem Fall die bevorzugte Variante. Umgebungsluft wird über einen Ventilator angesaugt und gibt die Wärme an ein Arbeitsmittel in einem Wärmeübertrager ab, wobei die Umgebungsluft in Form von Temperaturschwankungen dynamischen Randbedingungen unterliegt. Im Winter arbeitet das System bei niedrigeren Temperaturen weniger effizient. Die Investitionskosten sind aufgrund des vergleichsweise geringen Aufwands zur Erschließung der Wärmequelle niedriger als beispielsweise bei Tiefenbohrungen zur Nutzung von Erdwärme. [Bun16]

Für die Nutzung der Erdwärme sind Erdwärmekollektoren und Erdsonden im Einsatz. Kollektoren arbeiten mit einem waagerechten Rohrsystem, das unterirdisch verlegt wird. Die benötigte Fläche hängt von der Größe der zu beheizenden Fläche ab. In der Regel liegt sie in der Größenordnung des

1,5-fachen der Heizfläche. Je nach Tiefe des Einbaus ergibt sich im Winter ein höheres Temperaturniveau der Wärmequelle im Vergleich zur Umgebungsluft. Darüber hinaus ist die Systemdynamik bedingt durch die geringeren Temperaturschwankungen der Quelle niedriger als bei Umgebungsluft. Demzufolge wird eine höhere Effizienz erreicht.

Bei der Erdwärmesonde handelt es sich um ein Rohr, das senkrecht oder schräg verlaufend in ein Bohrloch eingebracht wird. Für durchschnittliche Einfamilienhäuser liegt die Tiefe der Bohrung bei etwa 100 m. Ab einer Tiefe von 10 m ist die Temperatur nahezu konstant und frei von saisonalen Schwankungen. Somit ist der Temperaturhub zwischen Quelle und Heizkreis im Winter geringer als bei Umgebungsluft. Daher arbeitet die Wärmepumpe in dieser Jahreszeit effizienter als Luft-Wasser-Wärmepumpen. In beiden Fällen zirkuliert eine frostsichere Flüssigkeit, die Sole, durch das Rohrsystem. Sie nimmt Erdwärme auf und gibt sie in einem Wärmeübertrager an das Arbeitsmittel der Wärmepumpe ab. Der Kostenaufwand fällt für eine Erdwärmesonde höher aus als für Erdwärmekollektoren. Darüber hinaus ist die Erdwärmesonde genehmigungspflichtig. Aufgrund der höheren Kosten und des hohen Aufwands sind beide Varianten zur Nachrüstung im Altbau im Vergleich zu Luft-Wasser-Wärmepumpen weniger sinnvoll. [Bun16]

Auch das Grundwasser kann als Wärmequelle verwendet werden. Dafür wird es mit einem Förderbrunnen an die Oberfläche gepumpt. Nach der Abgabe von thermischer Energie an das Arbeitsmittel wird es wieder in das Grundwasserreservoir gespeist. Grundwasser weist im Winter ein konstantes Temperaturniveau von ungefähr 10 °C auf. Somit ist im Winter ein effizienter Betrieb möglich. Allerdings ist die Nutzung von Grundwasser ebenfalls genehmigungspflichtig. [Bun16]

Neben den Wärmequellen aus der Umgebung besteht die Möglichkeit zur Nutzung von Abluft oder Abwasser, wobei diese Quellen unter Umständen verunreinigt sein können. Abluft und Abwasser stehen das ganze Jahr auf einem konstanten Temperaturniveau zur Verfügung. Allerdings sollte ein Haus für die Nutzung einer Abluft-Wärmepumpe als einzige Heizquelle einen hohen Effizienzstandard haben (Niedrigenergiehaus). Die Nutzung von Abwasser ist in der Nähe großer Abwasserkanäle oder Kläranlagen günstig. [Bun16] Aufgrund der Einschränkungen werden diese beiden Wärmequellen im folgenden nicht weiter betrachtet.

Zum Vergleich der betrachteten Wärmequellen werden die Eigenschaften in Tabelle 2.1 gegenübergestellt. Dabei haben die Symbole folgende Bedeutung im Bezug auf die Auswahl einer Wärmequelle:

- +: Eigenschaft ist vorteilhaft
- o: Eigenschaft ist neutral
- -: Eigenschaft ist nachteilig

Entsprechend Tabelle 2.1 erfordert Luft als Wärmequelle die geringsten Investitionskosten und bedarf einer geringen Fläche. Darüber hinaus besteht uneingeschränkte Nutzbarkeit. Demgegenüber steht eine erhöhte Komplexität durch die Systemdynamik. Im Vergleich zur Erdwärme und zum

Tabelle 2.1: Gegenüberstellung der Vor- und Nachteile potenzieller Wärmequellen zur Einschränkung des Betrachtungsrahmens [Bun16].

-	Effizienz	Verfügbarkeit	Fläche	Kosten	Systemdynamik
Umgebungsluft	-	+	+	+	-
Erdsonde	+	0	0	-	+
Erdkollektor	0	+	-	0	0
Grundwasser	+	-	0	-	+

Grundwasser treten bei der Umgebungsluft die höchsten Temperaturschwankungen auf. In diesem Zusammenhang sind sowohl tägliche als auch saisonale Schwankungen zu berücksichtigen. Folglich resultiert aus dem höheren Temperaturhub bei Nutzung von Umgebungsluft eine vergleichsweise geringere Effizienz. Dennoch können diese Nachteile als Motivation zur Weiterentwicklung erachtet werden. Demzufolge werden im weiteren Verlauf der Arbeit Luft-Wasser-Kompressionswärmepumpen fokussiert. Zunächst zeigt Abschnitt 2.1.1 die thermodynamischen Grundlagen und das Funktionsprinzip der Wärmepumpen. Es folgt in Abschnitt 2.1.2 ein Überblick über Grundlagen zur Modellierung von Wärmepumpen. Schließlich werden in Abschnitt 2.1.3 Bewertungsgrößen von Wärmepumpen erläutert.

2.1.1 Thermodynamisches Grundprinzip

Kompressionswärmepumpen arbeiten nach dem Prinzip eines linksläufigen Kreisprozesses. Sie haben die Aufgabe Wärme von einem niedrigen Temperaturniveau unter Zufuhr von Arbeit auf ein höheres Temperaturniveau zu bringen [Luc08]. Dabei besteht das System aus vier wesentlichen Komponenten. [Bun13] In Abbildung 2.1 ist ein Schaubild des Wärmepumpenprozesses dargestellt, in dem diese Komponenten abgebildet sind. Verdichter, Verdampfer, Kondensator und ein Expansionsventil realisieren die Zustandsänderungen des Kältemittels, das in der Wärmepumpe zirkuliert und die Wärme von einem niedrigen Temperaturniveau, die zum Großteil aus Anergie besteht, durch Zufuhr von technischer Arbeit auf ein höheres Temperaturniveau transportiert. Folgende Zustandsänderungen erfährt das Kältemittel [Bun16]:

- 1-2: Verdampfung und Teilüberhitzung des Kältemittels durch Wärmezufuhr.
- 2-3: Druck- und Temperaturerhöhung des Kältemittels in einem Verdichter durch Zufuhr von Leistung.
- 3-4: Abgabe der Wärme auf der Nutzseite durch Kondensation und Unterkühlung des Kältemittels.
- 4-1: Entspannung des Kältemittels im Expansionsventil.

Mithilfe von Abbildung 2.2 soll eine detaillierte Betrachtung der Zustandsänderungen erfolgen. In

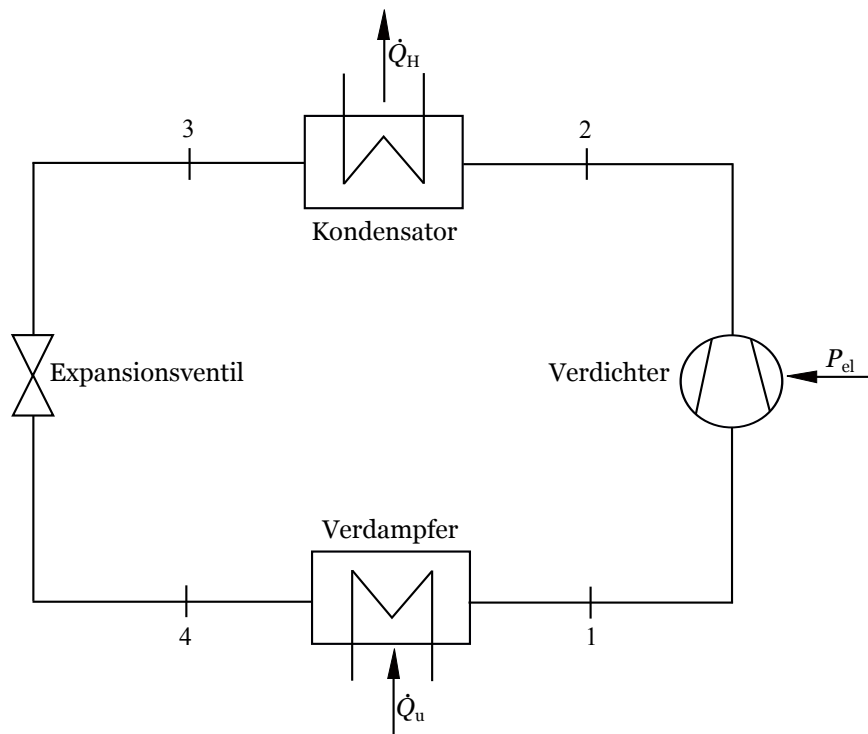


Abbildung 2.1: Schematische Darstellung einer Kompressionswärmepumpe zur Beschreibung des Funktionsprinzips.

der Abbildung ist der idealisierte Kreisprozess einer Wärmepumpe dargestellt. Aus dem Nassdampfgebiet kann das Kältemittel bei konstantem Druck durch Wärmezufuhr aus der Umgebung vollständig verdampft und zudem überhitzt werden. [SBBH12] Im Anschluss an die Wärmeaufnahme können Wärme- und Druckverluste zwischen Verdampfer und Verdichter zur Kondensation von Tropfen führen, die den Bauteilen des Verdichters erheblichen Schaden zuführen können. Die Überhitzung des Kältemittels dient zum Schutz des Verdichters. [Vie09]

Unter idealisierten Zustandsänderungen laufen Verdichtung und Expansion des Kältemittels reversibel und adiabat ab. Verdampfung und Kondensation verlaufen zudem isobar und isotherm. Dann entspricht die abgeführte Wärme der Summe aus zugeführter Energie im Verdichter und zugeführter Wärme im Verdampfer. Für den Wirkungsgrad des reversiblen Falls, der als reversible Leistungszahl COP^{rev} bezeichnet wird, folgt:

$$COP^{\text{rev}} = \frac{1}{1 - \frac{T_u}{T_N}} \quad (2.1)$$

Die reversible Leistungszahl ist von der Umgebungstemperatur T_u und der Temperatur T_N , bei der die Wärme abgegeben wird, abhängig. [Bar15] Bei reversibler Betrachtung wird das Kältemittel im Verdichter isentrop komprimiert. Dabei nehmen Druck und Temperatur zu.

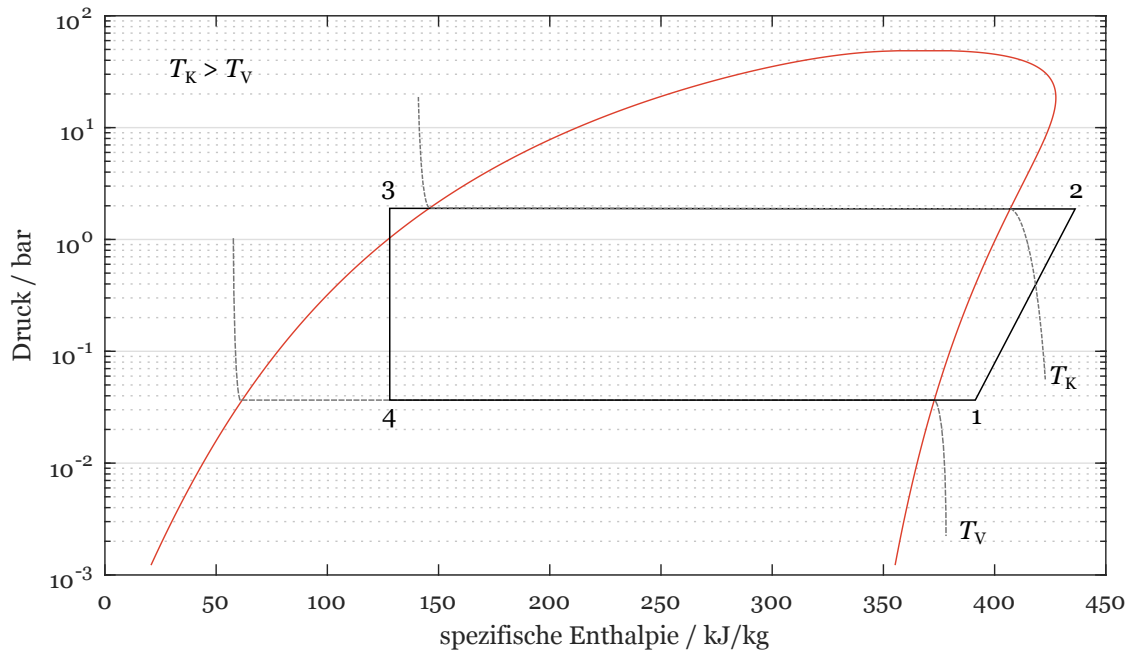


Abbildung 2.2: log- p - h -Diagramm zur Darstellung der Zustandsänderungen von R-410A in einer Kompressionswärmepumpe.

Im Kondensator wird die Wärme der Überhitzung und die Kondensationswärme an den Kreislauf des Heizsystems abgegeben. Die Zustandsänderung erfolgt in erster Näherung isobar. Liegt die Temperatur des Kältemittels im Kondensator über der stoffabhängigen kritischen Temperatur, erfolgt die Wärmeabfuhr in einem überkritischen Prozess. In diesem Bereich ist keine Verflüssigung des Kältemittels bei konstanter Temperatur möglich, die Wärmeabgabe erfolgt durch Abkühlung des überkritischen Dampfes. [Bur02] Für überkritischen Betrieb muss die Auslegung des Kondensators den Rahmenbedingungen angepasst werden. Beispielsweise führt der erhöhte Druck im Kondensator zu höheren Temperaturen im Vergleich zum unterkritischen Betrieb. Somit ergeben sich höhere Wärmeverluste an die Umgebung. Bei den Anpassungen handelt es sich um kostenintensive Technologien, sodass diese Betriebsweise in der Regel vermieden wird. [IF13] Somit wird die Verflüssigungstemperatur durch die kritische Temperatur des Kältemittels beschränkt. [Bit16]

Nach dem Kondensator wird das Kältemittel im Expansionsventil isentrop entspannt, damit es im Anschluss unter Berücksichtigung der Pinch-Temperatur verdampft und überhitzt werden kann. [SBBH12] Durch die isentrope Entspannung bewegt sich der Zustand des Kältemittels im Nassdampfgebiet, sodass es zu Dampfblasenbildung kommen kann, die die Funktion des Expansionsventils beeinträchtigt. Um Dampfblasenbildung zu vermeiden, kann das Kältemittel im Verflüssiger unter die Verflüssigungstemperatur abgekühlt werden (Unterkühlung). [Doe13] Die Unterkühlung

führt bei konstanter Heizleistung zur Reduzierung des Kältemittelmassenstroms. Dadurch kann die elektrische Leistung des Verdichters reduziert werden. Die dargestellten Zustandsänderungen repräsentieren eine idealisierte Vorstellung.

In der Praxis treten unter anderem Druckverluste in den Leitungen und Wärmeübertragern, Irreversibilitäten im Verdichter, nicht ideales Gasverhalten, Temperaturdifferenzen entlang der Wärmeübertrager und dynamisches Betriebsverhalten auf. Diese Abweichungen vom idealen Betrieb führen zu einer Verringerung des Verhältnisses zwischen abgeführter Wärme und der Summe aus zugeführter Wärme und Arbeit. [SBBH12]

2.1.2 Modellierung von Kompressionswärmepumpen

Die Definition eines Modells ist nach DIN 19226 festgelegt. Es ist die Abbildung eines Systems oder Prozesses in ein anderes begriffliches oder gegenständliches System. Dabei wird es aufgrund der Anwendung bekannter Gesetzmäßigkeiten, einer Identifikation oder getroffener Annahmen gewonnen und beschreibt das System bzw. den Prozess bezüglich ausgewählter Fragestellungen hinreichend genau. [Abe16] In vielen Fällen ist eine physikalisch exakte Modellierung nicht nötig, weil die Fehleranfälligkeit in einem detaillierten Modell so groß sein kann, dass dessen Nutzen im Vergleich zu einem weniger detaillierten Modell nicht gerechtfertigt ist. Darüber hinaus steigt mit dem Grad der Detaillierung der Rechenaufwand eines Modells. Deshalb sollte der Detaillierungsgrad an den Modellierungszweck angepasst und möglichst klein gehalten werden. [Mar12] Für die Modellbildung gibt es zwei Möglichkeiten:

- theoretische Prozessanalyse
- experimentelle Prozessanalyse

Um den Prozess theoretisch analysieren zu können, müssen physikalische und sonstige Gesetzmäßigkeiten des Prozesses hinreichend genau beschreibbar sein. Wenn die Kenntnisse über den Prozess limitiert sind, wird er experimentell untersucht. In diesem Zusammenhang wird das Übertragungsverhalten aus Messungen der Ein- und Ausgangssignale ermittelt. Dieses Verfahren wird als Identifikation bezeichnet. [Abe16] Aus diesen Verfahren ergeben sich drei verschiedene Modelltypen:

- „black-box-Modell“
- „white-box-Modell“
- „grey-box-Modell“

„Black-box-Modelle“ werden aus der experimentellen Prozessanalyse gewonnen. Das Übertragungsverhalten wird durch eine Übertragungsfunktion beschrieben, die mittels Identifikation zu bestimmen ist. Die physikalischen Grundgleichungen des Systems sind nicht bekannt.

„White-box-Modelle“ werden aus der theoretischen Prozessanalyse erzeugt. Das Modellverhalten wird durch Verknüpfung der physikalischen und chemische Grundgleichungen beschrieben. [Abe16] Somit ist neben den Ein- und Ausgangsgrößen auch die innere Struktur des Systems bekannt [Pro15]. „Grey-box-Modelle“ sind eine Kombination aus den bereits beschriebenen Modelltypen. Das Modell wird in den Bereichen bekannten Systemverhaltens durch die zu Grunde liegenden Zusammenhänge beschrieben. Eine experimentelle Bestimmung des Übertragungsverhaltens erfolgt nur in Bereichen, die eine alternative Modellbildung nicht zulassen [Abe16].

Für die Modellierung einer Kompressionswärmepumpe können unter der Annahme konstanter Werte auf Seiten der Wärmequelle und des Energiebedarfs statische Bedingungen angenommen werden. Demnach können einzelne Betriebspunkte einer Kompressionswärmepumpe statisch modelliert werden. Dies stellt eine schnelle Möglichkeit zur Abbildung des Wärmepumpenbetriebs dar. Allerdings ist die statische Modellierung meistens nicht hinreichend, weil die Systemdynamik nicht abgebildet werden kann.

Die Umgebungsluft unterliegt täglichen und saisonalen Temperaturschwankungen. In den Wintermonaten sind z.B. im Großraum Berlin Tagesschwankungen bis 15 K, im Sommer bis 20 K vorgekommen. [Ins17] Wegen der schwankenden Umgebungstemperaturen können für die Modellierung des Betriebs von Luft-Wasser-Kompressionswärmepumpen keine statischen Bedingungen für die Wärmequelle angenommen werden und es ist eine dynamische Modellierung zur Untersuchung des Systemverhaltens notwendig. Neben den Schwankungen auf Seiten der Wärmequelle schwankt auch der Energiebedarf auf der Nutzerseite [Vie09] und es kann zu Ein- und Ausschaltvorgängen bzw. zeitdiskretem Verhalten des Systems kommen [BPM⁺14].

Neben der Unterscheidung zwischen statischen und dynamischen Modellen ist die Sichtweise auf das betrachtete System relevant. In diesem Zusammenhang ist die Objektorientierung weit verbreitet. Objektorientierte Modellierung bietet den Vorteil von verbesserter Wiederverwendung der Modelle und weniger Fehleranfälligkeit [Rum91]. Demzufolge bietet sich eine komponentenweise Modellierung von Kompressionswärmepumpen an. Wärmeüberträger können beispielsweise durch Wärmeübergangsgesetze und Energiebilanzen modelliert werden [Kne14]. Das Verhalten des Verdichters kann über eine polytrope Zustandsänderung abgebildet werden. [Wir14] Eine detailliertere Betrachtung von Wärmepumpenmodellen erfolgt in Abschnitt 2.3.1. Mithilfe von Modellen ist es möglich Wärmepumpen miteinander zu vergleichen, zu bewerten und zu optimieren, ohne experimentelle Untersuchungen durchführen zu müssen.

2.1.3 Bewertungskenngrößen

Als Bewertungskenngrößen zum Vergleich verschiedener Wärmepumpen werden Kennzahlen herangezogen. Der Coefficient of Performance (COP) ist eine Kennzahl um eine Wärmepumpe hin-

sichtlich der Effizienz zu bewerten. Sie setzt die abgegebene Wärme \dot{Q}_H ins Verhältnis zur zugeführten elektrischen Leistung P_{el} [Bar15].

$$COP = \frac{\dot{Q}_H}{P_{el}} \quad (2.2)$$

Gleichung 2.2 zeigt, dass der COP den Wirkungsgrad eines einzelnen Arbeitspunkts beschreibt. Er ist beschränkt durch einen maximalen Wert, die reversible Leistungszahl, die dem Kehrwert des Carnot-Wirkungsgrades entspricht [Bar15]. Gleichung 2.1 entspricht der Formel zur Berechnung der reversiblen Leistungszahl COP^{rev} . Es wird deutlich, dass die reversible Leistungszahl bei sinkender Quelltemperatur stark abnimmt. Somit ist der reversible COP temperaturabhängig [Bar15]. Die Ermittlung des COP ist nach EN 14511 normiert und erfolgt auf einem Prüfstand unter festgelegten Bedingungen. Allerdings arbeitet die Wärmepumpe innerhalb einer Heizperiode in einer Vielzahl von Betriebspunkten, die in der Norm nicht berücksichtigt sind [Deu16]. Demnach ist die Güte des Vergleichs von Wärmepumpen über eine Heizperiode hinweg mittels COP eingeschränkt [W16].

Für eine energetische Bewertung der Wärmepumpe über den Zeitraum von einem Jahr kann die Jahresarbeitszahl (JAZ) β verwendet werden. Sie ist entsprechend Gleichung 2.3 definiert

$$\beta = \frac{Q_H}{W_{el}} = \frac{\int \dot{Q}_H \cdot dt}{\int P_{el} \cdot dt} \quad (2.3)$$

und setzt die innerhalb eines Jahres bereitgestellte Wärme Q_H ins Verhältnis zur eingesetzten elektrischen Energie W_{el} . In der Kennzahl werden alle Betriebspunkte im Jahresverlauf berücksichtigt. Aus diesem Grund ist sie für die Bewertung und den Vergleich des Betriebs einer Wärmepumpe geeignet. Allerdings muss eine Wärmepumpe zur Bestimmung der JAZ ein Jahr betrieben werden. Demnach ist die Ermittlung zeit- und kostenintensiv.

Eine weitere Bewertungskenngröße für die Effizienz von Wärmepumpen ist der Seasonal Coefficient of Performance (SCOP). Das Berechnungsverfahren für den SCOP ist in DIN EN 14825 festgeschrieben. Für die Bestimmung des SCOP werden Leistungsmessungen bei verschiedenen Außentemperaturen durchgeführt. [Deu16] Außerdem wird der Einfluss von Teillastbetriebsstunden, Standby-Zeiten und Nebenaggregaten berücksichtigt [DAI17]. Die Norm definiert für den europäischen Raum drei Klimazonen, bei denen die Parameter zur Berechnung des SCOP variieren. Dadurch soll die Vergleichbarkeit von Wärmepumpen auch bei unterschiedlichen klimatischen Bedingungen europaweit ermöglicht werden. Gleichung 2.4 stellt die Berechnungsgrundlage für den SCOP dar [Deu16]:

$$SCOP = \frac{Q_{He}}{Q_{HE}} = \frac{P_{designh} \cdot H_{HE}}{\frac{Q_{He}}{SCOP_{on}} + H_{TO} \cdot P_{TO} + H_{SB} \cdot P_{SB} + H_{CK} \cdot P_{CK} + H_{OFF} \cdot P_{OFF}} \quad (2.4)$$

Die Berechnung von $SCOP_{on}$ erfolgt nach Gleichung 2.5.

$$SCOP_{on} = \frac{\sum_{j=1}^n h_j \cdot P_h(T_j)}{\sum_{j=1}^n h_j \cdot \left[\frac{P_h(T_j) - sup(T_j)}{COP_{bin}(T_j)} + \frac{sup(T_j)}{\eta_{sffbu} \cdot CC} \right]} \quad (2.5)$$

In Tabelle A.2 sind die verwendeten Größen für die Berechnung des $SCOP$ definiert. Aufgrund der dargestellten Berechnungsgrundlagen erfolgt durch den $SCOP$ eine Bewertung unter repräsentativen Betriebsbedingungen. Er bietet im Verhältnis zum COP eine bessere Vergleichsgrundlage für Wärmepumpen. Im Vergleich zur Jahresarbeitszahl werden beim $SCOP$ deutlich weniger Betriebspunkte betrachtet. Daher ist die Aussagekraft des $SCOP$ geringer. Allerdings ist auch der Ermittlungsaufwand für den $SCOP$ geringer [Deu16]. Aus diesen Gründen wird der $SCOP$ üblicherweise zur Bewertung von Luft-Wasser-Wärmepumpen herangezogen [Hea17].

Soll die Wärmepumpe stärker unter ökologischen Gesichtspunkten betrachtet werden, so ist der Primärenergiefaktor zu bestimmen [W16]. Gleichung 2.6 beschreibt den mathematischen Zusammenhang.

$$f_P = \frac{Q_P}{W_{el}} \quad (2.6)$$

Er ist definiert als Verhältnis von eingesetzter Primärenergie Q_P zur verwendeten Endenergie W_{el} , wobei die Endenergie im Fall der Kompressionswärmepumpe der zugeführten elektrischen Energie entspricht. Nach DIN V 18599 sind feste Werte für die Primärenergiefaktoren verschiedene Energieträger definiert. Demnach kann mit Hilfe des Primärenergiefaktors eines Energieträgers neben dem Endenergieverbrauch auch der Primärenergieaufwand durch Berücksichtigung der Vorkette bestimmt werden. Als Vorketten werden üblicherweise Förderung, Aufbereitung, Energietransport, Umwandlung zu Sekundärenergien sowie Sekundärenergietransport berücksichtigt. [Saf15]

Die betrachteten Bewertungskenngrößen dienen als Grundlage zum Vergleich verschiedener Betriebsstrategien einer Wärmepumpe, wobei die Effizienz des Systems erhöht werden soll. Dabei ist beispielsweise die Variation der Unterkühlung oder Überhitzung zu nennen. Außerdem können die Kennzahlen zur Bewertung von Kältemitteln für den Betrieb in Wärmepumpen verwendet werden.

2.2 Kältemittel

Es existieren eine Vielzahl von Kältemitteln, die durch unterschiedliche Eigenschaften gekennzeichnet sind. Die Beschreibung der Kältemittel durch den chemischen Namen, die Summenformel oder die Strukturformel hat sich als umständlich erwiesen. Infolgedessen hat die „American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning“ (ASHRAE) Kurzzeichen eingeführt. Diese Kurzzeichen bestehen für die meisten Kältemittel aus dem Buchstaben R, gefolgt von einer dreistelligen Kennzahl. Die Ziffern haben folgende Bedeutung in Abhängigkeit der molekularen Zusammensetzung:

- 1. Ziffer: Anzahl der C-Atome -1
- 2. Ziffer: Anzahl der H-Atome +1
- 3. Ziffer: Anzahl der F-Atome

Falls die erste Ziffer 0 ergibt, wird diese ausgelassen. Als Beispiel ist R-22 zu nennen. Zur Kennzeichnung isomerer Verbindungen wird das Kurzzeichen durch einen Großbuchstaben ergänzt (z.B. R-410A). Kleine Buchstaben werden zur Unterscheidung von Isomeren mit zwei oder mehr Kohlenstoffatomen an das Kurzzeichen angehängt. Für detailliertere Informationen zu den Kurzzeichen bzw. weitere Ausnahmen der Kurzzeichenbestimmung wird auf ASHRAE-Standard 34 verwiesen. [Ame78]

Da im Rahmen dieser Arbeit Luft-Wasser-Kompressionswärmepumpen betrachtet werden, erfolgt in Abschnitt 2.2.1 zunächst eine Darstellung der Eigenschaften von zwei Kältemitteln, die in diesem Wärmepumpentyp aktuell zur Anwendung kommen. Im Kontext der gesetzlichen Rahmenbedingungen wird in Abschnitt 2.2.2 anschließend die Entwicklung der Richtlinien für Kältemittel betrachtet. Daraus werden in Abschnitt 2.2.3 Anforderungen an Eigenschaften von Kältemitteln für den zukünftigen Einsatz in Luft-Wasser-Kompressionswärmepumpen abgeleitet.

2.2.1 Kältemittel in Kompressionswärmepumpen

R-410A ist ein Kältemittel, das in vielen Luft-Wasser-Wärmepumpen Anwendung findet und ähnliche Eigenschaften im Vergleich zu dem früher verwendeten Kältemittel R-22 hat [DAI12]. Es wird der Kältemittelgruppe der halogenierten Fluor-Kohlenwasserstoffe zugeordnet [Tsc17] und ist ein Gemisch bestehend aus 50 % Difluormethan (R-32) und 50 % Pentafluorethan (R-125). Die Eigenschaften von R-410A sollen mit einem weiteren Kältemittel verglichen werden, um die Eignung für den Einsatz in Wärmepumpen zu prüfen. Auch R-407C findet als Kältemittel in Wärmepumpen Anwendung und ersetzt R-22 [TYC17a]. Es ist ebenfalls ein halogenierter Fluor-Kohlenwasserstoff und besteht zu 52 % aus R-134a, 25 % aus R-125 und 23 % aus R-32. In Abbildung 2.3 ist der von den Kältemitteln R-407C und R-410A durchlaufene Kreisprozess dargestellt. Die Darstellung in Abbildung 2.3 erfolgt in einem $\log-p-h$ -Diagramm, weil die Zustandsänderungen durch die logarithmische Skalierung des Drucks anschaulich dargelegt werden. In dem Diagramm sind jeweils die 4 Zustandsänderungen des Wärmepumpenprozesses idealisiert bei gleichem Druckverhältnis und gleichen Werten für Unterkühlung ($T_{SC} = 8\text{ K}$) und Überhitzung ($T_{SH} = 1\text{ K}$) dargestellt. Die Siedetemperatur von R-410A liegt bei $T_S = -51\text{ °C}$, die kritische Temperatur liegt bei $T_{krit} = 72\text{ °C}$. Unabhängig von der Auslegung der hochdruckseitigen Komponenten wird dadurch die Verflüssigungstemperatur beschränkt [Bit16]. Für R-407C liegt die Siedetemperatur bei $T_S = -44\text{ °C}$ und die kritische Temperatur bei $T_{krit} = 87\text{ °C}$ [TYC17b].

Daher ist unter Verwendung von R-410A ein Betrieb bei geringeren Temperaturen möglich als mit

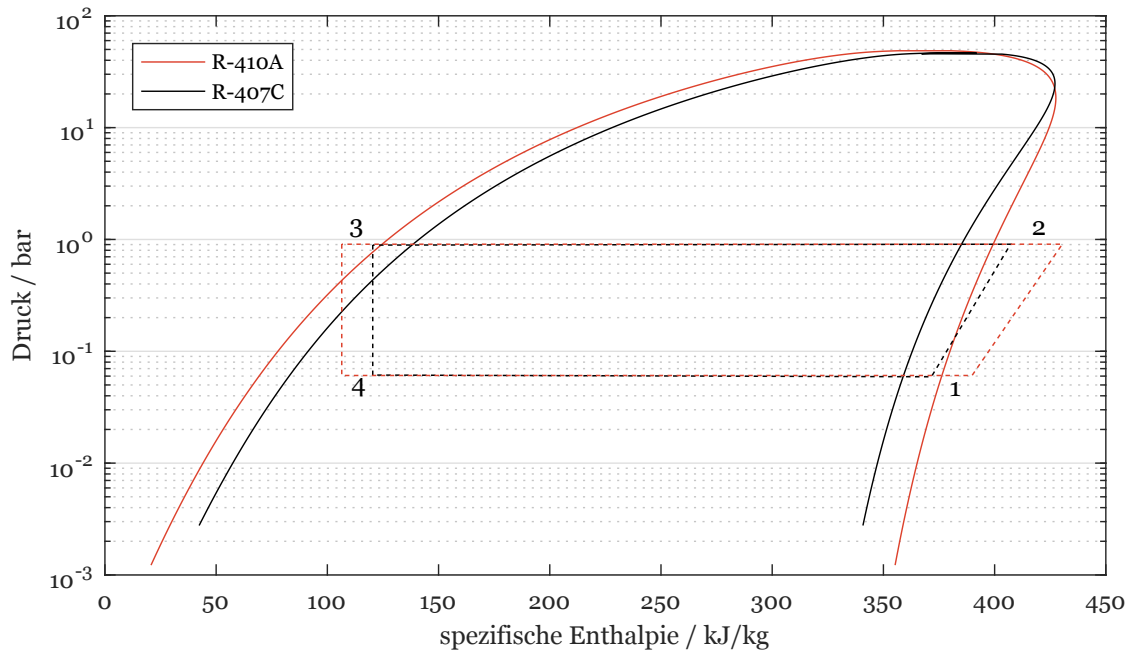


Abbildung 2.3: Kreisprozess einer Wärmepumpe für R-407C und R-410A im log- p - h -Diagramm zum Vergleich der Kältemitteleigenschaften.

R-407C. Aufgrund der höheren kritischen Temperatur kann R-407C für Anwendungen höherer Heizkreistemperatur verwendet werden.

Neben der kritischen Temperatur ist die Verdampfungswärme eine wichtige thermodynamische Eigenschaft des Kältemittels. Die Verdampfungswärme gibt den spezifischen Wärmestrom an, den ein Kältemittel innerhalb des Nassdampfgebiets bei konstantem Druck und vollständiger Kondensation abgibt. Ein Maß für die Verdampfungswärme ist die Breite des Nassdampfgebiets im log- p - h -Diagramm [Sch14].

Abbildung 2.3 zeigt für R-410A ein breiteres Nassdampfgebiet im Vergleich zu R-407C, sodass die Verdampfungsenthalpie von R-410A bei gleichem Druck größer ist. Unter der Annahme identischer Massenströme ergibt R-410A eine größere Verdampfungswärme als R-407C. Zur Bereitstellung großer Wärmemengen ist eine hohe Verdampfungsenthalpie (breites Nassdampfgebiet) vorteilhaft. Die Steigung der Tau- und Siedelinie beschreibt, welche Veränderung die Verdampfungsenthalpie über einer Druckänderung erfährt. Für R-410A nimmt die Verdampfungsenthalpie entsprechend Abbildung 2.3 zu höheren Drücken stärker ab als für R-407C. Die Wärmepumpe soll bei einem oberen Druckniveau betrieben werden, das eine möglichst hohe Verdampfungsenthalpie hat. Dabei muss der Druck so gewählt werden, dass die Pinch-Temperatur im Kondensator eingehalten wird. Gleichzeitig soll der Energieeinsatz im Verdichter minimiert werden. Dies stellt ein mehrdimensionales

Optimierungsproblem bei der Auswahl von Kältemitteln dar.

Kältemittel-Gemische können aufgrund der unterschiedlichen Siedetemperaturen der Komponenten einen Temperaturgleit haben. Dies bedeutet, dass die Phasenübergänge in den Wärmeübertragern nicht bei einer Temperatur, sondern in einem gewissen Temperaturbereich stattfinden [Bun11]. In der Praxis resultiert ein leichter Temperaturanstieg während der Verdampfung und eine leichte Temperatursenkung während der Verflüssigung. Zu beachten ist, dass ein ausgeprägter Temperaturgleit eine spezielle Auslegung von wesentlichen Anlagenkomponenten erfordert (Wärmeübertrager und Expansionsventil) und die Effizienz der Wärmeübertrager verringert. [Bit16] Die Komponenten von R-410A verfügen über sehr ähnliche Siedetemperaturen, sodass der Temperaturgleit von weniger als 0,2 K vernachlässigt werden kann. R-407C setzt sich aus drei Komponenten mit unterschiedlichen Siedetemperaturen zusammen. Dementsprechend liegt mit 7,4 K ein hoher Temperaturgleit vor. [K11]

R-410A verfügt über ein relative hohes Druckniveau. Während es bei 0 °C mit einem Druck von 7 bar vorliegt, liegt der Druck für eine Temperatur von 43 °C bei 25 bar Überdruck. Demnach ist keine Absicherung gegen Unterdruck nötig. Allerdings müssen die Anforderungen an die Druckfestigkeit berücksichtigt werden (z.B. Austausch hartgelöteter Fittings, die bei großen Rohrquerschnitten nicht geeignet sind). R-407C hat ein geringeres Druckniveau als R-410A, wobei es nicht mit Unterdruck betrieben wird. [K11]

Beide Kältemittel sind derselben Sicherheitsklasse zugeordnet [TYC17b]. Diese werden in Abschnitt 2.2.3 näher erläutert.

Durch die höhere Verdampfungsenthalpie im Vergleich zu R407-C im dargestellten Druckbereich lässt sich für R-410A eine hohe Energieeffizienz ableiten [DAI12]. Auch die Verträglichkeit mit dem Material und Schmierstoffen ist bei R-410A gewährleistet [Bit16]. Des Weiteren schädigt das Ozonabbaupotential (ODP=0) weder die Ozonschicht, noch ist es brennbar oder giftig [TYC17a]. Somit ist R-410A ein geeignetes Kältemittel für Wärmepumpen und es wird überwiegend im unteren Leistungsbereich eingesetzt [K11]. Allerdings hat es mit einem Wert von 2088 ein relativ hohes Global Warming Potential (GWP), sodass im Hinblick auf die zukünftige Verwendung von R-410A die gesetzlichen Rahmenbedingungen berücksichtigt werden müssen [Col15].

2.2.2 Gesetzliche Rahmenbedingungen

Stratosphärischer Ozonabbau und atmosphärischer Treibhauseffekt durch Emissionen von Kältemitteln haben in der Vergangenheit zu gesetzlichen Einschränkungen von Kältemitteln geführt [Bit16]. Abbildung 2.4 zeigt den zeitlichen Verlauf für das Inkrafttreten von Gesetzgebungen, die die Kältemittelindustrie betreffen. In diesem Zusammenhang sind das Montreal Protokoll und das Kyoto Protokoll wichtige Meilensteine. Am 1. Januar 1989 ist das Montreal Protokoll in Deutschland in Kraft getreten. Es wurde durch die Vertragsparteien des Wiener Übereinkommens zum Schutz der

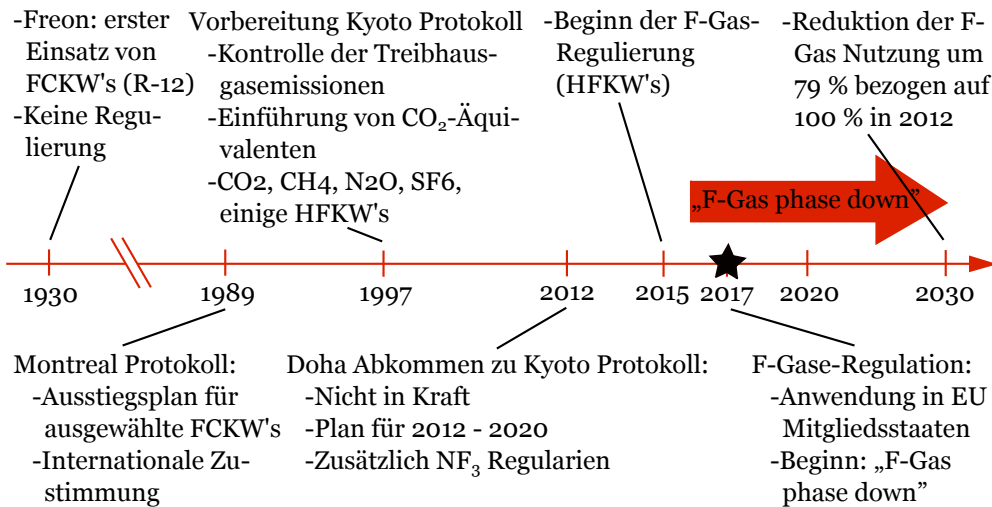


Abbildung 2.4: Entwicklung der gesetzlichen Rahmenbedingungen für Kältemittel im Zeitraum von 1930 bis 2030.

Ozonschicht von Stoffen, die zu einem Abbau eben dieser führen, entworfen. Im Rahmen dieses Protokolls wird der Verbrauch von einigen Stoffen mit einem ODP > 0 verboten. Demnach dürfen die aufgeführten Fluorchlorkohlenwasserstoffe (FCKW) seit 1996 nicht mehr verbraucht werden. Dazu zählen unter anderem die Kältemittel R-11, R-12 und R-113. [Eur89]

Seit dem 1. Januar 2010 verbietet die Verordnung EG (Nr.) 1005/2009/EG der Europäischen Union den Einsatz aller teilhalogenierten Fluorchlorkohlenwasserstoffe (H-FCKW) wegen des ozonschädigenden Verhaltens. Diese Regelung betrifft das Kältemittel R-22, sowie alle Mischungen, in denen es enthalten ist [K11]. Inzwischen ist der Einsatz von ozonabbauenden Stoffen in der Kälte- und Klimatechnik in Deutschland nicht mehr gestattet [Bit16].

Das 1997 verabschiedete Kyoto-Protokoll enthielt erstmals verbindliche Begrenzungs- und Reduzierungsverpflichtungen für die Emission von Treibhausgasen der teilnehmenden Industrieländer. In diesem Zusammenhang wurden auch Fluorkohlenwasserstoffe (FKW) und teilhalogenierte Fluorkohlenwasserstoffe (HFKW) als Treibhausgase in das Protokoll aufgenommen. Das Referenzjahr für die Reduzierungsmaßnahmen ist 1990. Für die erste Verpflichtungsperiode (2008-2012) ist die europäische Union zu einer Reduzierung der Treibhausgasemissionen um 8 % verpflichtet gewesen. Im Rahmen des Lastenverteilungsverfahrens wurde das Gesamtziel für jeden EU-Staat individuell definiert, sodass die Bundesrepublik zu einer Reduzierung von 21 % verpflichtet war. [Deu02].

Im Rahmen der Klimakonferenz von Doha wurde eine zweite Verpflichtungsperiode (2013-2020) festgelegt, wobei die europäische Union zu einer Reduzierung der Treibhausgasemissionen um 20 % bezogen auf das Referenzjahr verpflichtet ist [Erb15].

Die F-Gas-Verordnung von 2014 hat die Reduzierung der Treibhausgasemissionen, verursacht durch

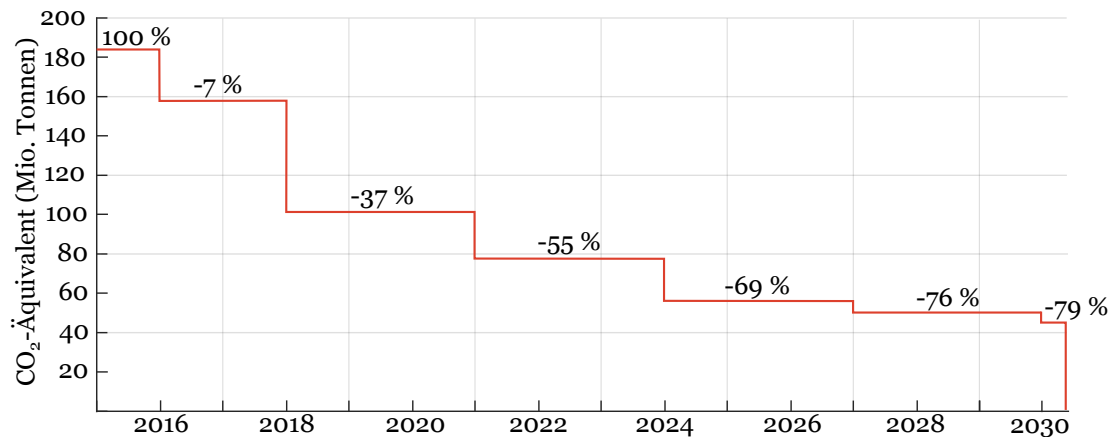


Abbildung 2.5: Reduzierungsstufen des Phase-Down-Mechanismus der F-Gas-Verordnung.

fluorierte Kohlenwasserstoffe, zum Ziel. Dadurch sollen die Vorgaben des Kyoto-Protokolls eingehalten werden. Ein wesentlicher Mechanismus zur Erreichung der Ziele ist die 2016 startende, schrittweise Beschränkung (Phase-Down) der am Markt verfügbaren Mengen an HFKW. [Eur14] In diesem Rahmen zählt der Durchschnitt der im Zeitraum von 2009 bis 2012 EU-weit in Verkehr gebrachten Mengen der für den Phase-Down relevanten HFKW. Dabei entspricht der gemessene Wert den CO₂-Äquivalenten. Dieser Wert wird als Startwert für das Jahr 2015 entsprechend mit 100 % angenommen. Bis 2030 wird der Wert auf 21 % reduziert [Jör14]. Entsprechend Abbildung 2.5 sind die Reduzierungsintervalle abgestuft. Alle HFKW-Nachfrager in der EU müssen die noch am Markt verfügbaren Mengen aufteilen. Aufgrund von Angebot und Nachfrage wird ein Preisanstieg der HFKW bis hin zur Unwirtschaftlichkeit erwartet, wodurch der Wechsel zu alternativen Kältemitteln mit geringerem GWP angeregt werden soll [Jör14]. Die Reduzierung führt schließlich zu einem Durchschnitts-GWP von 500 [Col15]. Weitere Mechanismen der F-Gas-Verordnung zur Erreichung der Klimaziele sind zum einen der Erlass von Verwendungs- und Inverkehrbringungsverboten für den Fall, dass realisierbare, klimafreundliche Alternativen vorhanden sind. Zum anderen die Beibehaltung und Ergänzung von Regelungen bzgl. Dichtheitsprüfungen, Zertifizierung, Entsorgung und Kennzeichnung. [Eur14]

Aufgrund der bestehenden Richtlinien und deren weiterer Entwicklung werden momentan in Wärmepumpen verwendete Kältemittel voraussichtlich aus dem Markt gedrängt oder die Anwendung wird verboten. R-410A und R-407C haben ein GWP > 1500, sodass sie von der F-Gas-Verordnung betroffen sind. Deshalb ist ein alternatives Kältemittel erforderlich, das die Anforderungen der Gesetzgebung erfüllt.

2.2.3 Thermodynamische Eigenschaften und Anforderungen

Das Eigenschaftsspektrum von Kältemitteln ist sehr breit aufgestellt. Ein Kältemittel für den ganzheitlichen Einsatz existiert nicht, weil die Anwendungsgebiete zu unterschiedlich sind [K11]. Deswegen beziehen sich die im Folgenden dargestellten Anforderungen und thermodynamischen Eigenschaften auf den betrachteten Fall von Luft-Wasser-Kompressionswärmepumpen für den unteren Leistungsbereich in häusliche Anwendungen. Anforderungen an GWP und ODP werden durch die gesetzlichen Richtlinien vorgegeben. Demnach sollte das ODP = 0 und das GWP möglichst gering sein. Unter Berücksichtigung dieser Annahme sollten Kältemittel für den Einsatz über den Zeitraum von 2030 hinaus geringe Werte haben.

Wärmeerzeugung durch die Wärmepumpe kann für Anwendungen im Niedertemperaturbereich bei 35 °C und im Hochtemperaturbereich bei 65 °C erfolgen [Deu16]. Beispielanwendungen sind Fußbodenheizungen (NT-Bereich) und die Bereitstellung von Trinkwarmwasser (HT-Bereich). Unter Berücksichtigung des erforderlichen Temperaturniveaus sollte die kritische Temperatur des Kältemittels so hoch liegen, dass die Wärmeübertragung ohne überkritischen Betrieb erfolgt. Im überkritischen Betrieb würde die Wärmeabgabe ohne Verflüssigung des Kältemittels erfolgen [Bur02]. Für überkritische Systeme sind kostenintensive Veränderungen in Form von neuen Komponenten und einem veränderten Anlagendesign notwendig [IF13].

Neben einer hohen kritischen Temperatur sollte das Kältemittel über eine geringe Siedetemperatur verfügen, damit es auch bei geringen Umgebungstemperaturen im Wärmetauscher vollständig verdampft wird [Vie09]. Nach DIN 14825 wird Deutschland in die Klimazone „Average“ eingestuft. Dabei werden die Wärmepumpen auf eine Außentemperatur von $T_u = -10\text{ °C}$ ausgelegt [Deu16].

Abgesehen von den Anforderungen an die zu realisierenden Temperaturbereiche soll das Kältemittel eine hohe Wärmeleistung bei geringem Energieaufwand liefern [K11]. Eine anschauliche Darstellung zur Bewertung des nötigen Energieaufwandes liefert der Zusammenhang nach Clausius-Clapeyron, mit dem sich die Siedepunktskurve in Abhängigkeit von Temperatur und Druck veranschaulichen lässt. Dafür wird angenommen, dass die molare Verdampfungsenthalpie $\Delta h_{v,m}$ unabhängig von der Temperatur T ist. Des Weiteren ist das molare Volumen des Dampfes $\nu_{d,m}$ um ein Vielfaches größer als das der Flüssigkeit $\nu_{fl,m}$, sodass $\nu_{fl,m}$ vernachlässigt werden kann. [Kne14]

In Abbildung 2.6 ist für die Kältemittel R-410A und Propan der Verdampfungsdruck über der Temperatur dargestellt. An dieser Stelle wird Propan mit R-410A verglichen, weil es als potenzielle Alternative angesehen wird. [BM15] Zum einen kann die Lage des Druckniveaus in Abhängigkeit der Temperaturen bestimmt und verglichen werden. Zum anderen kann der vom Verdichter zu leistende Druckgradient in Abhängigkeit der Temperaturen ermittelt werden. Eine flache Kurve liefert geringe Druckgradienten für hohe Temperaturdifferenzen. Da die Verdichterleistung vom Druckverhältnis abhängt, liefert ein geringer Druckgradient einen geringeren Energieaufwand. Allerdings

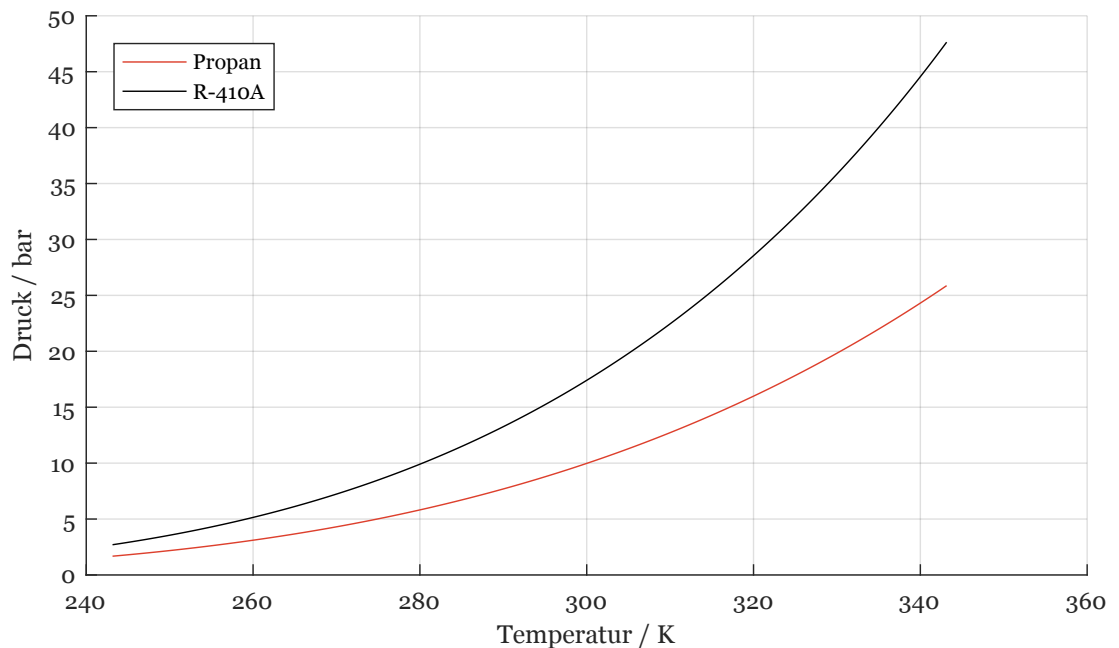


Abbildung 2.6: Verdampfungsdruck in Abhängigkeit der Temperatur von R-410A und Propan.

steigt die molare Verdampfungsenthalpie nach Gleichung 2.7

$$\frac{dp}{dT} = \frac{\Delta h_{v,m}}{T \cdot v_{d,m}} \quad (2.7)$$

in Abhängigkeit der Änderung des Drucks dp nach der Änderung der Temperatur dT . Weiterhin wächst die Heizleistung, die der Kondensator abführt, mit der molaren Verdampfungsenthalpie. Somit führen große Druckgradienten zu hoher Heizleistung. Dies stellt einen Zielkonflikt bei der Auswahl des Kältemittels dar. R-410A hat im Vergleich zu Propan sowohl höhere Druckniveaus als auch größere Druckgradienten im betriebsrelevanten Temperaturbereich einer Wärmepumpe.

Des Weiteren beeinflusst die Lage des Druckniveaus die volumetrische Wärmeleistung. Je höher der Kondensationsdruck, desto höher ist die volumetrische Wärmeleistung [K11]. Allerdings nimmt mit steigendem Kondensationsdruck nach Abbildung 2.3 die Verdampfungsenthalpie ab, wodurch die spezifische Wärmeleistung reduziert wird. In diesem Punkt ist ebenfalls ein Zielkonflikt zu erkennen, der die Wahl des Kondensationsdrucks betrifft. Bei geringen Drücken müssen hingegen besondere Vorkehrungen zur Absicherung gegen Undichtigkeiten vorgenommen werden, damit keine Luft in den Kreislauf eindringt [K11].

Neben den thermodynamischen Anforderungen sollte das Kältemittel die verwendeten Bauteile und Schmierstoffe nicht angreifen und chemisch stabil sein. Des Weiteren müssen Sicherheits-

Tabelle 2.2: Sicherheitsklassen für Kältemittel zur Einordnung der Entflammbarkeit und Toxizität [Wes17].

-	Geringe Toxizität	Hohe Toxizität
Keine Entflammbarkeit	A1	B1
$mbv \leq 10 \text{ cm/s}$	A2L	B2L
Geringe Entflammbarkeit	A2	B2
Hohe Entflammbarkeit	A3	B3

aspekte hinsichtlich der Entflammbarkeit und Giftigkeit von Kältemitteln berücksichtigt werden. [Vie09] Vor dem Hintergrund steigender Brennbarkeit mit sinkendem GWP gewinnt dieser Aspekt an Bedeutung [Wes17]. Gemäß ASHRAE werden die Kältemittel in Sicherheitsklassen eingeteilt [K16]. Tabelle 2.2 gibt einen Überblick über die vorhandenen Sicherheitsklassen. Die Einteilung in Sicherheitsklassen bewertet das Gefahrenpotential der Kältemittel. Dabei ist die Klassifizierung A1 die niedrigste Stufe. Kältemittel dieser Klasse sind nicht entflammbar und die Toxizität ist so gering, dass sie bei einer Konzentration von 2,5 Vol.-% in Luft und einer Belastung von 2 Stunden nicht zum Tod oder ernsthaften Verletzungen führen kann. Entsprechend der Abbildung beinhalten die anderen Sicherheitsklassen schneller entflammbare bzw. stärker toxische Kältemittel. Zur Klassifizierung in A2L bzw. B2L muss die maximale Brenngeschwindigkeit (mbv) kleiner als 10 cm/s sein. [Ame07] Beim Austausch von Kältemitteln in bestehenden Anlagen dürfen ohne Anpassung des Systems nur Kältemittel derselben Sicherheitsklasse verwendet werden [Wes17]. Im Bereich häuslicher Anwendungen sollten Kältemittel weder toxisch noch brennbar sein [Vie09].

Aus unternehmerischer Sicht ist der Kostenfaktor eine wesentliche Anforderung an das Kältemittel. In diesem Zusammenhang beeinflussen Ladungsgröße und Preis des Kältemittels dessen Auswahl. Im Endeffekt soll das Verhältnis zwischen Preis und Leistung geringe Werte annehmen [K11].

Es wird deutlich, dass bei Kältemitteln in Luft-Wasser-Kompressionswärmepumpen für häusliche Anwendungen ein breites Anforderungsspektrum zu Grunde liegt. Dabei können sich Zielkonflikte ergeben. Als Beispiel ist die steigende Brennbarkeit bei sinkendem GWP zu nennen [Wes17]. Deshalb werden im Folgenden der Stand der Technik sowie Forschungsgebiete im Rahmen von Kältemitteln und Wärmepumpen dargestellt, um einen Überblick über aktuelle Trends zu erhalten.

2.3 Stand der Technik

In Abschnitt 2.3.1 wird dargestellt, welche Systeme im Kontext der betrachteten Technologie für den niedrigen Leistungsbereich häuslicher Anwendungen angeboten werden und welche Entwicklungen im Fokus der Forschung stehen. Im Rahmen der Kältemittel gibt Abschnitt 2.3.2 einen Überblick

über Anwendungen in Wärmepumpen und Schwerpunkte der Forschung. Abschließend werden in Abschnitt 2.3.3 Modelle von Wärmepumpen, Komponenten und Arbeitsmitteln beschrieben.

2.3.1 Luft-Wasser-Wärmepumpen

Die Hersteller von Luft-Wasser-Wärmepumpen bieten ein breites Spektrum an Systemen an [Bud17]. Eine Kategorisierung der Systeme kann anhand der Aufstellung erfolgen. Dabei sind drei Typ möglich:

- Außenaufstellung
- Innenaufstellung
- Splitgeräte

Bei der Außenaufstellung befindet sich das komplette System außerhalb des Hauses. Charakteristisch für diese Art der Aufstellung sind ein geringer Platzbedarf sowie geringe Maßnahmen zur baulichen Veränderung. Die Wärme wird an den Speicher oder das Wärmeverteilsystem im Inneren des Hauses weitergegeben. Innen aufgestellte Systeme befinden sich komplett im Hausinneren. Um die Wärmequelle Luft zu nutzen, ist ein Durchbruch nach außen notwendig. Splitgeräte stellen eine Mischung aus Außen- und Innenaufstellung dar. Ein Teil befindet sich außerhalb des Hauses, der andere innerhalb, wobei die Anordnung variieren kann. Die baulichen Maßnahmen sind im Vergleich zur Innenaufstellung gering [Bun16].

Im Produktangebot der Viessmann GmbH sind im Rahmen von Luft-Wasser-Wärmepumpen alle Aufstellungstypen enthalten. Dabei verfügen die Splitgeräte über ein Leistungsspektrum von 3,0 bis 11,3 kW. Bei den Systemen zur Außen- oder Innenaufstellung liegt das Leistungsspektrum zwischen 3,0 bis 18,5 kW, wobei zu beachten ist, dass es sowohl Systeme gibt, die für beide Anwendungen geeignet sind, als auch Systeme, die nur für Außen- bzw. Innenaufstellung geeignet sind. In den Wärmepumpen sind Inverter-Verdichter verbaut, die einen Betrieb mit variablen Drehzahlen ermöglichen, sodass eine stufenlose Leistungsregulierung erzielt wird. Die maximal erreichbare Vorlauftemperatur liegt nach Herstellerangabe bei 65 °C. Als Kältemittel finden R-410A und R-407C Anwendung. [Viel7a]

Die Vaillant Group bietet Splitgeräte und Geräte zur Außenaufstellung an, wobei das Leistungsspektrum zwischen 5 und 19 kW liegt. Die Verdichter können ebenfalls mit variablen Drehzahlen betrieben werden. Demnach wird eine stufenlose Leistungsregelung realisiert. Die Systeme zur Außenaufstellung können Vorlauftemperaturen von maximal 63 °C erzeugen. Bei Splitgeräten können Vorlauftemperaturen bis zu 65 °C erreicht werden. R-410A wird als Kältemittel eingesetzt. [Vai17]

Buderus verkauft Systeme mit einem Leistungsspektrum von 6 bis 14 kW, die zur Innen- oder Außenaufstellung geeignet sind. Die Leistungsregelung erfolgt ebenfalls stufenlos. Als Kältemittel kommt neben R-407C und R-410A auch R-134a zum Einsatz. [Bud17] Zusätzlich ist ein Heizstab zur De-

ckung von hohen Heizlasten bereits integriert.

Die Systeme der betrachteten Hersteller verfügen über einen ähnlichen Leistungsbereich, der aufgrund von Drehzahl-geregelten Verdichtern stufenlos eingestellt werden kann. Dabei stellen im kleinen bis mittleren Leistungsbereich Scroll-Verdichter den Stand der Technik dar. Scroll-Verdichter bestehen aus zwei ineinandergreifenden Spiralen, die das Kältemittel verdichten. Besondere Eigenschaften diese Typs sind die leise und vibrationsarme Arbeitsweise. Darüber hinaus sind Scroll-Verdichter wartungsarm und langlebig. Nichtsdestotrotz werden für kleine Leistungsbereiche auch Rollkolbenverdichter verwendet. [Vie09] Außerdem verfügen die Systeme der Hersteller über einen Heizstab. Es wird zur Deckung hoher Heizlasten und Systemtemperaturen eingesetzt, die von der Wärmepumpe nicht bereitgestellt werden können [Bud17][Vai17][Vie17a].

Im Rahmen von Forschungsprojekten liegt die Motivation in der Erhöhung der Effizienz und der Leistung von Wärmepumpen [CSKK16]. Dabei werden verschiedene Ansätze verfolgt. Auf der einen Seite werden Anpassungen bzw. Erweiterungen am Kreisprozess untersucht. Cho et al. haben den Einfluss einer Dampfeinspritzung zur Zwischenkühlung analysiert. In der Studie wurde die Leistung einer Wärmepumpe mit den Kältemitteln R-410A und R-32 für unterschiedliche Einspritzraten, Verdichterdrehzahlen und Außentemperaturen betrachtet und ausgewertet. Die Ergebnisse zeigen eine bis zu 13,9 %ige Erhöhung der Heizleistung und eine bis zu 4,7 %ige Erhöhung des COP im Vergleich zu Systemen ohne Dampfeinspritzung. [CSKK16]

Auf der anderen Seite liegt der Ansatz in der Optimierung der Systemkomponenten. Eine Studie von Beshr et al. zeigt die Optimierung von Wärmeübertragern in einem Wärmepumpensystem, insbesondere durch Reduzierung der Rohrdurchmesser. In diesem Zusammenhang wird der Einfluss der Reduzierung des Rohrdurchmessers auf Materialkosten und Heizleistung einer Wärmepumpe betrachtet. Die Untersuchungen sind mit den Kältemitteln R-410A und R-32 durchgeführt worden. Die Ergebnisse zeigen für beide Kältemittel mögliche Einsparungen durch weniger Material in einer Größenordnung von 40 % im Vergleich zum Basisfall. Darüber hinaus führt die Optimierung der Wärmeübertrager zu einer um 33 % geringeren notwendigen Kältemittelladung und zur Verbesserung des COP um 15 % verglichen mit dem Basisfall. [BAR16]

Tanawittayakorn et al. haben eine neue Strategie zur Regelung der Überhitzung untersucht. Um die Effizienz einer Wärmepumpe zu erhöhen, soll das Maximum der Wärme des Verdampfers und interner Wärme des Verdichters im Kondensator an den Heizkreis abgegeben werden. Experimentelle Untersuchungen haben gezeigt, dass die höchste Effizienz mit einer Überhitzung von 0 K erreicht wird. Die Regelung des Massenstroms durch das Expansionsventil mithilfe der Einlasstemperatur des Verdichters (SSH) ist begrenzt. Daher kann die Überhitzung mit dieser Regelung nicht auf 0 K eingestellt werden. Alternativ haben sie die Regelung des Massenstroms mithilfe der Auslasstemperatur des Verdichters untersucht (DSH). Die Ergebnisse zeigen, dass DSH in Luft-Wasser-Wärmepumpen angewendet werden kann und eine höhere Effizienz zu erreichen ist. Der COP konnte um 12 % im Vergleich zur konventionellen Regelstrategie verbessert werden. [TPS12]

2.3.2 Entwicklung der Kältemittel

Im Rahmen der Kältemittel wird zunächst der Einsatz in auf dem Markt erhältlichen Anlagen betrachtet. Tabelle 2.3 listet Kältemittel auf, die in Wärmepumpen betrachteter Hersteller eingesetzt werden. An dieser Stelle werden repräsentativ drei große Hersteller im deutschsprachigen Raum betrachtet.

Tabelle 2.3: Übersicht der eingesetzten Kältemittel in Luft-Wasser-Wärmepumpen ausgewählter Hersteller [Bud17][Vai17][Vie17a].

-	Buderus	Vaillant Group	Viessmann GmbH
R-134a	x	-	-
R-407C	x	-	x
R-410A	x	x	x

R-410A, R-407C kommen herstellerübergreifend zum Einsatz, vereinzelt wird auch R-134a genutzt. R-410A wird in der Regel in Systemen des unteren Leistungsbereichs verwendet. R-407C und R-134a finden in Wärmepumpen höherer Leistung Anwendung. Viessmann setzt neben den bereits genannten Kältemitteln auch R-1234ze in ausgewählten Anlagen ein. Dabei handelt es sich um ein Hydro-Fluor-Olefin (HFO). Als Vorteile sind hohe Vorlauftemperaturen bis zu 90 °C sowie ein geringes GWP ($GWP_{R-1234ze} = 6$) zu nennen [Vie17b].

Für R-410A, R-407C und R-134a ist das $GWP > 1000$. Im Hinblick auf die Gesetzgebung zum Inverkehrbringen von Kältemitteln mit hohem GWP wird erwartet, dass diese in Zukunft ersetzt werden müssen [BDB11]. Deshalb müssen langfristig Alternativen zu den aktuell verwendeten Kältemitteln gefunden werden [BM15]. Zu den möglichen Alternativen zählen nicht halogenierte Kältemittel und HFO's [Pha10]. Darüber hinaus werden HFKW mit geringem GWP sowie Mischungen aus HFKW's betrachtet. In den letzten Jahren sind einige Untersuchungen für den Einsatz von nicht halogenierten Kältemitteln durchgeführt worden. Bellomare und Minetto haben experimentelle Untersuchungen zum Austausch von R-407C durch R-290 und R-441A in häuslichen Wärmepumpen durchgeführt. Dabei sind Kompressor und Expansionsventil der Anlage angepasst worden, um die erforderliche Heizleistung unter angemessenen Betriebsbedingungen zu erreichen. Beide Alternativen zeigen einen höheren Energiebedarf als der Referenzfall (R-407C), wobei anhand von theoretischen Überlegungen für R-441A ein geringerer Energiebedarf erwartet worden ist. Als Ursache für den erhöhten Bedarf ist die geringe Effizienz des Kompressors im Bereich der Betriebspunkte von R-441A identifiziert worden. Im Fall von R-290 ist der erhöhte Bedarf vernachlässigbar klein im Vergleich zum Referenzfall. Aus den Ergebnissen ist abgeleitet worden, dass beim Austausch von

Kältemitteln das Design der Komponenten überprüft und gegebenenfalls angepasst werden muss. Andernfalls können beispielsweise durch erhöhten Energiebedarf potenzielle Vorteile eines Kältemittels zerstört werden. [BM15]

Deshmukh und Mali haben theoretische Verhaltensstudien für Kälteanlagen durchgeführt. In diesem Zusammenhang wurden R-290, R-600a, R-1270 sowie Mischungen dieser Stoffe als potenzieller Ersatz für R-22 betrachtet. Im Rahmen der Studien ist die Kondensationstemperatur bei 50 °C konstant gehalten worden, während die Verdampfungstemperatur von -10 °C bis 10 °C variiert worden ist. Die Resultate zeigen, dass für die untersuchten Alternativen der COP geringfügig unterhalb und die Kühlleistung oberhalb des Referenzfalls R-22 liegen. Sowohl Kühlleistung als auch COP der alternativen Kältemittel nehmen mit zunehmender Verdampfungstemperatur zu, während die nötige Verdichterleistung bei zunehmender Verdampfungstemperatur abnimmt. Unter den betrachteten Alternativen hat eine Mischung aus R-290 (20 %) und R-1270 (80 %) die besten Ergebnisse geliefert. [DM15]

Navarro-Esbri et al. und Reasor et al. haben das Potential des HFO's R-1234yf als Ersatz für R-134a bzw. R-410A untersucht. Navarro-Esbri et al. haben experimentelle Analysen unter Variation der Kondensations- und Verdampfungstemperatur, der Überhitzung und der Verdichterdrehzahl durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen eine um 9 % kleinere Kühlleistung im Vergleich zum Betrieb mit R-134a, wobei die Differenz zu höheren Kondensationstemperaturen abnimmt. Außerdem ist die volumetrische Effizienz im Verdichter um 5 % geringer. Der COP liegt für den getesteten Bereich zwischen 5 % und 30 % unterhalb der Werte für R-134a. [NEMMMB⁺13] Reasor et. al haben Simulationen zur Überprüfung des Potentials von R-1234yf als Ersatz für R-134a und R-410A durchgeführt. Mithilfe der Simulation sind Heizleistung und Temperatur nach der Verdichtung von R-1234yf für zwei unterschiedliche Wärmeübertragertypen mit den Referenzkältemitteln verglichen worden. Im Vergleich zu R-134a zeigt R-1234yf ähnliche Werte für Heizleistung und Auslasstemperatur des Verdichters. Allerdings sind erhöhte Druckverluste beobachtet worden, die auf das nicht passende Design der Wärmeübertrager zurückzuführen sind. Im Vergleich zu R-410A weichen die Ergebnisse im Hinblick auf Heizleistung und Auslasstemperatur stark ab. Demnach stellt R-1234yf keine gute Alternative zu R-410A dar [RAR10].

Barve und Cremaschi haben neben R-1234yf auch R-32 als potenzielle Alternative zu R-410A unter Durchführung von Experimenten untersucht. Dabei wurden Heiz- und Kühlbetrieb betrachtet, die Umgebungstemperatur von -8 °C bis 46 °C variiert. Beide Alternativen haben ähnliche COP im Vergleich zu R-410A. Darüber hinaus zeigen die Experimente für R-32 vergleichbare Heiz- und Kühlleistungen. Allerdings sind Auslassdruck und Temperatur am Auslass des Verdichters höher. Im Kontext der Betriebssicherheit und Lebensdauer des Verdichters ist dies zu berücksichtigen. R-1234yf zeigt wesentlich geringere Heiz- und Kühlleistungen. Auch nach Optimierung des Expansionsventils weichen die Leistungen stark vom Referenzfall ab. Somit stellt es im Rahmen dieser Experimente keine Alternative für R-410A dar. [BC12]

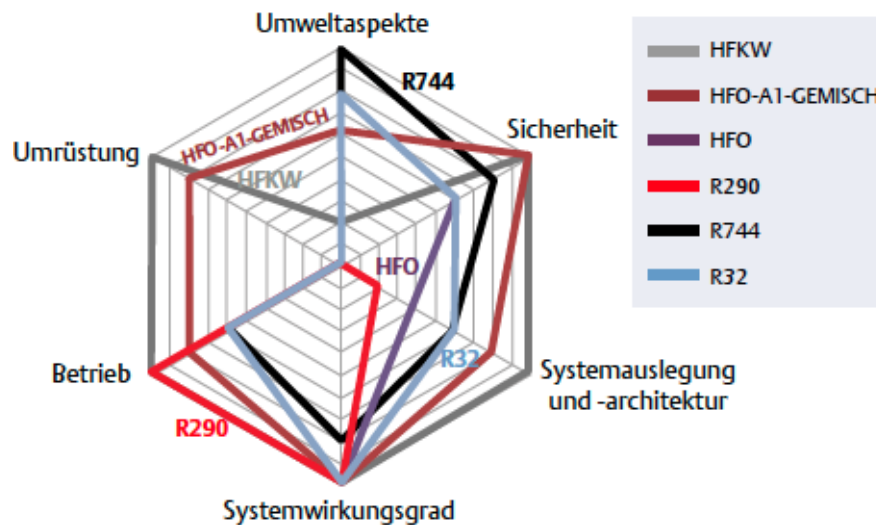


Abbildung 2.7: Zielkonflikte relevanter Kategorien für die Auswahl alternativer Kältemittel [Eme16].

Schultz hat das Verhalten von R-410A- Alternativen im Bereich hoher Umgebungstemperaturen untersucht. In diesem Zusammenhang werden R-32 als Reinstoff und Gemische bestehend aus R-32, R-1234yf, R-1234ze, R-134a, R-152a, R-125 und R-744 betrachtet. Die Tests sind mit einem für R-410A ausgelegtem Verdichter gefahren worden. Es wurde gezeigt, dass R-32 das Potenzial höherer Leistung und Effizienz im Bereich erhöhter Umgebungstemperaturen mit dem untersuchten Verdichter nicht erreichen konnte. Außerdem werden im Vergleich zu R-410A höhere Auslasstemperaturen erreicht. Das als R-454B bezeichnete Gemisch zeigt abgesehen von leicht erhöhten Auslasstemperaturen ähnliche Betriebscharakteristiken wie R-410A. Geringe Betriebsdrücke, niedriger GWP und geringe Entflammbarkeit machen es im Vergleich zu R-32 zu einer besseren Alternative für R-410A. [Sch14]

Im Rahmen der Erprobung alternativer Kältemittel muss berücksichtigt werden, dass nicht allein das GWP die Güte des Kältemittels hinsichtlich der Umwelteinflüsse bestimmt. Daneben ist die Effizienz des Systems zu berücksichtigen, die insbesondere beim Austausch des Kältemittels ohne Anpassung der Systemkomponenten abnehmen kann. [BC12] Je nach Kältemittel sind Anpassungen am System erforderlich, um einen effizienten und sicheren Betrieb zu gewährleisten [BM15]. Abgesehen von diesem Trade-Off zwischen Umweltaspekten und der Systemauslegung bzw. -architektur existieren weitere Zielkonflikte, die bei der Auswahl alternativer Kältemittel auftreten. Abbildung 2.7 gibt im Folgenden einen Überblick. Das Diagramm zeigt Kriterien, die bei neuen Systemen oder beim Austausch in bestehenden Systemen zu beachten sind. Neben Umweltaspekten und der Systemauslegung werden Sicherheit, Systemwirkungsgrad, Betrieb und Umrüstung genannt. In diesem Zusammenhang sind mit der Kategorie Betrieb Probleme gemeint, die im Betrieb mit alternativen Kältemitteln auftreten können und berücksichtigt werden müssen. In diesem Zusammenhang soll-

ten zu hohe Temperaturen vermieden werden. Außerdem muss die Interaktion mit dem Schmierstoff überprüft und die Verträglichkeit der Komponenten und Leitungen mit dem Kältemittel gegeben sein. Sind beispielsweise Schmierstoff und Kältemittel nicht kompatibel, kann die Lebensdauer verringert werden.

Für die Sicherheit ist die Einordnung des Kältemittels in die Sicherheitsklassen maßgebend. Eine abweichende Sicherheitsklasse kann Anpassungen am System notwendig machen. Umrüstung meint die Ähnlichkeit der Eigenschaften zwischen dem zu ersetzenden Kältemittel und dem alternativen Kältemittel. Für eine Umrüstung auf das alternative Kältemittel sollten die Eigenschaften möglichst gleich sein. Die Darstellung zeigt, inwieweit die betrachteten Kältemittel diese Kriterien erfüllen. Dabei zählen R-407A und R-134a zu den HFKW's und R-449A und R-450A zu den HFO-A1-Gemischen. Es ist zu erkennen, dass keines der Kältemittel die dargestellten Kriterien gleichermaßen erfüllen kann, sodass es bei jedem der betrachteten Kältemittel zu Zielkonflikten zwischen den Kriterien kommt. Allerdings soll das Diagramm nicht zum kategorischen Ausschluss eines Kältemittels dienen. Vielmehr zeigt es Schwerpunkte auf, die für den Einsatz eines Kältemittels angepasst werden müssen. [Eme16]

Im Rahmen der Erforschung alternativer Kältemittel werden verschiedene Stoffe untersucht. Insbesondere die Umrüstung in bestehenden Systemen auf umweltfreundliche Kältemittel, sogenannte „drop-in-Lösungen“, ist Schwerpunkt vieler Veröffentlichungen. Dabei ist festzuhalten, dass eine Bewertung der Kältemittel auf Basis der Stoffeigenschaften nicht ausreichend ist. Neben diesem Aspekt muss der Einfluss des Kältemittels auf das Betriebsverhalten der Systemkomponenten berücksichtigt werden [BM15]. In diesem Zusammenhang sind experimentelle Untersuchungen mit einem hohem Aufwand verbunden. Eine Alternative zur Abschätzung des Potenzials von Kältemitteln unter Berücksichtigung des Betriebsverhaltens der Systemkomponenten stellen Simulationsmodelle von Wärmepumpen dar.

2.3.3 Wärmepumpen- und Stoffmodelle

Im Folgenden erfolgt ein Überblick über Simulationsmodelle von Wärmepumpen sowie Stoffmodelle von Kältemitteln. Im Rahmen der Wärmepumpen sind in den vergangenen Jahren einige Modelle entwickelt worden. Gatzka et al. führen eine Liste von Wärmepumpen-Modellen an, die von Hochschulen, Forschungseinrichtungen und Herstellern verwendet werden. Diese beinhaltet 12 Modelle, wobei es sich mehrheitlich um „black-box-Modelle“ und „grey-box-Modelle“ handelt. Lediglich ein physikalisches Modell ist enthalten. Neben Herkunft und Plattform dieser Modelle sind keine weiteren Informationen verfügbar. [GMG13]

Die Modelica Bibliothek des Lehrstuhls für Gebäude- und Raumklimatechnik der RWTH Aachen beinhaltet Modelle von Wärmepumpen. Diese Modelle basieren auf experimentellen Untersuchungen. In Form eines Kennfeldes wird der Umgebungstemperatur und der zugeführten elektrischen

Leistung die Heizleistung der Wärmepumpe zugeordnet. Somit handelt es sich um „black-box-Modelle“. Darüber hinaus existiert ein Ansatz zur Modellierung einer Luft-Wasser Wärmepumpe. Dabei werden die Wärmeübertrager mithilfe der Pinch-Methode abgebildet. Druckverluste werden vernachlässigt. Der Massenstrom des Kältemittels durch den Verdichter wird mithilfe des Hubvolumens und der Dichte des Kältemittels am Eintritt bestimmt. Elektromechanischer und isentroper Wirkungsgrad werden als konstant angenommen, wobei die Werte betriebspunktabhängig sind. Für das Expansionsventil wird eine isenthalpe Expansion vorausgesetzt. Darüber hinaus wird mit konstanter Überhitzung gerechnet. [AIXL17]

Daneben gibt es weitere Veröffentlichungen, die sich mit der Modellierung von Wärmepumpen auseinandersetzen. Kinab et al. haben ein Modell entwickelt, um das Betriebsverhalten einer Wärmepumpe zu optimieren. Es beinhaltet detaillierte Teilmodelle der Systemkomponenten, welche die Zustandsänderungen repräsentieren. Die jeweiligen Zustände werden an das nächste Teilmodell weitergegeben. Das Verdichtermodell ist auf Grundlage von Herstellerdaten entwickelt worden. Zwei Polynome berechnen die zugeführte Verdichterleistung und den Massenstrom in Abhängigkeit der Verdampfungs- und Kondensationstemperatur. Auch die Zusammenhänge der Wirkungsgrade sind aus Herstellerdaten ermittelt worden. Liefergrad und Gesamtwirkungsgrad des Verdichters werden in dem Modell berücksichtigt. Die Modellierung der Wärmeübertrager ist mittels Abbildung der Wärmeströme realisiert worden. Vereinfachend werden mittlere Temperaturdifferenzen in der Berechnung verwendet. Phasenwechsel des Kältemittels sind durch unterschiedliche Wärmeübergangskoeffizienten abgebildet, wobei verschiedene Wärmeübergangsgesetze Anwendung finden. Für das Expansionsventil ist eine isenthalpe Zustandsänderung angenommen worden. Außerdem soll der Massenstrom dem Massenstrom im Verdichter entsprechen. Die Validierung des Modells an einem Prototypen hat maximale Abweichungen von 5 % im Kühlbetrieb und 8 % im Heizbetrieb im Vergleich zu experimentellen Daten ergeben. [KMRZ10]

Cimmino und Wetter haben ebenfalls ein Wärmepumpenmodell entwickelt, wobei der Kreisprozess auf fünf Zustandsänderungen vereinfacht wird. Für den Kompressor wird eine Energiebilanz angenommen. Die zugeführte Leistung ergibt sich in Abhängigkeit der theoretischen Verdichterarbeit, dem elektromechanischen Wirkungsgrad sowie einer konstanten Verlustleistung. Wärmeströme im Verdampfer und Kondensator werden mithilfe der Wärmeübergangskoeffizienten und der Temperaturdifferenzen bestimmt. In diesem Zusammenhang sind konstante Temperaturen bei der Wärmeübertragung angenommen worden. Für das Expansionsventil ist eine isenthalpe Zustandsänderung angenommen worden. Einige Modellparameter werden durch Wärmepumpenhersteller nicht bereitgestellt, unter anderem Wärmeübergangskoeffizienten sowie Wirkungsgrad und Verlustleistung des Verdichters, sodass diese Parameter in einem Prozess der Modellkalibrierung bestimmt worden sind. Dafür wurde die Differenz zwischen Modellergebnis und Herstellerdaten für Heizleistung und elektrische Leistung minimiert und der entsprechende Parametersatz ausgewählt. Die Abweichungen liegen bei 2,7 % für die Heizleistung bzw. 4,7 % für die elektrische Leistung. [CW17]

Brown et al. haben ein Programm zum Design von Modellen für Dampfkreisprozesse weiterentwickelt. Die Modelle können sowohl Kältemittelkreisläufe einzelner Stoffe als auch Mischungen von Kältemitteln abbilden. Darüber hinaus können unterkritische und durch die Weiterentwicklung auf Version 4.0 transkritische Kreisprozesse simuliert werden. Weiterhin ist das Programm um die Abbildung mehrstufiger Kompression mit Zwischenkühlung und Vorwärmung erweitert worden. [BDL09]

Abgesehen von Gesamtmodellen existieren auch Veröffentlichungen hinsichtlich der Modellierung von Komponenten einer Wärmepumpe. Quoilin et al. berichten über die Ergebnisse der Entwicklung der ThermoCycle Bibliothek. Dabei handelt es sich um eine frei verfügbare Modelica Bibliothek zur Simulation von thermodynamischen Kreisprozessen und thermischen Systemen auf dem Stand von Dymola 2017. Das Komponentenpaket der Bibliothek bietet eine Reihe von Basismodellen einiger Komponenten an, welche typischerweise in thermischen Systemen Anwendung finden. Basismodelle von Verdichtern basieren auf empirisch abgeleiteten algebraischen Korrelationen. Isentrope Effizienz und Liefergrad können entweder manuell festgelegt oder mithilfe einer Polynomfunktion in Abhängigkeit der Verdampfungs- und Kondensationstemperatur bestimmt werden.

Neben den empirischen Modellen existieren auch detailliertere, physikalische Modelle von Verdichtern, beispielsweise für Scroll-Verdichter. Dieses Modell berücksichtigt auch thermische Verluste, Reibungsverluste sowie interne Druckverluste. Wärmeübertragermodelle basieren auf der Kombination eines Wandmodells mit einem Basismodell, das die Fluidströmung beschreibt. Dem Basismodell liegt der Ansatz finiter Volumen zu Grunde. Es handelt sich um eine Zelle, in der die Erhaltungsgleichungen für Energie und Masse angewendet werden. Die Bibliothek befindet sich in stetiger Weiterentwicklung. Dabei hat der Schwerpunkt in der Vergangenheit auf der Implementierung numerischer Methoden gelegen, um Robustheit und Rechenzeit der Modelle zu verbessern. In Zukunft soll der Fokus auf der Integration weiterer Komponenten liegen. [QDW⁺14]

Byrne et al. haben ein Modell für Scroll-Verdichter entwickelt. Die Zustandsänderung des Arbeitsmittels wird in drei Teilschritten angenommen. Dazu zählen Aufheizung beim Ansaugen und Abkühlen beim Auslassen sowie eine polytrope Kompression zur Abbildung der Verdichtung. Wärmeübertragung wird mithilfe eines fiktiven Wandmodells dargestellt, für das eine konstante Temperatur und konstante Wärmeübergangskoeffizienten angenommen werden. Ebenfalls als konstant wird der Polytropenexponent angenommen. Im Rahmen der Verluste sind elektromechanische Verluste berücksichtigt worden. Bei der Validierung des Modells ist festgestellt worden, dass die Veränderung der Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit der Wand- und Kältemitteltemperatur nicht vernachlässigbar ist. Des Weiteren sollte auch die Druckabhängigkeit des Polytropenexponenten berücksichtigt werden. [BGM12]

Navarro et al. betrachten neben dem Gesamtwirkungsgrad eines Kompressors auch den Liefergrad. Sie haben ebenfalls ein Modell zur Abbildung eines Verdichters entwickelt, bei dem die Verluste durch eine feste Anzahl von Parametern abgebildet werden. Abgesehen von den betrachteten Ver-

Tabelle 2.4: Vergleich der betrachteten Wärmepumpen- und Komponentenmodelle hinsichtlich des Modelltyps und des Detailgrades.

Quelle	Modelltyp	Betrachtungsrahmen	Detailgrad
AixLib	„black-box“	Gesamtmodell Wärmepumpe	- - -
AixLib	„white-box“	Gesamtmodell Wärmepumpe	- -
Bonilla et al.	„white“box	Komponentenmodell Wärmeübertrager	+++
Brown et al.	„grey-box“	Gesamtmodell Wärmepumpe	+
Byrne et al.	„grey-box“	Komponentenmodell Verdichter	++
Cimmino und Wetter	„grey-box“	Gesamtmodell Wärmepumpe	-
Kinab et al.	„grey-box“	Gesamtmodell Wärmepumpe	+
Navarro et al.	„grey-box“	Komponentenmodell Verdichter	+
Quoilin et al.	„grey-box“	Komponentenmodelle	++

lusten wird eine ideale Zustandsänderung angenommen. Sofern die Parameter nicht bekannt sind, wird eine statistische Fitting-Methode auf Grundlage der Monte Carlo Methode zur Bestimmung der Parameter genutzt. Die Validierung des Modells hat eine Abweichung von maximal 3 % für die Mehrheit der betrachteten Betriebspunkte ergeben. [NGUC07]

Bonilla et al. haben Wärmeübertragermodelle für Verdampfer und Kondensatoren entwickelt und diese in einer Modelica Bibliothek zusammengefasst. Die Modelle basieren auf der Betrachtung von Erhaltungsgleichungen in einem Kontrollvolumen. In diesem Zusammenhang können Zustände unterkühlter Flüssigkeit, überhitzten Dampfes und des Nassdampfgebiets abgebildet werden. Zur Validierung sind die Simulationsergebnisse mit den Ergebnissen eines unabhängig entwickelten Finite-Volumen Modells verglichen worden. In diesem Kontext haben die Ergebnisse eine gute Übereinstimmung erzielt. [BYDC12]

Tabelle 2.4 gibt abschließend einen Überblick über die Komponenten- und Stoffmodelle. Für jedes Modell ist der Modelltyp, der Betrachtungsrahmen sowie der Detailgrad der Modellierung dargestellt. Für den Detailgrad werden sechs Stufen verwendet, wobei die Detaillierung von - - - bis +++ zunimmt.

Die betrachteten Wärmepumpen- und Komponentenmodelle sind im Wesentlichen in der objektorientierten Modellierungssprache Modelica entwickelt worden. Deshalb werden im Folgenden Stoffmodelle betrachtet, die in der auf Modelica basierenden Modellierungs- und Simulationsumgebung Dymola verwendet werden können. Dymola löst Gleichungssysteme ohne Zuordnungsanweisungen, sodass die Reihenfolge der implementierten Gleichungen in einem Modell irrelevant ist. Voraussetzung zur Lösung des Gleichungssystems sind die gleiche Anzahl von zu bestimmen-

den Größen und vorhandene Gleichungen. Dies ist ein wesentlicher Vorteil im Vergleich zu anderen Modellierungs- und Simulationsumgebungen. [Das17]

Neben den Stoffmodellen, die in der Standard-Bibliothek hinterlegt sind, existieren weitere Möglichkeiten zur Darstellung von Stoffeigenschaften. Casella und Richter haben mit der „External Media Library“ (EML) eine Schnittstelle zur einfachen Einbindung von externem Code hinsichtlich Fluideigenschaften in Modelica entwickelt. Bei der Bibliothek handelt es sich um ein Open Source Projekt, dass über die Modelica Website frei verfügbar ist. Eine Schnittstelle zur FluidProp Software und ein integrierter Zugriff auf die Datenbank von CoolProp sind enthalten. [CR08] FluidProp bietet eine Anzahl an frei verfügbaren Kältemitteln und einen lizenzierten Zugriff auf die RefProp Bibliothek [Asi17]. Bei CoolProp handelt es sich um eine C++library, die auch die Modelica Umgebung unterstützt. Es sind Zustands- und Transportgleichungen von reinen Fluiden und Mischungen implementiert. Die Gleichungen basieren auf einer Veröffentlichung von Hermann et al. [HKG09] Außerdem erlaubt CoolProp die vollständige Interaktion mit RefProp. RefProp ist die aktuell meist genutzte Bibliothek im Zusammenhang thermophysischer Eigenschaften in der Industrie und in wissenschaftlichen Anwendungen [Bel17].

Eine weitere in Modelica implementierte Bibliothek zur Berechnung von Fluideigenschaften ist die „Helmholtz Media Library“ (HML). Die fundamentalen Energiegleichungen nach Helmholtz sind die exaktesten Zustandsgleichungen für eine Vielzahl von Fluiden. Aus diesem Grund nutzt die HML diese Gleichungen zur Bestimmung der Fluideigenschaften. Sie sind in allgemeiner Form implementiert worden, sodass weitere Fluide einfach hinzugefügt werden können.

Folgende Fluide sind in der Bibliothek implementiert:

- n-Butan
- Isobutan
- Isopentan
- Propan
- R-134a
- Ethanol

Neben den Zustandsgleichungen sind zusätzliche Gleichungen zur Bestimmung von Sättigungseigenschaften vorhanden, welche die iterativen Prozesse beschleunigen. Abgesehen von diesen Gleichungen ist die HML nicht auf Rechengeschwindigkeit optimiert. [TS12]

Sangi et al. haben das Propan-Modell der HML für bestimmte Temperatur- und Druckbereiche abgeändert, um die Stabilität zu verbessern und die Simulationszeit zu verkürzen. Dabei ist die Nutzung angenäherter Oberflächen anstelle der Zustandsgleichungen zur Berechnung verschiedener Variablen ein wesentlicher Punkt der Anpassung. Vergleiche zwischen den Modellen haben eine

vernachlässigbaren relativen Fehler ergeben. Darüber hinaus sind signifikante Erhöhungen der Simulationsgeschwindigkeit beobachtet worden, sodass der Einsatz für größere Simulationen möglich ist. Als Nachteil ist der eingeschränkte Druck- und Temperaturbereich festzuhalten. [SJK⁺14]

Zur Nutzung der dargestellten Modelle von Wärmepumpen bzw. deren Komponenten ist die Kenntnis einiger Systemparameter nötig. Für die dieser Arbeit zu Grunde liegenden Wärmepumpe sind einige Parameter unbekannt. Vor diesem Hintergrund ist die Anwendung der betrachteten Modelle nicht oder nur eingeschränkt möglich. Daher ist ein neuer Ansatz zur Entwicklung eines Wärmepumpenmodells zu wählen. Die betrachtete Wärmepumpe verwendet R-410A als Arbeitsmittel. Somit wird die EML mit der Schnittstelle zur CoolProp Datenbank zur Berechnung der Fluideigenschaften verwendet.

3 Modellentwicklung und Bewertung

Kapitel 3 beschreibt die Entwicklung des Wärmepumpenmodells. Die Modellierung erfolgt objektorientiert, damit ein einfacher Austausch der Komponenten möglich ist. Das erlaubt außerdem eine Übertragung des Modells auf andere Systeme. In Abschnitt 3.1 wird die Modellierung der Komponenten dargestellt. Im Anschluss erfolgt die Bestimmung der Modellparameter in Abschnitt 3.2. Im weiteren Verlauf zeigt Abschnitt 3.3 Simulationsergebnisse des Gesamtmodells unter Berücksichtigung der bestimmten Parameter. Abschließend erfolgt in Abschnitt 3.4 die Validierung und Bewertung des Modells.

3.1 Modellierung der Komponenten einer Wärmepumpe

Heizlast \dot{Q}_H und Vorlauftemperatur des Heizkreises T_V beschreiben die Zielgrößen einer Wärmepumpe bzw. des Wärmepumpenmodells. Dabei sind Umgebungstemperatur T_u und die aufgenommene Wärme aus der Umgebung \dot{Q}_u Rahmenbedingungen, die den Betriebsbereich definieren. Um die geforderte Heizlast und Vorlauftemperatur zu erreichen, wird dem Verdichter die elektrische Leistung P_{el} zugeführt. Dadurch wird das Temperaturniveau des Kältemittels durch eine Druckerhöhung angehoben. Somit kann im Kondensator die Wärme an den Heizkreis abgegeben werden. Der Kreisprozess wird durch vier Zustände vereinfacht abgebildet. Diese beschreiben die Eigenschaften des Kältemittels zwischen den Komponenten und sind entsprechend Abbildung 2.1 in Abschnitt 2.1.1 definiert. Hierbei findet der Grundsatz der Modellierung Anwendung, nach dem ein Modell so komplex wie nötig und so einfach wie möglich aufgebaut sein soll [Mar12]. Dadurch wird eine reduzierte Anzahl an Modellparametern angestrebt, wodurch die Kalibrierung des Modells erleichtert werden soll. Darüber hinaus wird die Anzahl der zu berechnenden thermodynamischen Eigenschaften des Kältemittels reduziert, um eine geringe Rechenzeit zu erzielen. Insbesondere durch Anforderungen an Echtzeitfähigkeit, beispielsweise in einem „Hardware in the Loop“ Prüfstand, der am Lehrstuhl ein entscheidendes Entwicklungswerkzeug ist, ist eine möglichst geringe Rechenzeit erforderlich. [CW17]

Abbildung 3.1 zeigt die Anordnung der Komponenten im Kontext des Gesamtmodells. Die Umgebungstemperatur T_u wird im Modell des Verdampfers zur Bestimmung der Kältemiteleigenschaften am Verdampferaustritt genutzt. Die Eigenschaften am Austritt werden als Zustand 1 bezeichnet. Es erfolgt die Übergabe einiger Zustandsgrößen an das Verdichtermodell und mithilfe der zugeführten elektrischen Leistung P_{el} und der Drehzahl n_V des Verdichters wird die Zustandsänderung

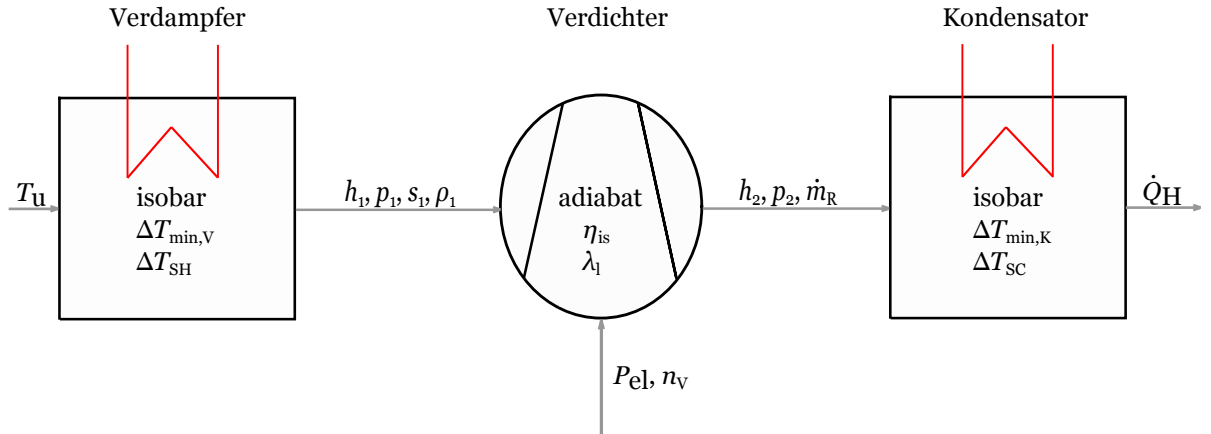


Abbildung 3.1: Schematischer Aufbau des Wärmepumpenmodells zur Darstellung der Interaktion zwischen den Komponentenmodellen.

des Fluids bestimmt. Damit ist Zustand 2 definiert, von dem das Kondensatormodell eine Auswahl an Zustandsgrößen zur Berechnung der Heizleistung \dot{Q}_H nutzt. Zur Bestimmung der Kältemiteleiigenschaften werden Energiebilanzen um die Systemkomponenten gebildet. Der allgemeine Fall der Energiebilanz für einen Stoffstrom in einem offenen Systems ist unter Vernachlässigung der äußeren Energien wie folgt definiert:

$$\frac{dU}{d\tau} = \dot{m}_{\text{ein}}(\tau) \cdot h_{\text{ein}}(\tau) - \dot{m}_{\text{aus}}(\tau) \cdot h_{\text{aus}}(\tau) + \dot{Q}(\tau) + \dot{W}(\tau) \quad (3.1)$$

Gleichung 3.1 beschreibt die Änderung der inneren Energie dU nach der Zeit $d\tau$ in Abhängigkeit von Wärmeströmen $\dot{Q}(\tau)$, technischer Arbeit $\dot{W}(\tau)$ und Enthalpieströmen über die Bilanzgrenze. Der eintretende Massenstrom $\dot{m}_{\text{ein}}(\tau)$ und die spezifische Enthalpie $h_{\text{ein}}(\tau)$ geben den Enthalpiestrom in den Bilanzraum wieder. Dementsprechend ist durch $\dot{m}_{\text{aus}}(\tau)$ und $h_{\text{aus}}(\tau)$ der austretende Enthalpiestrom definiert. Zur Bestimmung von Wärmeströmen \dot{Q}_H in einem Betriebspunkt bei konstanter Temperatur der Umgebung wird der allgemeine Fall der Energiebilanz zu einem stationären Fließprozess vereinfacht. Alle Größen sind unabhängig von der Zeit. Ein- und austretende Massenströme über die Bilanzgrenze sind gleich, sofern keine Leckage vorliegt. Die innere Energie des Systems ist konstant, sodass die Systemdynamik vernachlässigt wird. Dessen Änderung wird bei einem Wechsel des Betriebspunktes oder Veränderung der Umgebungstemperatur relevant und müssen in späteren Entwicklungsschritten des Modells berücksichtigt werden. Somit ergibt die Energiebilanz folgenden Zusammenhang:

$$\dot{Q}_H = \dot{m} \cdot \Delta h \quad (3.2)$$

In Gleichung 3.2 beschreibt Δh die Enthalpiedifferenz zwischen zwei Zuständen des Stoffstroms. \dot{m} gibt den Massenstrom des Arbeitsmittels wieder.

Die spezifische Enthalpiedifferenz Δh kann unter der Annahme idealer Gase durch die Temperaturdifferenz ΔT zwischen Eintritt und Austritt des Bilanzraums und die konstante spezifische isobare Wärmekapazität c_p dargestellt werden. Allerdings ist die spezifische isobare Wärmekapazität bei Realgasverhalten nicht konstant, sondern

$$c_p = f(T, p) \quad (3.3)$$

entsprechend Gleichung 3.3 eine Funktion der Temperatur T und des Drucks p des Stoffstroms. Aus diesem Grund führt die Annahme konstanter spezifischer isobarer Wärmekapazität zu nicht vernachlässigbaren Abweichungen. Um hohe Genauigkeit zu erzielen, werden die Energiebilanzen im gesamten Modell mit der spezifischen Enthalpie h der Zustände berechnet.

Darüber hinaus wird das Volumen der Rohre zwischen den Komponenten vernachlässigt, sodass der Massenstrom \dot{m} in allen Komponenten gleich ist. Auch Verluste innerhalb der Rohre werden zunächst vernachlässigt. Zur detaillierten Beschreibung der Komponentenmodellierung erfolgt im weiteren Verlauf eine gesonderte Betrachtung entsprechend einer objektorientierten Sichtweise. Dabei werden die Komponenten in der Reihenfolge betrachtet, in der die berechneten Zustände und Größen weitergegeben werden. Demnach wird zuerst der Verdampfer beschrieben. Im Anschluss folgt der Verdichter, dann der Kondensator. Abschließend wird das Expansionsventil diskutiert.

3.1.1 Verdampfer

Im Modell des Verdampfers wird mithilfe der Umgebungstemperatur Zustand 1 des Kältemittelkreislaufts bestimmt. Nach DIN EN 14511 erfolgt die Testung von Luft-Wasser-Wärmepumpen bei Umgebungstemperaturen zwischen -15°C und 12°C . [Deu13a] In diesem Temperaturbereich gilt bei Verwendung des Kältemittels R-410A folgender Zusammenhang:

$$c_{p,L}^g > c_{p,R}^g \quad (3.4)$$

Die spezifische isobare Wärmekapazität der Luft $c_{p,L}^g$ ist größer als die spezifische Wärmekapazität des Kältemittels $c_{p,R}^g$. Des Weiteren beträgt der Durchmesser der Kältemittelleitungen 16 mm, während der Verdampfer über Abmessungen von 500x600 mm verfügt. Daher wird angenommen, dass der Massenstrom der Umgebungsluft \dot{m}_L durch den Verdampfer größer ist, als der Massenstrom des Kältemittels \dot{m}_R . Diese Annahme ist im weiteren Verlauf zu überprüfen. Wärmekapazitätsströme sind als Produkt aus Massenstrom \dot{m} und spezifischer Wärmekapazität c_p definiert. Folglich ist der Wärmekapazitätsstrom der Luft $\dot{m}_L \cdot c_{p,L}^g$ größer als der Wärmekapazitätsstrom des Kältemittels $\dot{m}_R \cdot c_{p,R}^g$.

Daraus folgt der in Abbildung 3.2 dargestellte qualitative Verlauf des Enthalpiestroms in Abhängig-

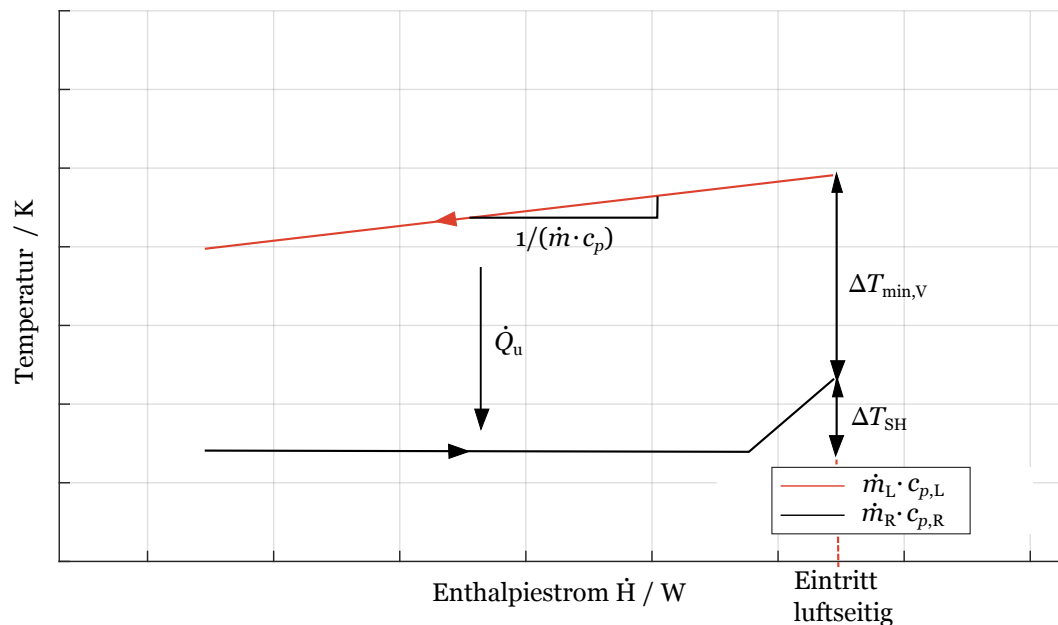


Abbildung 3.2: Bestimmung des Pinch-Punktes im Verdampfer anhand des T - \dot{H} -Diagramms.

keit der Temperaturdifferenz für die Wärmeübertragung im Verdampfer. Die obere Kurve beschreibt den Temperaturverlauf der Umgebungsluft. Die untere Kurve stellt den Temperaturverlauf des Kältemittels im Verdampfer dar. Der Wärmestrom \dot{Q}_u wird von der Umgebungsluft an das Kältemittel übertragen. Der Verdampfer ist als Kreuzstrom-Wärmeübertrager ausgeführt. Der Kältemittelstrom wird im Verdampfer auf mehrere Rohrleitung aufgeteilt, die von einem Luftstrom gekreuzt werden. Demnach resultiert eine heterogene Temperaturverteilung des Kältemittels zwischen den Rohrleitungen im Verdampfer. Nichtsdestotrotz werden die Rohrleitungen am Austritt des Verdichters zu einem zusammengeführt, sodass das Kältemittel durchmischt wird. Deshalb wird nach Austritt des Verdampfers eine homogene Temperaturverteilung des Kältemittels angenommen. Aus diesem Grund erfolgt die Darstellung in Abbildung 3.2 bzw. die Modellierung der Verdampfung mit einem gegenläufiger Temperaturverlauf der Stoffströme.

Die Steigung der Kurven ist durch den Kehrwert der Wärmekapazitätsströme $1/(\dot{m} \cdot c_p)$ im T - \dot{H} -Diagramm bestimmt. Demnach ist die Steigung der unteren Kurve bei der Überhitzung größer als die Steigung der oberen Kurve. Im Nassdampfgebiet des Kältemittels gilt $c_{p,R,PW} \rightarrow \infty$ [Bar15]. Somit beträgt die Steigung der unteren Kurve bei der Verdampfung des Kältemittels $1/(\dot{m}_R \cdot c_{p,R,PW}) = 0$. Unter diesen Voraussetzungen wird die Pinch-Temperatur, bei der die minimale Temperaturdifferenz zwischen den Stoffströmen vorliegt, luftseitig am Eintritt des Verdampfers angenommen. Für einen vollständigen Temperatúrausgleich zwischen den Stoffströmen muss die Fläche des Wärmeüber-

tragers sehr groß sein. In Abhängigkeit der Fläche stellt sich eine minimale Temperaturdifferenz $\Delta T_{\min,V}$ im Verdampfer ein. An dieser Stelle wird $\Delta T_{\min,V} = 10 \text{ K}$ gewählt, weil die Fläche des Verdampfers durch die Abmessungen der Wärmepumpe eingeschränkt ist. Diese Annahme muss experimentell überprüft werden. Für die Temperatur T_1 des Kältemittels am Austritt des Verdampfers ergibt sich folgender Zusammenhang in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur T_u und $\Delta T_{\min,V}$:

$$T_1 = T_u - \Delta T_{\min,V} \quad (3.5)$$

In der Regel werden Kältemittel im Verdampfer überhitzt, um den Verdichter vor der Kondensation einzelner Tropfen zu schützen. Deshalb soll Überhitzung in dem Modell des Verdampfers implementiert werden. Diese wird in Form der Temperaturdifferenz ΔT_{SH} berücksichtigt. Aus experimentellen Daten einer Wärmepumpe geht eine Überhitzung des Kältemittels von 1 K hervor. Dieser Wert wird im Modell verwendet. Mit ΔT_{SH} wird die Kältemitteltemperatur bestimmt, bei der das Kältemittel vollständig verdampft ist:

$$T_1^* = T_1 - \Delta T_{SH} \quad (3.6)$$

T_1^* stellt die Temperatur im Sättigungszustand dar. Dieser Zustand befindet sich auf der Taulinie des Kältemittels. Im Nassdampfgebiet gilt für azeotrope Gemische bei $T = \text{konstant}$, dass der Druck p konstant ist. Somit ist der Druck $p = f(T)$ eine Funktion der Temperatur T . Bei zeotropen Gemischen haben die Komponenten unterschiedliche Siedepunkte. Dies führt dazu, dass der Druck $p = f(T, x)$ eine Funktion der Temperatur und des Dampfgehalts x ist. R-410A ist quasi-azeotrop, da $dT_{\text{Gleit}} < 0,2 \text{ K}$. Deshalb werden zeotrope Gemische im Rahmen der Modellierung nicht betrachtet. Das verwendete Stoffmodell verfügt über Funktionen, die in Abhängigkeit der Temperatur auf der Tau- bzw. Siedelinie die Eigenschaften des Kältemittels im Sättigungszustand bestimmen. In diesem Zusammenhang wird der Sättigungsdruck p_{sat} nach folgendem Zusammenhang bestimmt:

$$p_{\text{sat}} = f(T_1^*) \quad (3.7)$$

In der Realität entstehen innerhalb des Verdampfers Strömungsverluste in den Rohren. Herstellerangaben zufolge liegen die Druckverluste in der Größenordnung von $\Delta p < 8 \text{ mbar}$. [Wal17] In der Wärmepumpe wird in Abhängigkeit des Betriebspunktes ein Betriebsdruck von maximal 41,5 bar erreicht, der durch eine zur Betriebssicherheit installierte Hochdruckabschaltung begrenzt ist. Dabei werden Druckverhältnisse von maximal $p_2/p_1 \approx 9$ erreicht. Im Verdampfer liegt der minimale Druck bei $T_u = 258,15 \text{ K}$ vor und beträgt $p_{1,\min} = 3,18 \text{ bar}$. Bei diesem Druck entsprechen 8 mbar einem Verlust von weniger als 0,3 %. Demzufolge wird angenommen, dass die Druckverluste in den Wärmeübertragern $\Delta p_{WÜ}$ zu vernachlässigen sind. Für den Druck p_1 des Kältemittels am Austritt des Verdampfers folgt:

$$p_1 = p_{\text{sat}} \quad (3.8)$$

Tabelle 3.1: Zustandsgrößen am Verdampferaustritt zur Übergabe an das Verdichtermodell.

Größe	Einheit	Beschreibung
h_1	J/kg	spezifische Enthalpie
p_1	Pa	Druck
s_1	J/(kg·K)	spezifische Entropie
ρ_1	kg/m ³	Dichte

Die Eigenschaften p_1 und T_1 bestimmen den Zustand des Kältemittels am Verdampferaustritt vollständig. Zur Bestimmung des Zustandes wird die „setState-Funktion“ des Stoffmodells verwendet, welche die Eigenschaften in Abhängigkeit zweier Zustandsgrößen, in diesem Fall p_1 und T_1 , bestimmt. Folgende Stoffeigenschaften von Zustand 1 werden an das Komponentenmodell des Verdichters übergeben: Die Größen aus Tabelle 3.1 dienen zur Bestimmung von Zustand 2, der im Verdichtermodell bestimmt wird. Nachstehend folgt die Modellierung des Verdichters.

3.1.2 Verdichter

Das Verdichtermodell soll die Zustandsänderung des Kältemittels im Verdichter wiedergeben. Der Zustand am Eintritt des Verdichters liegt zu dessen Schutz im Gebiet des überhitzten Dampfes. Im Verdichter werden Druck und Temperatur erhöht, sodass der Kältemittelmassenstrom am Austritt auch als überhitzter Dampf vorliegt. Aus diesem Grund wird zur Beschreibung der Zustandsänderung ideales Gasverhalten vorausgesetzt. Die Berechnung erfolgt unter Realgasverhalten anhand der Stoffmodelle. Insbesondere bei hohen Drücken ist ideales Gasverhalten nicht mehr gerechtfertigt, weil hinreichend kleine Dichten eine Voraussetzung für das ideale Verhalten darstellen. Weiterhin werden Wärmeverluste im Verdichter vernachlässigt, die Verdichtung erfolgt adiabatisch. Die Fundamentalgleichung liefert für die Beziehung zwischen den Zustandsgrößen folgenden Zusammenhang unter Vernachlässigung des chemischen Potentials, das bei der Betrachtung von Reinstoffen nicht berücksichtigt werden muss [Luc08]:

$$d(H - p \cdot V) = T \cdot dS - p \cdot dV \quad (3.9)$$

Gleichung 3.9 beschreibt die Änderung der inneren Energie $dU = d(H - p \cdot V)$ in Abhängigkeit der Änderung der Entropie dS bei Temperatur T und der Änderung des Volumens dV bei Druck p . Weitere Umformung und Betrachtung spezifischer Größen führt auf:

$$dh = v \cdot dp + T \cdot ds \quad (3.10)$$

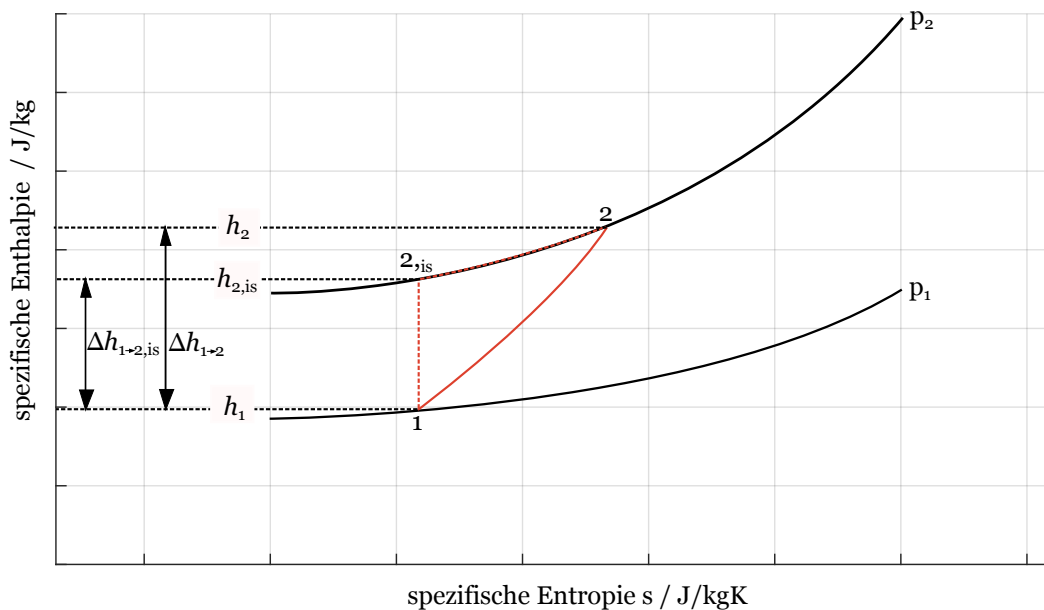


Abbildung 3.3: h - s -Diagramm zur Beschreibung der Zustandsänderung eines Arbeitsmittels im Verdichter.

dh beschreibt die Änderung der spezifischen Enthalpie, dp die Änderung des Drucks, ds die Änderung der spezifischen Entropie und v das spezifische Volumen. Gleichung 3.10 zeigt, dass die Zustandsänderung in zwei Teile aufgeteilt werden kann. Zur Veranschaulichung wird die Darstellung in einem h - s -Diagramm herangezogen. Abbildung 3.3 zeigt qualitativ die Zustandsänderung des Verdichters. In dem Diagramm sind zwei Druckniveaus dargestellt, die den Druck am Verdichtereintritt p_1 und den Druck am Verdichteraustritt p_2 wiedergeben. Die Änderung der spezifischen Enthalpie $dh_{1 \rightarrow 2}$ zwischen den Zuständen 1 und 2 gibt die dem Kältemittelstrom zugeführte spezifische Arbeit im Verdichter wieder. Die Kurve zwischen Zustandspunkt 1 und 2 stellt die polytrophe Zustandsänderung dar. Diese lässt sich entsprechend Gleichung 3.10 in eine reversible Kompression und eine isobare Temperaturerhöhung aufteilen. Das Kältemittel erfährt zunächst eine isentrope Druckerhöhung von p_1 nach p_2 . Dabei wird die spezifische Enthalpie von h_1 auf $h_{2, is}$ erhöht. In diesem Fall wird die komplette zugeführte spezifische Arbeit zur Verdichtung genutzt. Somit gibt $h_{2, is}$ die spezifische Enthalpie des Kältemittels nach der Verdichtung für den idealisierten Fall wieder. Allerdings erfährt das Kältemittel in der Realität eine Temperaturerhöhung bei konstantem Druck. Dieser Verlauf wird entlang der Isobaren von p_2 zwischen den Zustandspunkten bei $h_{2, is}$ und h_2 dargestellt. Das Verhältnis zwischen isentroper und realer Zustandsänderung wird als isentroper

Wirkungsgrad bezeichnet.

$$\eta_{\text{is}} = \frac{dh_{1 \rightarrow 2, \text{is}}}{dh_{1 \rightarrow 2}} = \frac{h_{2, \text{is}} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.11)$$

In Gleichung 3.11 wird der Zusammenhang für den isentrope Wirkungsgrad dargestellt. Er ist ein Modellierungswerkzeug, zur Abbildung einer realen Zustandsänderung in einem Verdichter. Allerdings ist der isentrope Wirkungsgrad $\eta_{\text{is}} = f(n_V, T, \Pi, \Delta h)$ eine Funktion der Verdichterdrehzahl n_V , der Temperatur T , des Druckverhältnisses Π und der spezifischen Enthalpiedifferenz Δh . Daher ist die Bestimmung dieser Größen auf Basis physikalischer Zusammenhänge sehr komplex. Aus diesem Grund wird der isentrope Wirkungsgrad im Verdichtermodell als Modellparameter berücksichtigt. In Abschnitt 3.2.1 erfolgt die Entwicklung eines Verfahrens zur Bestimmung der Modellparameter anhand von experimentellen Daten.

Dem Verdichtermodell werden folgende Eingangsgrößen zur Berechnung des Zustandes am Austritt bereitgestellt:

Tabelle 3.2: Eingangsgrößen des Verdichtermodells zur Berechnung der Zustandsänderung im Verdichter.

Größe	Einheit	Beschreibung
h_1	J/kg	spezifische Enthalpie
n_V	1/s	Drehzahl Verdichter
p_1	Pa	Druck
P_{el}	W	elektrische Leistung
s_1	J/(kg·K)	spezifische Entropie
ρ_1	kg/m ³	Dichte

Tabelle 3.2 beinhaltet neben den Zustandsgrößen h_1 , p_1 , s_1 und ρ_1 aus dem Verdampfermodell die Drehzahl des Verdichters n_V und die dem Verdichter zugeführte elektrische Leistung P_{el} . Die beiden Größen sind Eingangsgrößen des Gesamtmodells. Durch die Kenntnis der Verdichterdrehzahl reduziert sich die Anzahl zu bestimmender Größen. Dies führt zu einem reduzierten Modellierungsaufwand. Für den Fall, dass die Verdichterdrehzahl unbekannt ist, muss zur Bestimmung des Betriebspunktes zusätzlich der relevante Drehzahlbereich ausgewertet werden.

Im Verdichtermodell wird eine Energiebilanz um den Verdichter betrachtet, welche durch die Gleichung 3.12 beschrieben wird.

$$P_{\text{el}} \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{el}} = \dot{m}_R \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.12)$$

In der Bilanz treten die elektrische Leistung des Verdichters P_{el} sowie die Enthalpieströme des Kältemittels an Ein- und Austritt des Verdichters auf. Enthalpieströme werden in diesem Zusammenhang durch den Kältemittelmassenstrom \dot{m}_R und die jeweiligen spezifischen Enthalpien an Eintritt h_1 und Austritt h_2 dargestellt. Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} und mechanischer Wirkungsgrad η_m berücksichtigen die Verluste, die bei der Umwandlung von elektrischer Energie in thermische Energie im Verdichter auftreten. Elektrische und mechanische Verluste sind gering [Deu14][Bou37], sodass dessen Wirkungsgrade $\eta_{el} = \eta_m = 1$ gesetzt werden.

Gleichung 3.12 bestimmt die Enthalpie des Kältemittels h_2 am Verdichteraustritt. Dafür muss der Massenstrom des Kältemittels durch den Verdichter bekannt sein. Um den Massenstrom zu bestimmen, erfolgt eine Bilanzierung der Masse im Verdichter. Die betrachtete Wärmepumpe verfügt über einen Rollkolbenverdichter [Sia16]. In Abbildung 3.4 ist der schematische Aufbau eines Rollkolbenverdichters dargestellt.

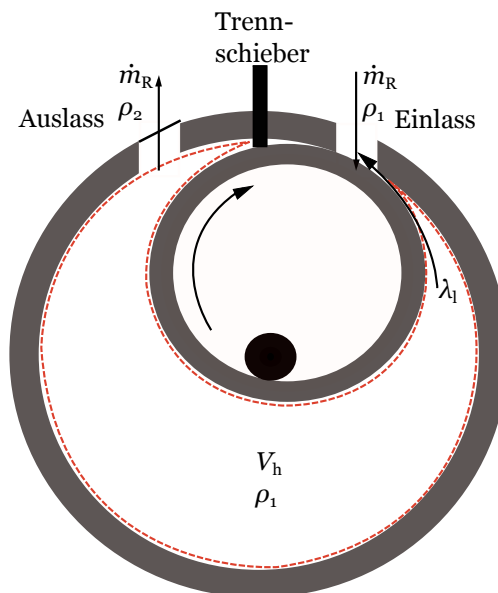


Abbildung 3.4: Schematische Bilanzierung der Masse innerhalb des Rollkolbenverdichters unter Zuhilfenahme dessen systematischer Darstellung.

Rollkolbenverdichter bestehen aus einem Gehäuse, dem exzentrisch gelagerten Kolben und einem Trennschieber, der durch eine Feder gegen den Kolben gedrückt wird. Der Kolben rotiert im Uhrzeigersinn entlang der Gehäusewand. Dabei wird auf der rechten Seite des Trennschiebers das Gas über den Einlass angesaugt. Auf der linken Seite des Trennschiebers erfolgt die Verdichtung. Übersteigt der Druck in diesem Bereich den Druck hinter dem Auslassventil, wird es geöffnet und das komprimierte Gas ausgeschoben. In der Abbildung befindet sich der Kolben kurz vor der Position „Einlass schließt“. Es wird angenommen, dass in dieser Position die Dichte des Gases im Verdichter

ρ_V der Dichte am Eintritt ρ_1 entspricht und im Verdichter das gesamte Hubvolumen V_h zur Verfügung steht. [Pis15] Unter diesen Annahmen ergibt sich für den Kältemittelmassenstrom mithilfe der Kontinuitätsgleichung:

$$\dot{m}_R = \rho_V \cdot V_h \cdot n_V \cdot \lambda_1 \quad (3.13)$$

Das Hubvolumen V_h wird dem Datenblatt des Herstellers entnommen und beträgt $V_h = 13 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$ [Sia16]. Eine exakte Auslegung von Rollkolben und Gehäuse ist schwierig. Aus diesem Grund existiert zwischen diesen Komponenten ein kleiner Spalt, der unter anderem durch Toleranzen und Rauheiten zu Stande kommt. In diesem Spalt kann es während der Verdichtung zu Verlusten des Massenstroms kommen. In der Massenbilanz werden diese Verluste durch den Liefergrad λ_1 berücksichtigt.

$$\lambda_1 = \frac{\dot{m}_R}{\dot{m}_{R,\text{theo}}} \quad (3.14)$$

Er beschreibt das Verhältnis zwischen realem Massenstrom \dot{m}_R und theoretisch möglichem Massenstrom $\dot{m}_{R,\text{theo}}$ durch den Verdichter. Im Allgemeinen ist der Liefergrad nicht konstant. Allerdings ist der Spalt zwischen Gehäuse und Rollkolben sehr klein. Darüber hinaus befinden sich Schmierstoffe in dem Spalt. Aus diesem Grund werden Verluste des Massenstroms vernachlässigt. Der Liefergrad wird mit $\lambda_1 = 1$ zunächst konstant angenommen.

Entsprechend Gleichung 3.12 kann die spezifische Enthalpie h_2 am Verdichteraustritt berechnet werden. Um den Zustand des Kältemittels am Austritt des Verdichters eindeutig zu bestimmen, ist eine weitere Zustandsgröße nötig. Zu diesem Zweck wird die isentrope Zustandsänderung betrachtet. Wie in Abbildung 3.3 gezeigt, wird die Zustandsänderung in eine isentrope Kompression und eine isobare Erwärmung aufgeteilt. Dementsprechend gilt für die Drücke $p_{2,\text{is}}$ des isentropen und p_2 des realen Zustandes:

$$p_2 = p_{2,\text{is}} \quad (3.15)$$

Die spezifische Enthalpie $h_{2,\text{is}}$ nach isentroper Verdichtung wird nach Gleichung 3.11 über den isentropen Wirkungsgrad ermittelt. Für die spezifische Entropie $s_{2,\text{is}}$ gilt entsprechend der Annahmen $s_{2,\text{is}} = s_1$. Zustand 2_{is} ist definiert und der Druck p_2 kann mithilfe des Stoffmodells bestimmt werden. Im letzten Schritt ist Zustand 2 mithilfe von p_2 und h_2 über das Stoffmodell zu berechnen. Sowohl eine Auswahl von Zustandsgrößen aus Zustand 2 als auch der Massenstrom \dot{m}_R des Kältemittels werden dem Kondensatormodell übergeben.

3.1.3 Kondensator

Kondensatoren in Wärmepumpen sind in der Regel Gegenstrom-Wärmeübertrager, weil diese über eine einfache und effektive Ausführung verfügen. Dadurch ergibt sich ein gegenläufiger Temperaturverlauf für die Stoffströme des Kältemittelkreislaufs und des Heizkreislaufs. In Abbildung 3.5 sind

die qualitativen Temperaturverläufe in einem T - \dot{H} -Diagramm dargestellt.

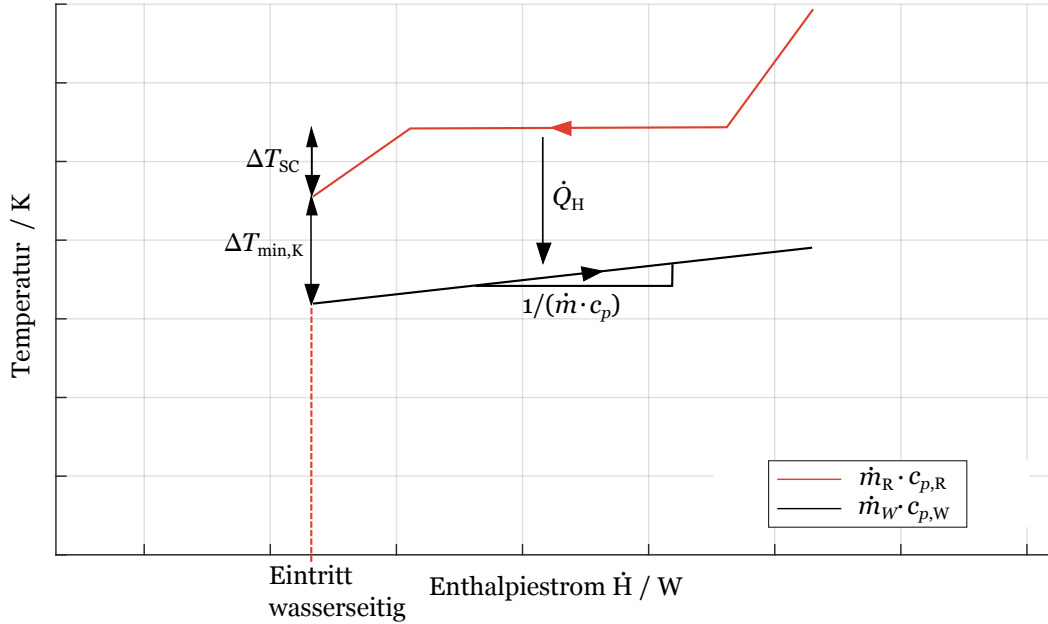


Abbildung 3.5: Feststellung des Pinch-Punktes im Kondensator unter Zuhilfenahme des T - \dot{H} -Diagramms.

Die obere Kurve zeigt den Temperaturverlauf des Kältemittels. Es wird bis zum Zustand gesättigten Dampfes abgekühlt, kondensiert im Nassdampfgebiet und wird im betrachteten Fall um eine definierte Temperaturdifferenz unterkühlt. Im Allgemeinen ist die spezifische Wärmekapazität eines Gases kleiner als die einer Flüssigkeit. Daher ist die spezifische Wärmekapazität des Kältemittels im Zustand überhitzten Dampfes $c_{p,R}^g$ kleiner als im Zustand unterkühlter Flüssigkeit $c_{p,R}^fl$. Darüber hinaus ist der Massenstrom \dot{m}_R des Kältemittels während der Zustandsänderung im Kondensator konstant, sodass der Wärmekapazitätsstrom der unterkühlten Flüssigkeit im Vergleich zum überhitzten Dampf größer ist. Da die Steigung im T - \dot{H} -Diagramm dem Kehrwert der Wärmekapazitätsströme entspricht, ist die Steigung des überhitzten Dampfes größer als die der unterkühlten Flüssigkeit. Im Nassdampfgebiet des Kältemittels gilt $c_{p,R,PW} \rightarrow \infty$ [Bar15]. Somit beträgt die Steigung der oberen Kurve im Bereich der Kondensation des Kältemittels $1/(\dot{m}_R \cdot c_{p,R,PW}) = 0$.

Auch die spezifische Wärmekapazität des Wasserstroms $c_{p,W}^fl$ im Heizkreislauf ist größer als die des Kältemittelstroms $c_{p,R}^g$,

$$c_{p,W}^fl > c_{p,R}^g \quad (3.16)$$

Die Leitungen des Heizkreises haben einen größeren Durchmesser als die Leitungen des Kältemit-

tels. Aus diesem Grund erfolgt die Annahme, dass der Wassermassenstrom \dot{m}_W größer ist als der Kältemittelmassenstrom \dot{m}_R . Somit ist der Wärmekapazitätsstrom des Wassers im Vergleich zum Kältemittel größer und die Steigung des Wasserstroms in Abbildung 3.5 kleiner. Unter diesen Voraussetzungen lässt sich ableiten, dass die Pinch-Temperatur, bei der die minimale Temperaturdifferenz $\Delta T_{\min,K}$ im Kondensator vorliegt, wasserseitig am Eintritt liegt.

Das Modell des Kondensators soll zur Berechnung der abgeführten Wärme genutzt werden. Die abgeführte Wärme $\dot{Q}_{K,ab}$ setzt sich wie folgt zusammen:

$$\dot{Q}_{K,ab} = \dot{Q}_H + \dot{Q}_{\text{Verlust}} \quad (3.17)$$

Neben dem Wärmestrom \dot{Q}_H , der an den Heizkreislauf übertragen wird, treten auch im Kondensator Wärmeverluste \dot{Q}_{Verlust} an die Umgebung auf. In der zu modellierenden Wärmepumpe ist der Kondensator isoliert. Daher werden dessen Wärmeverluste vernachlässigt.[CW17] Demnach entspricht der abgeführte Wärmestrom im Kondensator dem Wärmestrom, der an den Heizkreislauf übertragen wird. \dot{Q}_H wird mit Gleichung 3.18 berechnet.

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_R \cdot (h_2 - h_3) \quad (3.18)$$

Dabei handelt es sich um eine Energiebilanz um den Kältemittelstrom im Kondensator. \dot{m}_R ist der Kältemittelmassenstrom durch den Kondensator. h_2 beschreibt die spezifische Enthalpie des Kältemittels am Eintritt des Kondensators und h_3 beschreibt die spezifische Enthalpie am Kondensatoraustritt. Für die Berechnung der Energiebilanz werden die in Tabelle 3.3 folgenden Größen durch das Verdichtermodell bereitgestellt:

Tabelle 3.3: Zustandsgrößen am Verdampferaustritt zur Übergabe an das Verdichtermodell.

Größe	Einheit	Beschreibung
h_2	J/kg	spezifische Enthalpie
\dot{m}_R	kg/s	Kältemittelmassenstrom
p_2	Pa	Druck

Dabei handelt es sich um den Massenstrom des Kältemittels \dot{m}_R sowie die spezifische Enthalpie h_2 und den Druck p_2 am Verdichteraustritt.

Die spezifische Enthalpie im Zustand 3 wird mithilfe des Drucks p_2 am Verdichteraustritt bestimmt. Wie in Abschnitt 3.1.1 angenommen, werden die Druckverluste in den Wärmeübertragern vernachlässigt. Dies hat zur Folge, dass der Druck p_3 am Austritt des Kondensators dem Druck am Kondensatoraustritt entspricht.

satoreintritt entspricht. Eine Betriebsstrategie zur Effizienzsteigerung ist die Unterkühlung. Daher wird sie in der Modellierung des Kondensators vorgesehen. Untersuchungen an einem bestehenden System haben eine Unterkühlung von $\Delta T_{SC} = 8 \text{ K}$ ergeben, weshalb dieser Wert im Modell verwendet wird. Der Zustand des Kältemittels am Austritt des Kondensators befindet sich im $\log-p-h$ -Diagramm auf der linken Seite der Siedelinie. Für den relevanten Druckbereich werden die Temperaturen T_3^* bestimmt, die sich ohne Unterkühlung und bei vollständiger Kondensation am Austritt ergeben.

$$T_3^* = T_{\text{sat}}(p_2) \quad (3.19)$$

Dieser Zustand befindet sich auf der Siedelinie, sodass die Temperatur der Sättigungstemperatur T_{sat} für den jeweiligen Druck am Austritt des Kondensator entspricht. In Intervallen von 0,01 bar werden im relevanten Druckbereich die Sättigungstemperaturen bestimmt. Die Temperatur T_3 wird nach Gleichung 3.20 bestimmt.

$$T_3 = T_3^* - \Delta T_{SC} \quad (3.20)$$

Dabei handelt es sich um die Differenz aus Sättigungstemperatur T_3^* und dem Wert der Unterkühlung ΔT_{SC} . Für die Unterkühlung wird $T_{SC} = 8 \text{ K}$ angenommen. Temperatur T_3 und Druck p_3 definieren den Zustand 3 des Kältemittels am Kondensatoraustritt eindeutig. Damit wird unter Verwendung des Stoffmodells die spezifische Enthalpie des Zustands h_3 bestimmt. Die Wertepaare von Druck und spezifischer Enthalpie für Zustand 3 werden im Modell als Tabelle hinterlegt, sodass die spezifische Enthalpie direkt aus dem Druck bestimmt wird. Abbildung 3.6 zeigt die Wertepaare von Druck und spezifischer Enthalpie für das Kältemittel R-410A. Mit steigendem Druck nimmt die spezifische Enthalpie h_3 zu. Das entspricht dem Verlauf der Siedelinie im Druck-Enthalpie-Diagramm. Der berücksichtigte Druckbereich erstreckt sich von 1 bar bis 41,5 bar, da für R-410A im betrachteten Temperaturbereich keine Unterdruckanwendung vorliegt. Die untere Grenze wird durch die Auslegungstemperatur der Wärmepumpe festgelegt, in diesem Fall -15°C . Bei einem Druck von 41,5 bar wird die Wärmepumpe aus Sicherheitsgründen abgeschaltet. Aus diesem Grund wird der Wert als obere Grenze des Druckbereichs angenommen.

Nach der Bestimmung von h_3 wird unter Voraussetzung der getroffenen Annahmen mithilfe von Gleichung 3.18 die Heizleistung der Wärmepumpe im vorliegenden Betriebspunkt berechnet.

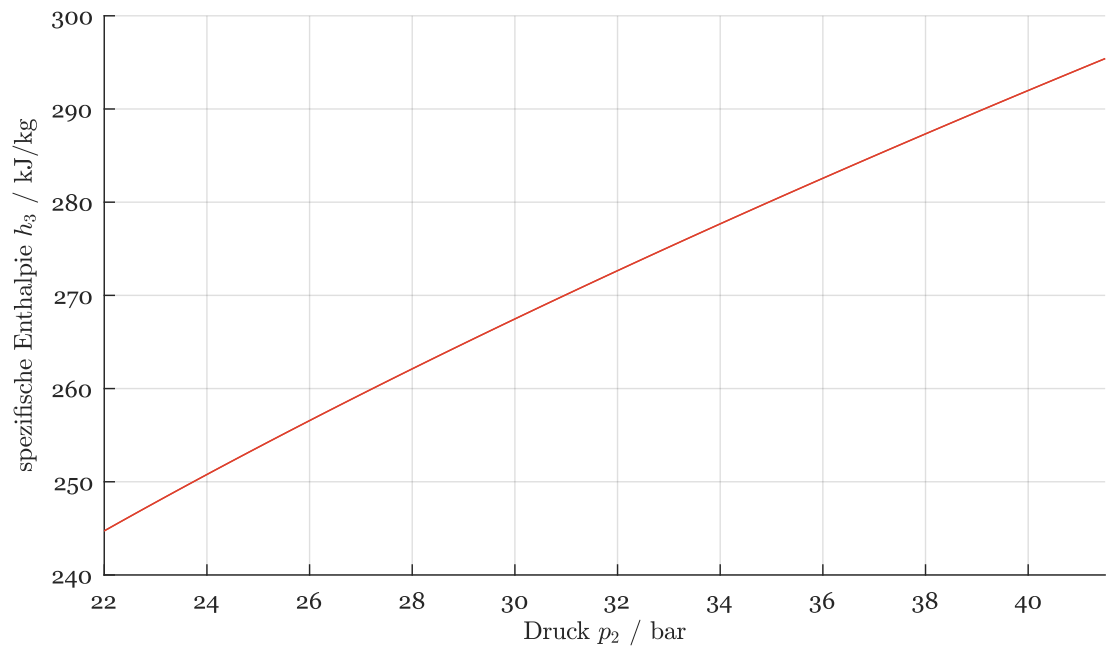


Abbildung 3.6: Spezifische Enthalpie am Kondensatoraustritt in Abhängigkeit des Drucks bei einer Unterkühlung von $\Delta T_{SC} = 8$ K.

3.1.4 Expansionsventil

Für das Expansionsventil wird eine isenthalpe Entspannung zum Erreichen des unteren Druckniveaus angenommen [CW17]. Allerdings wird der Druck im Verdampfer durch das Verdampfermodell in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur T_u bestimmt. Die Überhitzung, welche mithilfe des Expansionsventils geregelt wird, ist im Verdampfermodell enthalten und wird als Parameter vorgegeben. Dafür wird angenommen, dass der Verdampfer die Wärme zur Überhitzung bereitstellen kann. Unter diesen Voraussetzungen ist ein Komponentenmodell des Expansionsventils zur Abbildung einzelner Betriebspunkte der Wärmepumpe nicht notwendig. [CW17]

Das Gesamtmodell der Wärmepumpe soll die Heizleistung der Wärmepumpe wiedergeben. Dafür ist die Bestimmung einzelner Modellparameter notwendig. Auf diesen Aspekt wird in Abschnitt 3.2 eingegangen.

3.2 Bestimmung der Modellparameter

Überhitzung und Unterkühlung stellen Regelgrößen des Systems dar. Die Werte werden dem System vorgegeben und sollen von diesem eingehalten werden. Die minimalen Temperaturdifferenzen, die

in Wärmeübertragern zwischen heißen und kalten Stoffströmen auftreten, sind von der Komponentengröße abhängig. Je größer ein Wärmeübertrager, desto kleiner die minimale Temperaturdifferenz [Bar15]. In dem vorliegenden Modell werden konstante Werte für die minimalen Temperaturdifferenzen angenommen.

Des Weiteren ist der isentrope Wirkungsgrad als Parameter des Verdichtermodells zu bestimmen, wobei die Werte betriebspunktabhängig sind. Dessen Bestimmung anhand von physikalischen Zusammenhängen ist schwierig. Daher wird im folgenden Abschnitt 3.2.1 eine alternative Vorgehensweise zur Bestimmung des isentropen Wirkungsgrades dargestellt.

3.2.1 Bestimmung des isentropen Wirkungsgrades

Der isentrope Wirkungsgrad eines Verdichters beschreibt das Verhältnis aus Änderung der spezifischen Enthalpie einer isentropen Zustandsänderung $\Delta h_{1 \rightarrow 2, \text{is}}$ und einer realen Zustandsänderung $\Delta h_{1 \rightarrow 2}$. Bei isentroper Zustandsänderung ergibt sich für das Integral der Temperatur T über der Änderung der spezifischen Entropie ds .

$$\int T \cdot ds = 0 \quad (3.21)$$

Somit folgt für die Fundamentalgleichung einer isentropen Zustandsänderung folgender Zusammenhang:

$$\Delta h_{\text{is}} = \int v \cdot dp \quad (3.22)$$

Die spezifische Enthalpiedifferenz der isentropen Zustandsänderung Δh_{is} ist abhängig vom spezifischen Volumens v des Kältemittels über der Änderung des Drucks dp . Gleichung 3.11 des isentropen Wirkungsgrades lässt sich zu

$$\eta_{\text{is}} = \frac{\Delta h_{1 \rightarrow 2, \text{is}}}{\Delta h_{1 \rightarrow 2}} = \frac{\int v \cdot dp}{\int v \cdot dp + \int T \cdot ds} \quad (3.23)$$

vereinfachen. Demzufolge ist η_{is} von der Druckänderung dp bei gegebenem spezifischen Volumen v und der Änderung der spezifischen Entropie ds bei gegebener Temperatur abhängig. Bei realen irreversiblen Prozessen ist die Entropieproduktion immer größer null. Daher ist die Änderung der spezifischen Entropie $ds > 0$. Folglich ist der isentrope Wirkungsgrad auf einen Wert von $\eta_{\text{is}} = 1$ beschränkt, der den reversiblen Fall darstellt. $\eta_{\text{is}} > 1$ ist für ein adiabates System nicht zulässig, weil es $ds < 0$ voraussetzt.

Darüber hinaus ist anhand von Gleichung 3.23 ersichtlich, dass η_{is} durch das Druckverhältnis p_2/p_1 über dem Verdichter und der im Verdichter zugeführten spezifischen Enthalpie $\Delta h_{1 \rightarrow 2}$ darstellbar ist. Zur Berücksichtigung unterschiedlicher Druckniveaus wird der Einfluss der Umgebungstemperatur T_u berücksichtigt. Für unterschiedliche Umgebungstemperaturen erfolgt die Erzeugung eines

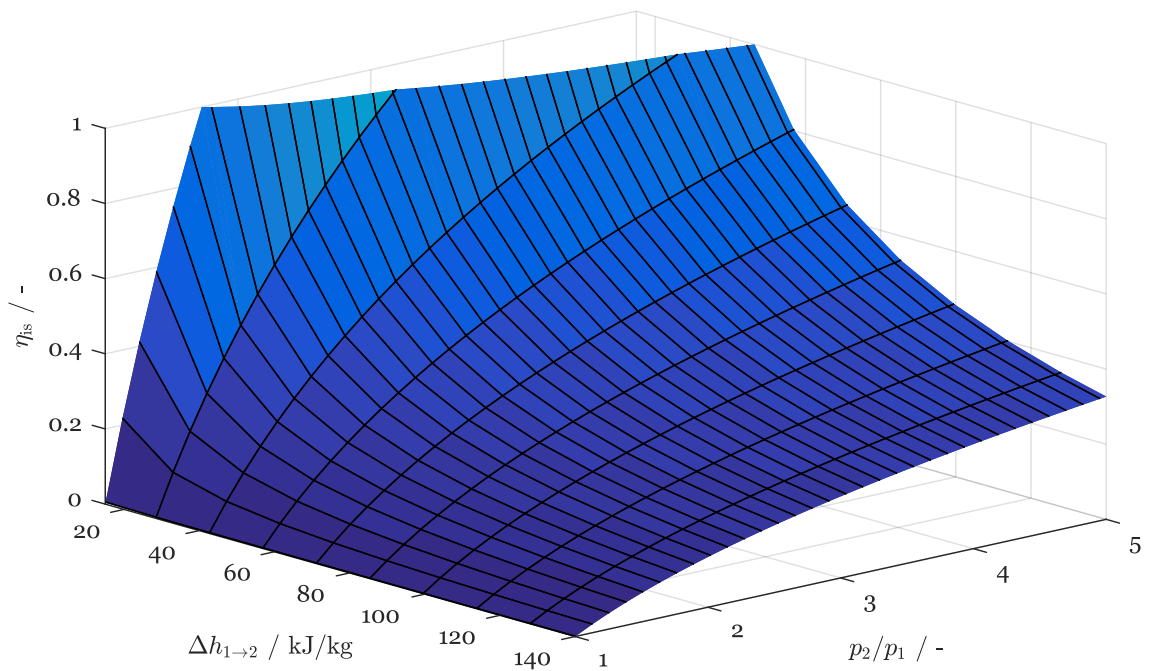


Abbildung 3.7: Kennfeld des isentropen Wirkungsgrades in Abhängigkeit von Druckverhältnis und spezifischer Enthalpiedifferenz bei $T_u = 258,15 \text{ K}$.

Kennfeldes in Abhängigkeit des Druckverhältnisses und der spezifischen Enthalpiedifferenz der Zustandsänderung zur Bestimmung des isentropen Wirkungsgrades. In diesem Zusammenhang wird der isentrope Wirkungsgrad für spezifische Enthalpiedifferenzen bei unterschiedlichem Druckverhältnis ausgewertet.

Abbildung 3.7 zeigt das Kennfeld für eine Umgebungstemperatur von $T_u = 258,15 \text{ K}$. Anhand der Darstellung ist der Verlauf des isentropen Wirkungsgrades in Abhängigkeit des Druckverhältnisses und der spezifischen Enthalpiedifferenz zu erkennen. Zur Beschreibung des Verlaufs wird zunächst das Druckverhältnis festgehalten. Dabei steigt der isentrope Wirkungsgrad mit abnehmender spezifischer Enthalpiedifferenz. Bei konstanter spezifischer Enthalpiedifferenz, steigt der isentrope Wirkungsgrad mit zunehmendem Druckverhältnis. Die betrachteten Bereiche auf den Achsen ergeben sich durch die verfügbaren Daten von Betriebspunkten und repräsentieren daher den Betriebsbereich der betrachteten Wärmepumpe. Die obere Grenze des isentropen Wirkungsgrades wird durch die reversible Zustandsänderung beschränkt, bei der die gesamte zugeführte spezifische Energie zur Erhöhung des Drucks genutzt wird. Mit steigender spezifischer Enthalpie verschieben sich die Punkte, die $\eta_{is} = 1$ abbilden, stärker in Richtung höherer Druckverhältnisse. Diese Beobachtung ist auf den Verlauf der Isentropen in einem Druck-Volumen-Diagramm für das Kältemittel R-410A zu-

rückzuführen, der durch das ideale Gasgesetz modellhaft erläutert werden kann.

$$v = \frac{R \cdot T}{p} \quad (3.24)$$

Gleichung 3.24 beschreibt die Abhängigkeit des spezifischen Volumens v von der Temperatur T , dem Druck p und der spezifischen Gaskonstante R . Das spezifische Volumen des Kältemittels nimmt mit steigendem Druck exponentiell ab. Aus diesem Grund wird die Erhöhung des Integrals $v \cdot dp$ mit steigendem Druck kleiner.

Auch der isentrope Wirkungsgrad nimmt mit steigendem $\Delta h_{1 \rightarrow 2}$ bei konstantem p_2/p_1 exponentiell ab. In diesem Fall ist der isentrope Wirkungsgrad durch folgenden Zusammenhang beschrieben,

$$\eta_{is} = f(1/\Delta h_{1 \rightarrow 2}) \quad (3.25)$$

der eine Hyperbelfunktion in Abhängigkeit der spezifischen Enthalpiedifferenz der Zustandsänderung beschreibt. Hyperbelfunktionen werden durch einen Verlauf, der einem exponentiell abfallenden Verlauf ähnelt, charakterisiert. Für konstantes $\Delta h_{1 \rightarrow 2}$ nimmt der isentrope Wirkungsgrad bei steigendem p_2/p_1 zu, wobei die Zunahme hin zu höheren Druckverhältnissen abnimmt. Dieser Zusammenhang resultiert ebenfalls aus dem Verlauf der Isentropen im Druck-Volumen-Diagramm. Der abnehmende Zuwachs des Integrals $\int v \cdot dp$ bei steigendem Druckverhältnis führt zu abnehmendem Zuwachs des isentropen Wirkungsgrades bei steigendem Druckverhältnis.

Untersuchungen haben gezeigt, dass die Kennfelder des isentropen Wirkungsgrades für verschiedene Umgebungstemperaturen sehr nah beieinander liegen. Diese Beobachtung erlaubt die Annahme, dass der isentrope Wirkungsgrad $\eta_{is} \neq f(T_u)$ unabhängig von der Umgebungstemperatur ist. Diese Annahme ist im Folgenden zu überprüfen. Dafür werden die Kennfelder verschiedener Umgebungstemperaturen miteinander verglichen. Die Umgebungstemperaturen $T_u = 258,15 \text{ K}$ und $T_u = 285,15 \text{ K}$ stellen die untere bzw. obere Grenze des Betriebsbereichs dar. Es wird angenommen, dass die Kennfelder aller Umgebungstemperaturen innerhalb der Grenzwerte auch zwischen den Kennfeldern der Grenzwerte liegen. Folglich ergeben die Kennfelder von $T_u = 258,15 \text{ K}$ und $T_u = 285,15 \text{ K}$ die größten Abweichungen.

Abbildung 3.8 zeigt den Verlauf zweier Kurven konstanter Entropie in einem p - v -Diagramm. Die obere Kurve stellt eine isentrope Zustandsänderung dar, die aus dem Zustand am Eintritt des Verdichters bei $T_u = 258,15 \text{ K}$ resultiert. Die untere Kurve beschreibt eine isentrope Zustandsänderung bei $T_u = 285,15 \text{ K}$. Es wird deutlich, dass die isentropen Zustandsänderungen keinen Schnittpunkt haben, sodass die Isentrope geringerer Umgebungstemperatur immer oberhalb der Isentropen höherer Umgebungstemperatur liegt. Daraus wird ersichtlich, dass das Integral $\int v \cdot dp$ bei gleichen Druckverhältnissen für die obere Kurve größer ist als für die untere Kurve. Demnach ist das Integral für eine Verdichtung bei niedriger Umgebungstemperatur größer als bei hoher Umgebungstem-

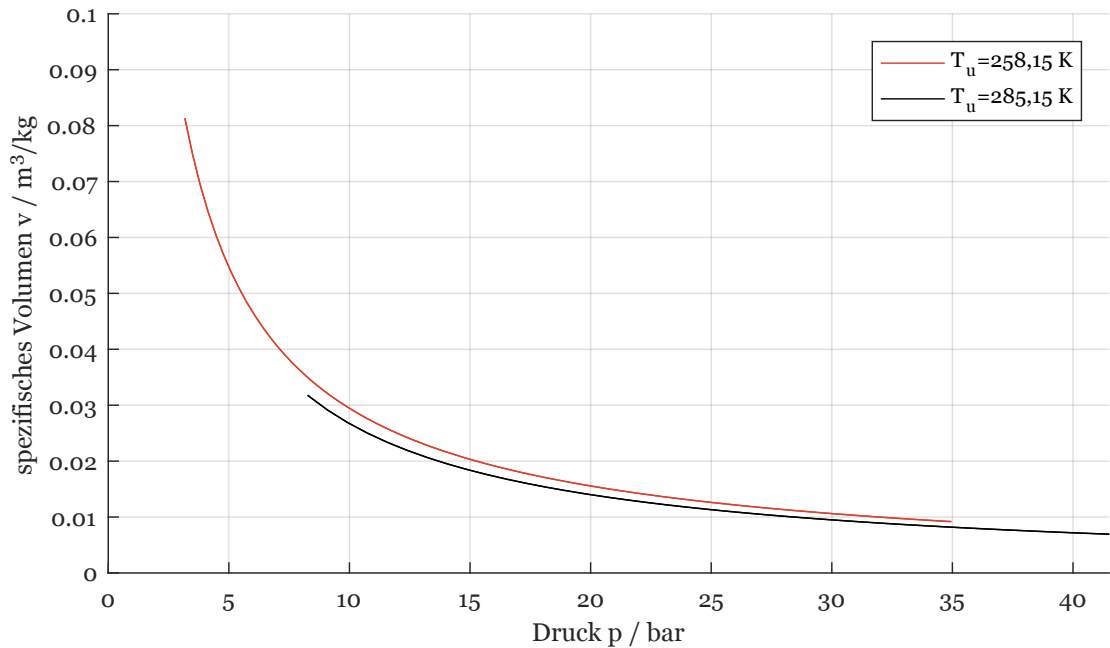


Abbildung 3.8: Darstellung isentroper Zustandsänderungen im p - v -Diagramm von R-410A für $T_u = 258,15 \text{ K}$ und $T_u = 285,15 \text{ K}$ zur Beschreibung des Temperatureinflusses.

peratur. Dieser Zusammenhang gilt für alle Druckverhältnisse im betrachteten Betriebsbereich der Wärmepumpe.

Unter der Voraussetzung konstanter Druckverhältnisse wird ein Zusammenhang für den isentropen Wirkungsgrad in Abhängigkeit der spezifischen Enthalpiedifferenz in diesem Abschnitt beschrieben. Dieser kann wie folgt angepasst werden:

$$\eta_{\text{is}} = f(1/\Delta h_{1 \rightarrow 2}) = a_i \cdot \frac{1}{\Delta h_{1 \rightarrow 2}} \quad (3.26)$$

Der Faktor a_i beschreibt den konstanten Wert des Integrals $\int v \cdot dp$ für die jeweiligen Umgebungstemperaturen. Für die beiden Faktoren gilt:

$$a_{258,15 \text{ K}} > a_{285,15 \text{ K}} \quad (3.27)$$

Folglich ist der isentrope Wirkungsgrad für variierende spezifische Enthalpiedifferenz bei kleinen Umgebungstemperaturen größer als bei hohen Umgebungstemperaturen. Zusammenfassend ist festzuhalten, dass der isentrope Wirkungsgrad für alle Punkte im betrachteten Betriebsbereich für $T_u = 258,15 \text{ K}$ oberhalb des isentropen Wirkungsgrades für $T_u = 285,15 \text{ K}$ liegt. Darüber hinaus bestätigen die Verläufe die getroffenen Annahmen hinsichtlich Position und Abweichungen.

Zum Vergleich des isentropen Wirkungsgrades wird die relative Abweichung zwischen den Umgebungstemperaturen betrachtet. Für spezifische Druckverhältnisse werden verschiedene spezifische Enthalpiedifferenzen ausgewertet. Die Kennfelder des isentropen Wirkungsgrades sind durch unterschiedliche Stützstellen der spezifischen Enthalpiedifferenz gebildet. Um den isentropen Wirkungsgrad zwischen den Stützstellen zu berechnen, wird lineare Interpolation verwendet, da der Abstand zwischen den Stützstellen gering ist. Allerdings ist diese Linearisierung fehlerbehaftet. Um eine höhere Genauigkeit zu erzielen, wird die Abhängigkeit des isentropen Wirkungsgrades von der spezifischen Enthalpiedifferenz durch eine Hyperbelfunktion angenähert. Tabelle 3.4 zeigt für diese Annäherung die relative Abweichung für den isentropen Wirkungsgrad zwischen den Umgebungstemperaturen $T_u = 258,15 \text{ K}$ und $T_u = 285,15 \text{ K}$.

Tabelle 3.4: Relative Abweichung zwischen isentropen Wirkungsgraden für die Umgebungstemperaturen $T_u = 258,15 \text{ K}$ und $T_u = 285,15 \text{ K}$.

$\Delta h_{1 \rightarrow 2} \mid p_2/p_1$	2,5	5
25 kJ/kg	0,0039	0,022
50 kJ/kg	0,0039	0,022
75 kJ/kg	0,0039	0,022
100 kJ/kg	0,0039	0,022

Exemplarisch sind vier spezifische Enthalpiedifferenzen dargestellt. Die Berechnung der Abweichungen erfolgt für Intervalle von 100 J/kg . Im Betriebsbereich beträgt die relative Abweichung der Kennfelder des isentropen Wirkungsgrades für $T_u = 258,15 \text{ K}$ und $T_u = 285,15 \text{ K}$ maximal $2,2 \%$. Somit kann der isentrope Wirkungsgrad $\eta_{is} \neq f(T_u)$ unabhängig von der Umgebungstemperatur T_u bestimmt werden.

Bei gegebener spezifischer Enthalpiedifferenz und Druckverhältnis der Zustandsänderung im Verdichter ist der isentrope Wirkungsgrad eindeutig bestimmt. Allerdings ist weder bekannt welches Druckverhältnis in den verschiedenen Betriebspunkten erreicht wird noch welcher isentrope Wirkungsgrad in den Betriebspunkten erreicht wird.

Zur Bestimmung des isentropen Wirkungsgrades verschiedener Betriebspunkte werden Testergebnisse der betrachteten Wärmepumpe verwendet. In den Daten ist die Heizleistung der Wärmepumpe \dot{Q}_H in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur T_u , der dem Verdichter zugeführten elektrischen Leistung P_{el} und der Verdichterdrehzahl n_V dargestellt. Die Heizleistung der Wärmepumpe wird als Sollwert für die Heizleistung des Modells $\dot{Q}_{H,M}$ vorgegeben. Der Wert des isentropen Wirkungsgrades wird so gewählt, dass

$$\dot{Q}_{H,M} = \dot{Q}_H \quad (3.28)$$

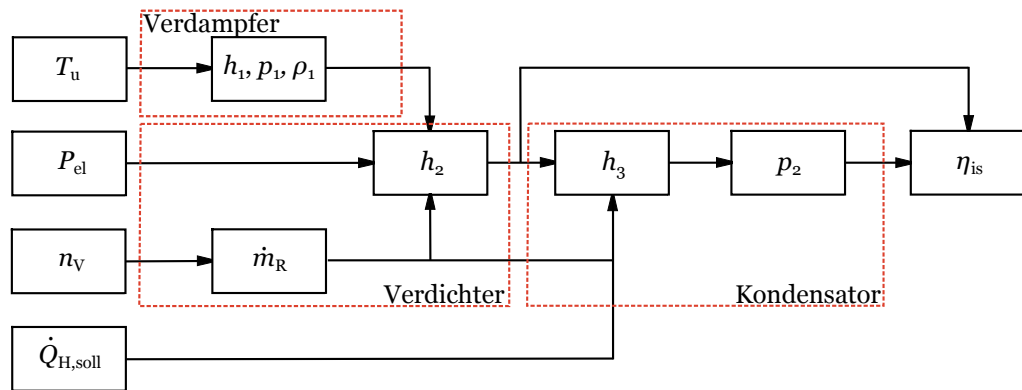


Abbildung 3.9: Schematische Darstellung des Algorithmus zur Bestimmung von η_{is} .

erreicht wird. Die Vorgehensweise zur Bestimmung dieses Wertes wird in Abbildung 3.9 dargestellt. In den Abschnitten 3.1.1-3.1.2 sind die grundlegenden Gleichungen zur Bestimmung der dargestellten Größen beschrieben. Zustand 1 des Kältemittels am Verdichtereintritt wird in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur T_u bestimmt. Die Verdichterdrehzahl n_v wird neben der Dichte ρ_1 bei der Ermittlung des Kältemittelmassenstroms \dot{m}_R benötigt. Mithilfe des Drucks p_1 und der spezifischen Enthalpie h_1 in Zustand 1, des Kältemittelmassenstroms und der zugeführten elektrischen Leistung P_{el} wird die spezifische Enthalpie h_2 des Zustandes 2 berechnet. Im nächsten Schritt erfolgt die Ermittlung der spezifischen Enthalpie h_3 in Abhängigkeit von h_2 , \dot{m}_R und dem Sollwert der Heizleistung $\dot{Q}_{H,soll}$. h_3 wird unter Berücksichtigung von ΔT_{SC} zur Bestimmung des Drucks p_2 am Austritt des Verdichters genutzt. Schließlich wird mit p_2 und der spezifischen Entropie s_1 am Verdichtereintritt die spezifische Enthalpie $h_{2,is}$ des idealen Zustandes 2_{is} bestimmt, sodass der isentrope Wirkungsgrad η_{is} berechnet werden kann.

Nach diesem Prinzip wird der isentrope Wirkungsgrad für alle Betriebspunkte der Testdaten bestimmt. In Abbildung 3.10 sind ermittelter isentroper Wirkungsgrad und Druck am Austritt des Verdichters abgebildet. In dem Diagramm ist der maximale Betriebsdruck, den die betrachtete Wärmepumpe erreichen kann, dargestellt. Er liegt bei $p_{max} = 41,5$ bar. Bei Überschreitung wird das System automatisch abgeschaltet. Deshalb sind Werte von $p > p_{max}$ unzulässig.

Unterhalb des maximalen Betriebsdrucks hat der isentrope Wirkungsgrad eine abnehmende Tendenz mit steigendem Druck am Verdichteraustritt. Allerdings ergeben sich für einige Betriebspunkte nach dieser Vorgehensweise Drücke am Austritt des Verdichters, die den maximalen Betriebsdruck überschreiten. Darüber hinaus wird ein Betriebspunkt mit isentropen Wirkungsgrad $\eta_{is} > 1$ ermittelt. Vor diesem Hintergrund wird deutlich, dass die ermittelten Werte nicht den Werten des realen Betriebs entsprechen können. Dies kann zum einen auf die Vorgehensweise zur Ermittlung des isentropen Wirkungsgrades und des Druckes am Verdichteraustritt, zum anderen auf die Genauigkeit des Modells zurückgeführt werden. Es wird angenommen, dass die Genauigkeit der Kompo-

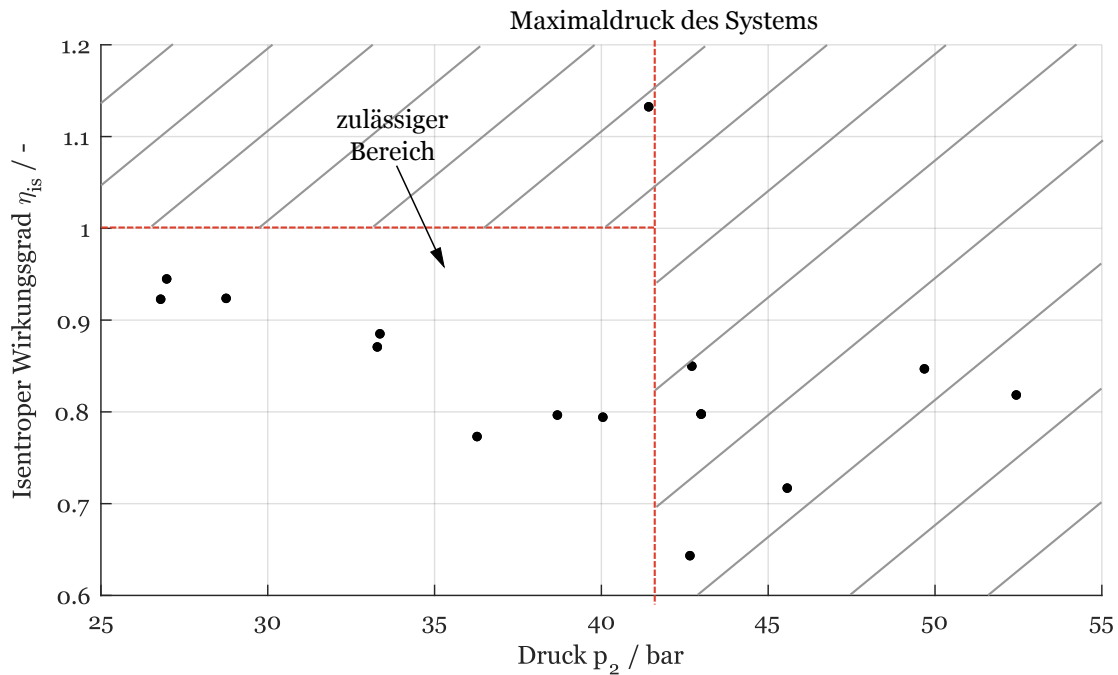


Abbildung 3.10: Verdichteraustrittsdruck in Abhängigkeit des isentropen Wirkungsgrades.

nentenmodelle zu den nicht realistischen Werten führt. Aus diesem Grund werden im folgenden Abschnitt 3.2.2 potenzielle Verluste in und zwischen den Komponenten der Wärmepumpe betrachtet.

3.2.2 Verluste im Betrieb der Wärmepumpe

Bei der Komponentenmodellierung in den Abschnitten 3.1.1-3.1.2 werden potenzielle Verluste (z.B. Wärmeverluste) in den Komponenten als vernachlässigbar angenommen, um den Modellierungsaufwand möglichst gering zu halten. Nichtsdestotrotz ergibt die Bestimmung des isentropen Wirkungsgrades insbesondere für den Druck am Verdichteraustritt unzulässige Werte. Aus diesem Grund wird die Implementierung von Verlusten innerhalb der Komponentenmodelle untersucht, mit dem Ziel realistischer Werte für isentropen Wirkungsgrad und Druck am Verdichteraustritt.

Beide Größen werden im Rahmen des Verdichtermodells berechnet bzw. verwendet. Daher liegt der Fokus der Betrachtung auf Verlusten, die im Verdichter oder in den Rohrleitungen am Ein- bzw. Austritt des Verdichters auftreten. Auf der einen Seite sind elektrische und mechanische Verluste bei der Umwandlung von zugeführter Energie zu nennen. Sie werden durch den elektrischen Wirkungsgrad η_{el} sowie den mechanischen Wirkungsgrad η_m dargestellt. Sie beschreiben die Verluste

in einer Umwandlungskette, sodass sie zusammengefasst werden können zu:

$$\eta_A = \eta_{el} \cdot \eta_m = \frac{\dot{W}_{t,R}}{P_{el}} \quad (3.29)$$

η_A repräsentiert die mechanischen und elektrischen Verluste im Antrieb des Verdichters. Er beschreibt das Verhältnis aus technischer Arbeit $\dot{W}_{t,R}$, die dem Kältemittel im Verdichter zugeführt wird und elektrischer Leistung P_{el} , die dem Verdichter zugeführt wird.

Auf der anderen Seite treten Verluste des Kältemittelmassenstroms bei der Verdichtung auf, die durch den Liefergrad λ_1 dargestellt werden. Dieser ist in Gleichung 3.14 definiert.

Darüber hinaus wird in Form von natürlicher Konvektion Wärme an die Umgebung übertragen. Am Austritt des Verdichters liegt die maximale Temperatur des Kältemittels im Kreislauf vor. Folglich werden Wärmeverluste in der Rohrleitung zwischen Verdichter und Kondensator betrachtet, zumal das Rohr in der betrachteten Wärmepumpe nicht isoliert ist. Die Wärmeverluste werden durch den Wirkungsgrad

$$\eta_{WV} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_H + \dot{Q}_{WV,Rohr}} \quad (3.30)$$

berücksichtigt. Gleichung 3.30 beschreibt das Verhältnis aus abgegebener Heizleistung \dot{Q}_H und der Summe aus abgegebener Heizleistung und an die Umgebung abgegebene Wärme $\dot{Q}_{WV,Rohr}$. Im Gegensatz zur Rohrleitung ist der Kondensator isoliert, sodass Wärmeverluste im Kondensator weiterhin als vernachlässigbar angenommen werden.

In Abbildung 3.11 ist der Einfluss der Verluste auf den isentropen Wirkungsgrad dargestellt. Auf der y-Achse des Diagramms ist der isentrope Wirkungsgrad für den Betriebspunkt A2/W35 dargestellt, bei dem der Wert unter Vernachlässigung der Verluste $\eta_{is} = 1,13$ ergibt. Auf der x-Achse ist die Differenz $1 - \eta_i$ aufgetragen, die ein Maß für die jeweils betrachteten Verluste darstellt. Der Index i steht jeweils für die Verluste von Wärme, im Antrieb und des Massenstroms. Je höher die Werte auf der x-Achse, desto höher die jeweiligen Verluste. Zur Bestimmung der jeweiligen Kurven in Abhängigkeit der Verluste werden die nicht betrachteten Verluste vernachlässigt. Beispielsweise wird die Kurve für Antriebsverluste unter Vernachlässigung der Massenstromverluste und Wärmeverluste bestimmt ($\eta_{WV,Rohr} = 1, \lambda_1 = 1$). Bei Erhöhung der Verluste im Antrieb erhöht sich der Wert des isentropen Wirkungsgrades, der zum Erreichen des Sollwertes für die Heizlast $\dot{Q}_{H,soll}$ benötigt wird. Dabei hat die Kurve einen quadratischen Verlauf. Dieser Verlauf ist anhand der zu Grunde liegenden Gleichungen der Komponenten zu erklären.

$$P_{el} \cdot \eta_A = \dot{m}_R \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.31)$$

$$\eta_{is} = \frac{h_{2,is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.32)$$

Gleichung 3.31 beschreibt die Energiebilanz um das Kältemittel im Verdichter. Gleichung 3.32 stellt

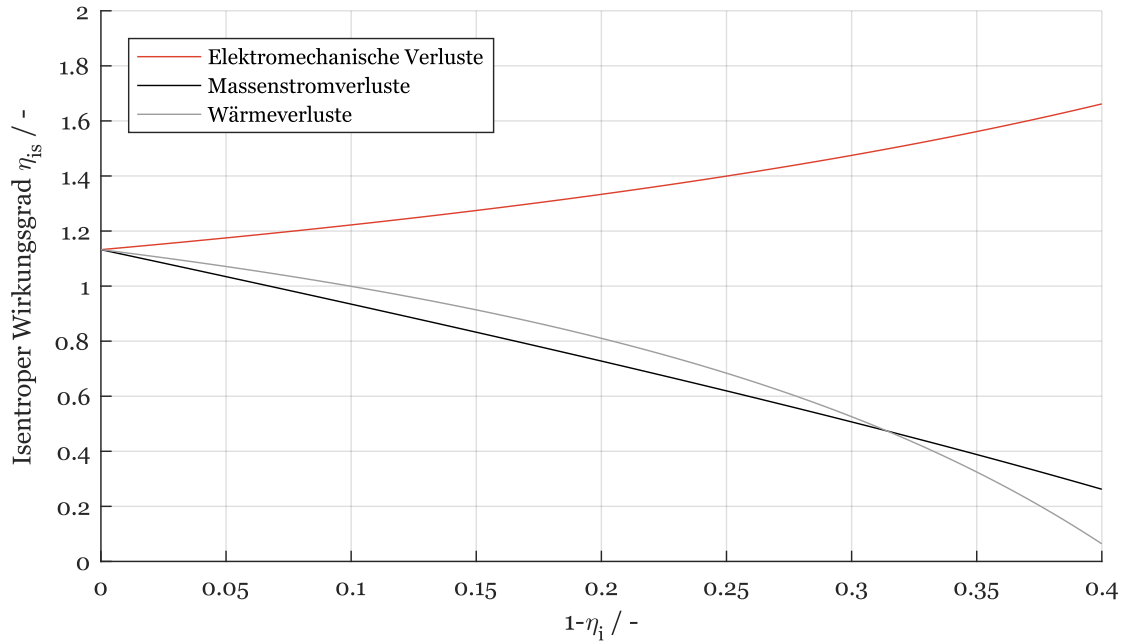


Abbildung 3.11: Bestimmung relevanter Verluste anhand des Einflusses auf den isentropen Wirkungsgrad.

den Zusammenhang des isentropen Wirkungsgrades in Abhängigkeit der spezifischen Enthalpien in Zustand 1 und Zustand 2 dar. Beide Gleichungen werden nach h_2 aufgelöst und gleichgesetzt. Durch weitere Umstellung ergibt sich folgender Zusammenhang für den isentropen Wirkungsgrad in Abhängigkeit der Antriebsverluste, die durch die obere Kurve in Abbildung 3.11 abgebildet werden:

$$\eta_{is} = \frac{\dot{m}_R}{P_{el}} \cdot \frac{1}{\eta_A} \cdot (h_{2,is} - h_1) \quad (3.33)$$

Anhand Gleichung 3.33 wird deutlich, dass η_{is} bei erhöhten Verlusten im Antrieb ($\eta_A \downarrow$) zunimmt. $h_{2,is}$ nimmt mit zunehmendem η_{is} ebenfalls zu. Daher ist der Verlauf der Kurve des isentropen Wirkungsgrades in Abhängigkeit der Antriebsverluste nicht linear.

Die mittlere Kurve in Abbildung 3.11 stellt den Verlauf des isentropen Wirkungsgrades in Abhängigkeit der Wärmeverluste dar. Mit zunehmenden Wärmeverlusten nimmt der isentrope Wirkungsgrad in einem nicht linearen Verlauf ab. Zur Erläuterung des Verlaufs wird neben Gleichung 3.31 eine Energiebilanz um das Kältemittel zwischen Verdichteraustritt und Kondensatoraustritt betrachtet.

$$\frac{\dot{Q}_H}{\eta_{WV}} = \dot{m}_R \cdot (h_2 - h_3) \quad (3.34)$$

Die gesamte abgegebene Wärme $\dot{Q}_{ab} = \dot{Q}_H + \dot{Q}_{WV,Rohr}$ zwischen Verdichteraustritt und Kondensa-

toraustritt ist abhängig vom Massenstrom des Kältemittels \dot{m}_R und den spezifischen Enthalpien der beiden Zustände h_2 und h_3 . Der Anteil der Heizwärme \dot{Q}_H an der gesamten abgegebenen Wärme wird entsprechend Gleichung 3.30 ermittelt. Auflösen der Gleichungen 3.31 und 3.34 nach h_2 , gleichsetzen und umstellen nach η_{is} führt zu:

$$\eta_{is} = \frac{h_{2,is} - h_1}{\frac{1}{\eta_{WV}} \cdot \frac{\dot{Q}_H}{\dot{m}_R} + h_3 - h_1} \quad (3.35)$$

Unter der Voraussetzung zunehmender Wärmeverluste ($\eta_{WV} \downarrow$) nimmt der erste Summand im Nenner von Gleichung 3.35 zu. Aufgrund des zunehmenden Nenners wird der isentrope Wirkungsgrad kleiner. $h_{2,is}$ nimmt bei sinkendem η_{is} ab. Im Gegensatz dazu ist h_1 unabhängig von η_{is} und η_{WV} , sodass der Zähler in Gleichung 3.35 mit steigenden Wärmeverlusten abnimmt. Dies führt zu dem nicht linear abnehmenden Verlauf von η_{is} in Abhängigkeit der Wärmeverluste.

Die Kurve des isentropen Wirkungsgrades in Abhängigkeit von Verlusten des Massenstroms hat einen nicht linear abnehmenden Verlauf, wobei die Steigung im Bereich geringer Verluste größer und im Bereich hoher Verluste kleiner ist als die Steigung der Kurve der Wärmeverluste. Zur Erklärung des Verlaufs wird Gleichung 3.31 mit $\eta_A = 1$ betrachtet, die eine Energiebilanz um das Kältemittel im Verdichter beschreibt. In Gleichung 3.31 wird der Zusammenhang für den Liefergrad aus Gleichung 3.14 eingesetzt. Gleichung 3.31 und der Zusammenhang für den isentropen Wirkungsgrad in Gleichung 3.11 werden nach der spezifischen Enthalpie h_2 aufgelöst. Gleichsetzen und umstellen liefert folgenden Zusammenhang für den isentropen Wirkungsgrad in Abhängigkeit von Verlusten des Massenstroms.

$$\eta_{is} = \frac{\dot{m}_{R,theo} \cdot (h_{2,is} - h_1)}{P_{el}} \cdot \lambda_1 \quad (3.36)$$

Der theoretische Kältemittelmassenstrom $\dot{m}_{R,theo}$, die elektrische Leistung P_{el} und die spezifische Enthalpie h_1 sind unabhängig von Liefergrad und isentropem Wirkungsgrad. Bei steigenden Verlusten des Massenstroms ($\lambda_1 \downarrow$) nimmt der isentrope Wirkungsgrad ab. Aufgrund der Abhängigkeit von $h_{2,is}$ vom isentropen Wirkungsgrad ist der Verlauf der Kurve für η_{is} nicht linear.

Anhand von Abbildung 3.11 wird deutlich, dass bei Betrachtung von Verlusten im Antrieb des Verdichters der isentrope Wirkungsgrad weiter erhöht werden muss, damit die Heizleistung des Betriebspunktes A2/W35 abgebildet werden kann. Der isentrope Wirkungsgrad ergibt für diesen Betriebspunkt unter Vernachlässigung von Verlusten im Antrieb einen nicht realistischen Wert von $\eta_{is} = 1,13$. Folglich führt die Implementierung von Antriebsverlusten im Verdichter nicht zu realistischen Werten für η_{is} . Daher werden diese Verluste im weiteren Verlauf nicht betrachtet. Elektrische und mechanische Verluste liegen in einer Größenordnung von $<5\%$ [Deu14][Bou37]. Bei der Betrachtung einer einzelnen Anlage sind diese Verluste vernachlässigbar. Werden mehrere Anlagen betrachtet, beispielsweise bei der Auslegung eines Wohngebiets, steigt die Bedeutung der Verluste

mit der Anzahl der betrachteten Systeme. Dann können die Antriebsverluste für die Auslegung relevant sein.

Im Gegensatz dazu führen Wärmeverluste und Verluste des Massenstroms auf einen kleineren Wert für den isentropen Wirkungsgrad. Bei entsprechend hohen Verlusten wird der Bereich zulässiger Werte erreicht. Im Kontext der Wärmeverluste nimmt der isentrope Wirkungsgrad im Betriebspunkt A2/W35, bei dem die größten Abweichungen vom Bereich zulässiger Werte auftreten, für $\eta_{WV} < 0,9$ physikalisch erlaubte Werte an. Bei einer Heizleistung von $\dot{Q}_{H,A2/W35} = 2,8 \text{ kW}$ entspricht dieser Wert nach Gleichung 3.30 einer Verlustleistung von $\dot{Q}_{WV,Rohr,A2/W35} = 311,11 \text{ W}$ im Bereich der Rohrleitung zwischen Verdichter und Kondensator. An dieser Stelle ist zu überprüfen, ob Wärmeverluste in dieser Größenordnung realistisch sind.

Deshalb wird im Folgenden auf Grundlage theoretischer Berechnungen untersucht, welche Größenordnung Wärmeverluste in der Rohrleitung annehmen können. In diesem Kontext wird Konvektion auf der Innen- und Außenseite des Rohres betrachtet. In der Rohrwand findet Wärmeleitung statt. Wärmestrahlung des Kältemittels ist sehr gering [Kne14]. Diese wird im weiteren Verlauf vernachlässigt. Gleichung 3.37 definiert den Zusammenhang für Wärmeleitung in einer Rohrwand mit konvektivem Wärmeübergang. [Kne14]

$$\dot{Q}_{\text{Rohr}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot L_{\text{Rohr}}}{\frac{1}{\alpha_A \cdot r_1} + \sum_{k=1}^m \frac{1}{\lambda_k} \cdot \ln\left(\frac{r_{k+1}}{r_k}\right) + \frac{1}{\alpha_B \cdot r_{m+1}}} \cdot (T_A - T_B) \quad (3.37)$$

Der Wärmestrom durch das Rohr \dot{Q}_{Rohr} wird bestimmt durch die Länge des Rohres L_{Rohr} , die Temperatur eines heißen Fluids T_A auf der einen und die Temperatur eines kalten Fluids T_B auf der anderen Seite der Rohrwand sowie die Wärmeleitwiderstände und Wärmeübergangswiderstände im Nenner von Gleichung 3.37. Der Wärmeleitwiderstand ergibt sich aus der Summe der Rohrschichten k , der dazugehörigen Wärmeleitfähigkeit λ_k und den Durchmessern der Innenseite r_k bzw. der Außenseite r_{k+1} der Rohrschicht. Wärmeübergangswiderstände werden durch die Wärmeübergangskoeffizienten α_A und α_B der Fluide A und B sowie den Radien r_1 der Rohrinne- und r_{m+1} der Rohraußenseite bestimmt. [Kne14]

Im betrachteten Fall besteht das Rohr aus einer nicht isolierten Kupferschicht, innerhalb des Rohres zirkuliert das Kältemittel R-410A, auf der Außenseite befindet sich Umgebungsluft. Dies stellt eine Abschätzung zur sicheren Seite dar, weil die Wärmeverluste mit Isolierung vergleichsweise geringer sind. Somit wird Gleichung 3.37 vereinfacht.

$$\dot{Q}_{\text{Rohr}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot L_{\text{Rohr}}}{\frac{1}{\alpha_R \cdot r_1} + \frac{1}{\lambda_1} \cdot \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{1}{\alpha_u \cdot r_2}} \cdot (T_R - T_u) \quad (3.38)$$

Dabei beschreiben T_R und α_R die entsprechenden Eigenschaften des Kältemittels, T_u und α_u die

Eigenschaften der Umgebungsluft. Hohe Wärmeverluste entstehen nach Gleichung 3.38 bei hohen Temperaturdifferenzen zwischen Kältemittel und Umgebungsluft. Deshalb wird zur Abschätzung der maximalen Wärmeverluste zwischen Verdichter und Kondensator Betriebspunkt A-15/W45 aus den Testdaten betrachtet, bei dem die höchste Temperaturdifferenz auftritt. In diesem Fall beträgt die Umgebungstemperatur $T_u = 258,15 \text{ K}$. Für das Kältemittel wird die Austrittstemperatur am Verdichter, die bei der Berechnung unter Vernachlässigung der Verluste ermittelt wurde, angenommen. Demnach ergibt sich $T_R = 418,15 \text{ K}$. Nach DIN V 4108-4 wird für die Wärmeleitfähigkeit von Kupfer $\lambda_1 = 380 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ gewählt. [Deu13b]. Messungen der Rohrleitung haben einen Außendurchmesser von $r_2 = 16 \text{ mm}$ ergeben. Nach DVGW-Arbeitsblatt beträgt die Wandstärke des Rohres in diesem Fall $d_W = 1 \text{ mm}$, sodass ein Innendurchmesser $r_1 = 14 \text{ mm}$ vorliegt [DVG09]. Eine detaillierte Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten ist im Anhang dargestellt.

Mithilfe der berechneten Größen wird nach Gleichung 3.38 der Verlustwärmestrom entlang des Rohres an die Umgebung bestimmt. Nach Kneer ist der Wärmestrom bei der Verwendung mittlerer Wärmeübergangskoeffizienten mithilfe der logarithmischen Temperaturdifferenz zu bestimmen, die aus den Temperaturdifferenzen zu Beginn und am Ende der Wärmeübertragung ermittelt wird. Da es sich an dieser Stelle nicht um eine genaue Berechnung, sondern um eine Abschätzung der Größenordnung von Wärmeverlusten handelt, wird mit der einfachen Differenz zwischen Kältemitteltemperatur T_R und Umgebungstemperatur T_u gerechnet. In diesem Zusammenhang wird die Temperaturdifferenz über dem Rohr als konstant angenommen. Unter diesen Voraussetzungen ergibt sich für die Wärmeverluste zwischen Verdichter und Kondensator $\dot{Q}_{WV,Rohr} = 111,9 \text{ W}$.

Dieser Wert liegt unterhalb der Verlustleistung $\dot{Q}_{WV,Rohr,A2/W35}$, die im Kontext der Einflüsse von Verlusten auf den isentropen Wirkungsgrad mithilfe von Abbildung 3.11 für den Betriebspunkt A2/W35 angenommen wird. Aus diesem Grund reicht die Betrachtung der Wärmeverluste nicht aus, um realistische Werte für den isentropen Wirkungsgrad zu erhalten.

Die Kurve des isentropen Wirkungsgrades in Abhängigkeit der Massenstromverluste in Abbildung 3.11 hat im Bereich geringer Verluste eine größere, negative Steigung im Vergleich zur Kurve der Wärmeverluste. Folglich haben Massenstromverluste im Bereich geringer Verluste einen größeren Einfluss auf die Veränderung des isentropen Wirkungsgrades. Aus diesem Grund werden im folgenden Abschnitt 3.2.3 Verluste des Massenstroms betrachtet, damit der isentrope Wirkungsgrad realistisch parametrisiert werden kann. Um die Parametrisierung des isentropen Wirkungsgrades nicht zu kompliziert zu gestalten und Wechselwirkungen zwischen den Verlusten auszuschließen, werden sowohl Wärmeverluste als auch Antriebsverluste vernachlässigt. Aufgrund der geringen Einflüsse dieser Verluste ist die Annahme gültig.

3.2.3 Bestimmung von isentropem Wirkungsgrad und Liefergrad

Massenstromverluste in einem Rollkolbenverdichter können durch eine Kennzahl ausgedrückt werden, die als Liefergrad bezeichnet wird. Gleichung 3.14 beschreibt die Definition des Liefergrades. Er gibt das Verhältnis zwischen tatsächlichem Massenstrom \dot{m}_R und dem Massenstrom $\dot{m}_{R,theo}$ durch einen Verdichter ohne Verluste wieder. Allerdings ist weder Größenordnung noch Verlauf des Liefergrades über dem Betriebsbereich des Verdichters für die Modellierung bekannt.

In der Literatur existieren analoge Untersuchungen hinsichtlich des Liefergrades. Shimizu et al. haben mithilfe von Experimenten herausgefunden, dass der Liefergrad mit steigendem Druckverhältnis zwischen Austritt und Eintritt abnimmt [SKY80]. Dieser Zusammenhang wird auch in Hanlons Kompressor-Handbuch wiedergegeben. [Han01].

Die Druckverhältnisse der Betriebspunkte aus den Testdaten sind nicht bekannt. Zur systematischen Bestimmung von λ_l und η_{is} wird die Vorgehensweise aus Abbildung 3.9 adaptiert. Der Sollwert für die Heizleistung $\dot{Q}_{H,soll}$ wird durch die Testergebnisse vorgegeben. Zur Bestimmung des Massenstroms \dot{m}_R wird neben der Drehzahl des Verdichters n_V der Liefergrad benötigt. Für den Liefergrad wird ein Sollwert $\lambda_{l,soll}$ vorgegeben. Damit ergibt sich für den Massenstrom folgender Zusammenhang:

$$\dot{m}_R = \rho_1 \cdot V_h \cdot n_V \cdot \lambda_{l,soll} \quad (3.39)$$

ρ_1 beschreibt die Dichte am Eintritt des Verdichters. Mithilfe des tatsächlichen Massenstroms \dot{m}_R erfolgt die Ermittlung des isentropen Wirkungsgrades analog zur Vorgehensweise, die in Abbildung 3.9 beschrieben wird. Der Sollwert des Liefergrades wird im Bereich von 0,7 bis 1,0 variiert, weil nach Abbildung 3.11 plausible Werte für den isentropen Wirkungsgrad resultieren. In diesem Bereich existiert ein Paar der Parameter Liefergrad und isentroper Wirkungsgrad, bei dem das Modell den Sollwert für die Heizleistung erreicht.

Allerdings wird zu jedem vorgegebenen Wert des Liefergrades ein entsprechender isentroper Wirkungsgrad gefunden. Das resultiert aus Gleichung 3.18, in der \dot{m}_R und h_1 linear von λ_l abhängig sind sowie h_3 von η_{is} abhängt. An dieser Stelle muss ein Punkt dieser Kurve ausgewählt werden. Zur Auswahl wird ein weiterer Zusammenhang bezüglich des Liefergrades verwendet. Neben dem Verhältnis aus realem und theoretischem Massenstrom existiert ein theoretischer Zusammenhang in Abhängigkeit des Druckverhältnisses über dem Verdichter. Dieser ist in Gleichung 3.40 dargestellt [Han01]:

$$\lambda_{l,theo} = 1 - \epsilon \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}^{1/n_p} - 1 \right) \quad (3.40)$$

p_2 stellt den Druck am Austritt des Verdichters p_1 den Druck am Eintritt des Verdichters dar. ϵ beschreibt das sogenannte Schadraumverhältnis. Es beschreibt das Verhältnis zwischen Kompressionsvolumen V_c und Hubvolumen V_h . Im Gegensatz zum Hubvolumen ist die Größe des Kompressionsvolumens für den betrachteten Verdichter nicht bekannt. Allerdings werden in der Literatur für

das Schadraumverhältnis eines Rollkolbenverdichters Werte von 0,04 bis 0,06 betrachtet [ESSW09]. Daher wird zur ersten Abschätzung $\epsilon = 0,04$ gewählt. Für $\epsilon = 0,06$ ist $\lambda_{l,theo}$ vergleichsweise kleiner, wobei die Differenz zum Wert bei $\epsilon = 0,04$ mit steigendem Druckverhältnis zunimmt. Die Wahl von ϵ und dessen Auswirkungen werden im weiteren Verlauf diskutiert. n_p beschreibt den Exponenten der polytropen Zustandsänderung. Der Wert des Polytropenexponenten ist nicht bekannt. Folglich wird Gleichung 3.40 so umgestellt, dass der Polytropenexponent nicht benötigt wird. Dazu wird das Polytropenverhältnis für ideale Gase verwendet. Das Kältemittel wird um ΔT_{SH} im Verdampfer überhitzt, sodass es gasförmig vorliegt. Allerdings gilt ideales Gasverhalten für den Bereich geringer Dichte. Daher muss geprüft werden, ob die Annahme gültig ist. In Gleichung 3.41 ist das Polytropenverhältnis dargestellt:

$$\frac{p_2^{(n_p-1)/n_p}}{p_1} = \frac{v_1^{n_p-1}}{v_2} \quad (3.41)$$

v_1 und v_2 beschreiben das spezifische Volumen am Verdichtereintritt bzw. Verdichteraustritt. Werden die spezifischen Volumina durch die Dichte des Kältemittels der beiden Zustände ρ_1 bzw. ρ_2 ersetzt und die Exponenten gekürzt, dann folgt:

$$\frac{p_2^{1/n_p}}{p_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \quad (3.42)$$

Durch Einsetzen von Gleichung 3.42 in Gleichung 3.40 folgt für den theoretischen Liefergrad $\lambda_{l,theo}$:

$$\lambda_{l,theo} = 1 - \epsilon \cdot \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} - 1 \right) \quad (3.43)$$

Der theoretische Wert des Liefergrades wird für die Parametrierung als Ist-Zustand $\lambda_{l,ist}$ des Liefergrades angenommen. $\lambda_{l,ist}$ wird zur Bestimmung des isentropen Wirkungsgrades und Liefergrades mit dem jeweilig vorgegebenen Wert des Liefergrades verglichen. Bei steigendem Sollwert des Liefergrades ($\lambda_{l,soll} \uparrow$) erhöht sich der Massenstrom durch den Verdichter ($\dot{m}_R \uparrow$). Zur Abbildung der Heizleistung der Testdaten sinkt in diesem Zusammenhang die spezifische Enthalpiedifferenz zwischen Zustand 2 und Zustand 3 ($\Delta h_{2-3} \downarrow$). Für R-410A sinkt die Verdampfungsenthalpie mit steigendem Druck. Im Kondensator wird das Nassdampfgebiet durchlaufen, sodass angenommen wird, dass die spezifische Enthalpiedifferenz zwischen Zustand 2 und 3 von der Größe der Verdampfungsenthalpie abhängt. Folglich wird die Abnahme von Δh_{2-3} durch einen höheren Druck am Verdichteraustritt realisiert ($p_2 \uparrow$). Mit steigendem Druck p_2 sinkt nach Gleichung 3.40 der Ist-Wert des Liefergrades ($\lambda_{l,ist} \downarrow$). Daher existiert ein Punkt, in dem

$$\lambda_{l,ist} = \lambda_{l,soll} \quad (3.44)$$

gilt. Zur Bestimmung dieses Punktes und damit verbunden dem Wert des Liefergrades und des isentropen Wirkungsgrad im betrachteten Betriebspunkt ist in Abbildung 3.12 die Vorgehensweise dar-

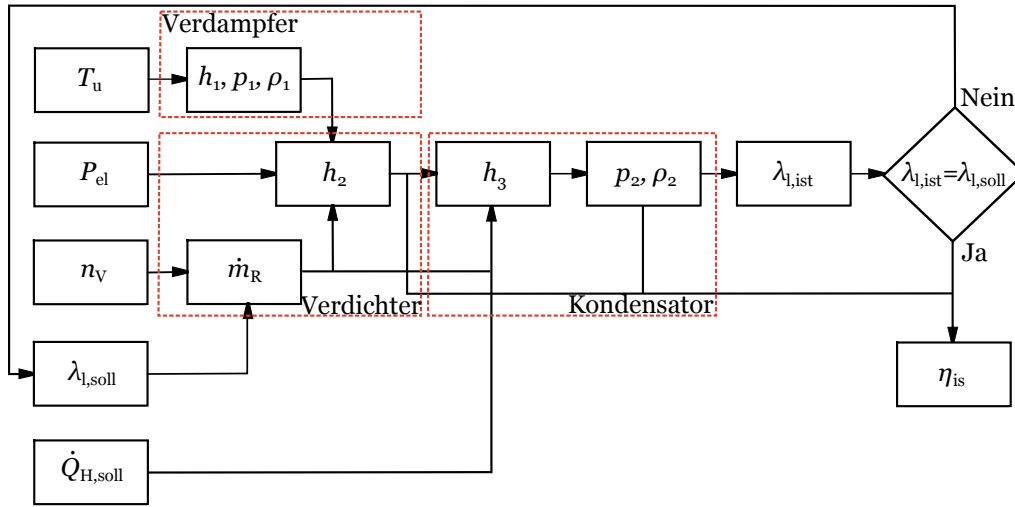


Abbildung 3.12: Schematische Darstellung des Algorithmus zur Bestimmung von η_{is} und λ_l .

gestellt. Mithilfe der Eingangsgrößen Umgebungstemperatur T_u , elektrischer Leistung P_{el} und Verdichterdrehzahl n_V sowie der Sollwerte der Heizlast $\dot{Q}_{H,soll}$ und des Liefergrades $\lambda_{l,soll}$ werden die Zustände 1-3 des Kältemittels im Wärmepumpenkreislauf entsprechend der im Modell implementierten Gleichungen unter Berücksichtigung der genannten Randbedingungen bestimmt.

Zuerst wird nach dem Vorgehen aus Abschnitt 3.1.1 Zustand 1 des Kältemittels berechnet. Außerdem wird in Abhängigkeit des vorgegebenen Liefergrades, der Verdichterdrehzahl und der Dichte im Zustand 1 ρ_1 der Massenstrom des Kältemittels \dot{m}_R berechnet. Anschließend wird die spezifische Enthalpie h_2 mithilfe der spezifischen Enthalpie h_1 , dem Massenstrom und der elektrischen Leistung P_{el} bestimmt. Analog zur Vorgehensweise in Abschnitt 3.2.1, die durch Abbildung 3.9 dargestellt wird, werden spezifische Enthalpie h_3 am Austritt des Kondensators und der Druck p_2 am Austritt des Verdichters ermittelt. Mit h_2 und p_2 ist Zustand 2 eindeutig bestimmt, sodass die Dichte ρ_2 ermittelt werden kann. ρ_1 und ρ_2 werden in Gleichung 3.43 zur Berechnung des Liefergrades $\lambda_{l,ist}$ verwendet.

Nachfolgend wird überprüft, ob Gleichung 3.44 erfüllt ist. Ist diese Bedingung nicht erfüllt, wird $\lambda_{l,soll}$ erhöht und das Vorgehen wiederholt. Dabei wird $\lambda_{l,soll}$ um $\Delta\lambda_l = 0,01$ erhöht, um sicherzustellen, dass mit einer Genauigkeit von zwei Nachkommastellen Liefergrad und isentroper Wirkungsgrad bestimmt werden. Ist die Bedingung erfüllt, wird mittels p_2 und der spezifischen Entropie s_1 in Zustand 1, die spezifische Enthalpie des isentropen Zustandes $h_{2,is}$ am Verdichteraustritt berechnet, die nach Gleichung 3.11 auf den isentropen Wirkungsgrad führt. Abbildung 3.13 zeigt den isentropen Wirkungsgrad η_{is} und den Ist-Wert des Liefergrades $\lambda_{l,ist}$ als Funktion von $\lambda_{l,soll}$ für den Betriebspunkt A2/W35.

Die ansteigende Kurve zeigt den vorgegebenen Wert, die abfallende Kurve zeigt den berechneten

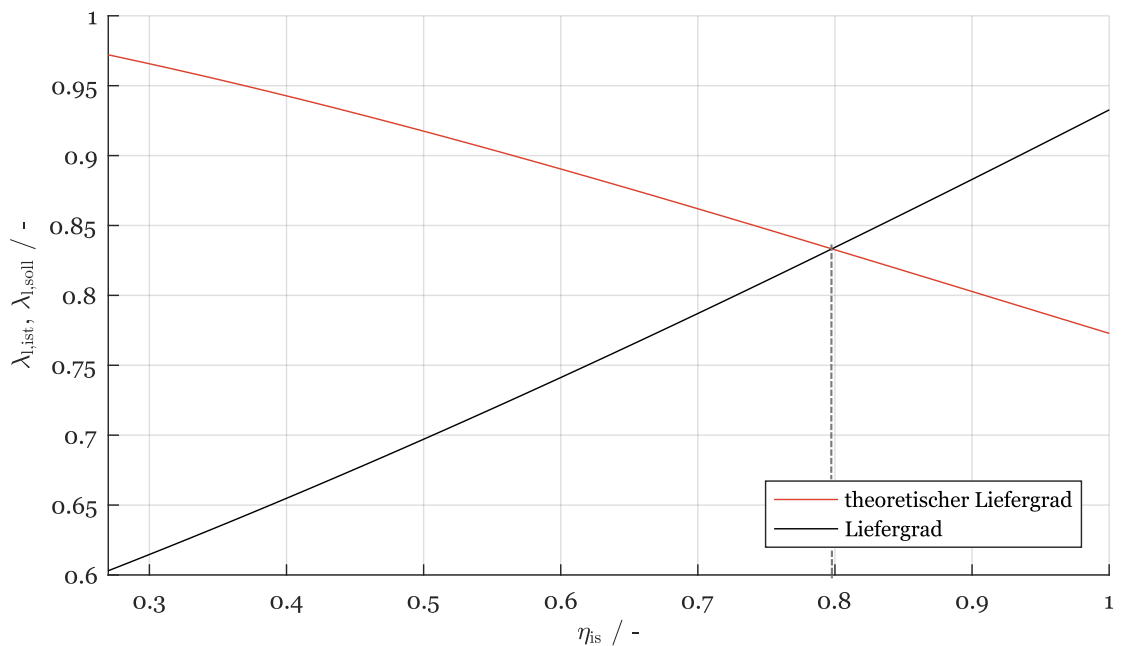


Abbildung 3.13: Isentroper Wirkungsgrad in Abhängigkeit von $\lambda_{l,ist}$ und $\lambda_{l,soll}$.

Ist-Wert des Liefergrades. Auf der x-Achse ist der dazugehörige isentrope Wirkungsgrad aufgetragen. Die Kurve des Sollwertes steigt über dem isentropen Wirkungsgrad, die Kurve des Ist-Wertes nimmt über dem isentropen Wirkungsgrad ab. Gleichung 3.44 ist im Schnittpunkt der beiden Kurven erfüllt. Für den betrachteten Betriebspunkt liegt dieser Schnittpunkt bei $\lambda_{l,ist} = \lambda_{l,soll} = 0,84$ und $\eta_{is} = 0,79$. Somit entweicht ein großer Teil des Massenstroms dem Kompressionsvolumen. In diesem Zusammenhang sind experimentelle Untersuchungen durchzuführen, damit eine Optimierung stattfinden kann. Im Vergleich zu Abbildung 3.10 ist der Wert des isentropen Wirkungsgrades physikalisch plausibel, da $\eta_{is} < 1$. Das Wertepaar entspricht dem Parametersatz für den Betriebspunkt A2/W35, der im Modell zur Abbildung der Heizleistung der betrachteten Wärmepumpe eingesetzt wird. Wird $\epsilon = 0,06$ gewählt, nimmt $\lambda_{l,soll}$ im Vergleich zu $\epsilon = 0,04$ mit steigendem Druckverhältnis stärker ab. Dies führt dazu, dass der Schnittpunkt in Abbildung 3.13 bei geringerem isentropen Wirkungsgrad liegt, sodass der Betriebspunkt bei einem geringeren Druckverhältnis bestimmt wird. Abbildung 3.10 zeigt, dass die Betriebspunkte unter Vernachlässigung der Verluste im Verdichter den maximale Betriebsdruck überschreiten. Daher ist die Wahl von $\epsilon = 0,04$ eine Abschätzung zur sicheren Seite in Bezug auf den Betriebsdruck. Das Vorgehen zur Bestimmung der Parameter isentroper Wirkungsgrad und Liefergrad wird für jeden Betriebspunkt der Testdaten analog durchgeführt, sodass für jeden Betriebspunkt entsprechende Werte vorliegen.

Das Wärmepumpenmodell soll auch dynamisches Betriebsverhalten abbilden können, da stati-

sches Verhalten für Luft-Wasser-Wärmepumpen nicht ausreichend ist. Aus diesem Grund soll für den Liefergrad eine Funktion gefunden werden, die über den Betriebsbereich der Wärmepumpe gültig ist. Gleichung 3.40 und 3.43 liefern zwei Funktionen zur Abbildung des Liefergrades. In Gleichung 3.40 wird der Liefergrad in Abhängigkeit des Druckverhältnisses bestimmt, wobei der Polytropenexponent unbekannt ist. Gleichung 3.43 berechnet den Liefergrad in Abhängigkeit der Dichten an Eintritt und Austritt des Verdichters. Allerdings ist die Bestimmung nicht ohne detaillierte Herstellerinformationen möglich. Aus diesen Gründen können beide Gleichungen nicht als Funktion zur Bestimmung des Liefergrades genutzt werden.

Im Zuge der Bestimmung von Liefergrad und isentropem Wirkungsgrad für die Betriebspunkte der Testdaten wird auch das Druckverhältnis bestimmt. Demzufolge können die ermittelten Liefergrade über den Druckverhältnissen aufgetragen werden. Zur Bestimmung einer Funktion des Liefergrades in Abhängigkeit dieser Datenpunkte wird eine Regressionsanalyse durchgeführt. Dabei wird eine mathematische Funktion bestimmt, die den Satz Datenpunkte möglichst genau wiedergibt. In diesem Zusammenhang werden verschiedene Typen mathematischer Funktionen betrachtet. Es wird eine Annäherung durch eine lineare Funktion untersucht, weil der mathematische Aufwand gering ist. Wird in Gleichung 3.40 der Polytropenexponent $n_p > 1$ und als konstant angenommen, beschreibt der Ausdruck innerhalb der Klammer eine Wurzelfunktion. Somit kann der gesamte Ausdruck in Form einer Exponentialfunktion oder Hyperbelfunktion dargestellt werden. Auch diese beiden Funktionstypen werden im Rahmen der Regressionsanalyse untersucht. Darüber hinaus wird mithilfe einer Polynomfunktion überprüft, ob es aus mathematischer Sicht eine Funktion gibt, die den Satz an Datenpunkten noch genauer abbildet. Die Ergebnisse der Regressionsanalyse sowie der Parameterbestimmung werden im folgenden Abschnitt 3.2.4 dargestellt.

3.2.4 Ergebnisse der Parameterbestimmung

Unter der Berücksichtigung von Verlusten im Verdichter ergibt die Parameterbestimmung physikalisch plausible Werte für isentropen Wirkungsgrad und Liefergrad. Nachstehend erfolgt die Darstellung dieser Ergebnisse und ein Vergleich mit den Werten, die sich unter Vernachlässigung der Verluste ergeben. Abbildung 3.14 stellt die Werte für den isentropen Wirkungsgrad dar. In dem Diagramm ist der isentrope Wirkungsgrad η_{is} über dem Druck p_2 am Verdichteraustritt aufgetragen. Der zulässige Wertebereich ist durch den maximalen Betriebsdruck $p_{max} = 41,5$ bar und die reversible Zustandsänderung mit $\eta_{is} = 1$ beschränkt. Das Diagramm zeigt die Ergebnisse für beide Vorgehensweisen, wobei die Kreuze die isentropen Wirkungsgrade unter Vernachlässigung der Verluste charakterisieren und die Punkte die isentropen Wirkungsgrade unter Berücksichtigung der Verluste. Dargestellt sind alle Betriebspunkte der Testdaten.

Unter Vernachlässigung von Verlusten hat Betriebspunkt A2/W35 den höchsten isentropen Wirkungsgrad. Er erreicht einen Wert von $\eta_{is} = 1,13$ bei einem Druck von $p_2 = 41,418$ bar am Verdich-

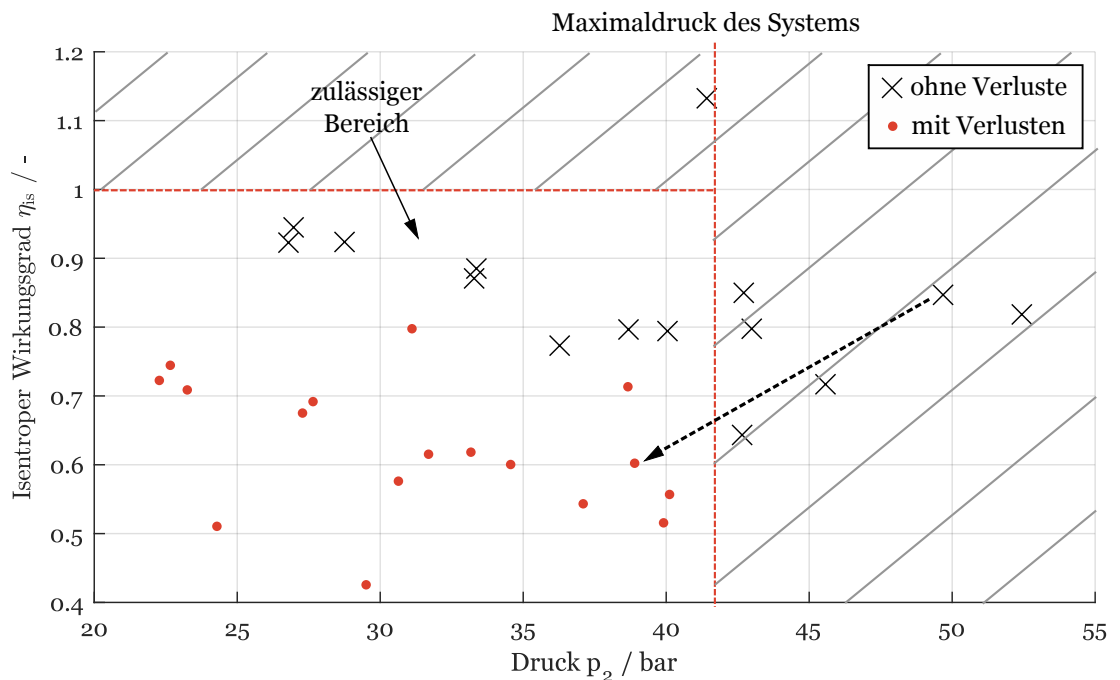


Abbildung 3.14: Isentroper Wirkungsgrad und Druck am Verdichteraustritt unter Vernachlässigung bzw. Berücksichtigung von Verlusten.

teraustritt. Der niedrigste isentrope Wirkungsgrad stellt sich im Betriebspunkt A-15/W45 ein, wobei ein Wert von $\eta_{is} = 0,64$ bei $p_2 = 42,65$ bar vorliegt. Im Kontext des Drucks am Verdichteraustritt liegt der höchste Wert mit $p_2 = 52,43$ bar im Betriebspunkt A-3/W45 vor. Dabei beträgt der isentrope Wirkungsgrad $\eta_{is} = 0,82$. Betriebspunkt A10/W35 hat den geringsten Druck am Verdichteraustritt. Bei $\eta_{is} = 0,92$ beträgt der Wert des Drucks $p_2 = 26,79$ bar. A12/W35 hat mit $p_2 = 26,97$ bar einen ähnlichen Druck bei einem höherem isentropen Wirkungsgrad von $\eta_{is} = 0,95$. In dem Diagramm ist bei 41,5 bar der Maximaldruck des betrachteten Systems dargestellt, bei dem die Anlage automatisch abgeschaltet wird.

Bei Vernachlässigung von Verlusten liegt der Druck am Verdichteraustritt bei sechs Betriebspunkten oberhalb dieses Wertes. In Tabelle 3.5 sind die Betriebspunkte, der dazugehörige Druck und der isentroper Wirkungsgrad aufgelistet. Die Tabelle ist nach aufsteigendem Druck sortiert. Es ist festzuhalten, dass abgesehen von den Umgebungstemperaturen $T_u = 10^\circ\text{C}$ und $T_u = 12^\circ\text{C}$ für jede in den Testdaten betrachtete Umgebungstemperatur ein Betriebspunkt existiert, der p_{\max} überschreitet. Dabei handelt es sich nach DIN 14825 um Betriebspunkte für Anwendungen niedriger (35°C), intermediärer (45°C) und mittlerer (55°C) Temperatur in Bezug auf die Temperatur der Nutzwärme. [Deu16]

Durch die Berücksichtigung der Verluste liegt der höchste isentrope Wirkungsgrad ebenfalls im

Tabelle 3.5: Betriebspunkte, deren Werte für den Druck am Verdichteraustritt unter Vernachlässigung der Verluste im nicht-zulässigen Bereich liegen.

Betriebspunkt	η_{is}	p_2 bar
-	-	-
A-15/W45	0,64	42,64
A-7/W35	0,85	42,71
A7/W55	0,79	42,99
A7/W45	0,72	45,57
A2/W55	0,85	49,68
A-3/W45	0,82	52,44

Betriebspunkt A2/W35 vor, wobei der Wert $\eta_{is} = 0,79$ beträgt. Dabei liegt der Druck am Verdichteraustritt bei $p_2 = 31,11$ bar. Im Gegensatz dazu liegt im Punkt A-15/W45 der niedrigste isentrope Wirkungsgrad $\eta_{is} = 0,43$ bei einem Druck von $p_2 = 29,51$ bar vor. Der höchste Druck beträgt $p_2 = 40,12$ bar und liegt im Betriebspunkt A-3/W45 vor, bei einem isentropen Wirkungsgrad von $\eta_{is} = 0,56$. Der geringste Druck liegt bei $p_2 = 22,28$ bar im Punkt A10/W35, wobei der isentrope Wirkungsgrad $\eta_{is} = 0,72$ beträgt. Ähnliche Werte liegen im Punkt A12/W35 mit $p_2 = 22,66$ bar und $\eta_{is} = 0,74$ vor.

Im Vergleich zur Vernachlässigung von Verlusten (oV) liegt bei Berücksichtigung der Verluste (mV) kein Betriebspunkt oberhalb von p_{max} . Die Drücke liegen in einem niedrigeren Wertebereich, wobei das Intervall, in dem alle Betriebspunkte liegen, bei mV kleiner ist, als bei oV . Bei mV reicht es von 22,28 bar bis 40,12 bar, bei oV von 26,79 bar bis 52,43 bar. Ähnliches gilt für den Vergleich des isentropen Wirkungsgrades. Bei mV liegen geringere Werte für den isentropen Wirkungsgrad vor, wobei das Intervall, in dem sich die Werte befinden, bei Vorgehensweise a) größer ist. Für oV liegt der isentrope Wirkungsgrad im Bereich von 0,64-1,13, für mV liegt er im Bereich von 0,43-0,79. Weiterhin fällt auf, dass für zwei Betriebspunkte bei oV kein isentroper Wirkungsgrad vorliegt, weil die Simulation zur Bestimmung des Parameters aufgrund von Fehlern abbricht. Für A2/W45 und A-7/W45 liegen nur Werte bei mV vor. Für A2/W45 beträgt das Wertepaar $\eta_{is} = 0,71$ und $p_2 = 38,66$ bar und A-7/W45 liegt es bei $\eta_{is} = 0,52$ und $p_2 = 39,91$ bar.

Somit ist festzuhalten, dass unter Berücksichtigung der Verluste im Verdichter plausible Werte für den isentropen Wirkungsgrad und Druck am Verdichteraustritt resultieren. Willingham hat im Rahmen von experimentellen Untersuchungen eines Kompressors isentrope Wirkungsgrade im Bereich von 0,3 bis 0,85 erhalten [Wil09]. Diese Werte werden durch die Ergebnisse der Parameterbestimmung bestätigt, sodass die Größenordnung der isentropen Wirkungsgrade gerechtfertigt ist.

Bei Berücksichtigung der Verluste zur Bestimmung des isentropen Wirkungsgrades wird der Liefer-

grad zur Darstellung der Verluste des Massenstroms im jeweiligen Betriebspunkt bestimmt. Tabelle 3.6 stellt den ermittelten Liefergrad und das Druckverhältnis bzw. den Druck am Verdichteraustritt dar.

Tabelle 3.6: Ergebnisse der Parameterbestimmung für den Liefergrad und das Druckverhältnis.

Betriebspunkt	λ_1	p_2	p_2/p_1
-	-	bar	-
A12/W35	0,93	22,66	2,74
A10/W35	0,93	22,28	2,87
A7/W35	0,91	23,25	3,31
A12/W45	0,91	27,65	3,35
A10/W45	0,9	27,28	3,52
A12/W55	0,89	33,17	4,01
A10/W55	0,89	31,69	4,09
A7/W55	0,86	34,56	4,91
A7/W45	0,86	37,09	5,27
A2/W35	0,83	31,11	5,23
A2/W55	0,81	38,89	6,54
A-15/W35	0,80	24,29	7,64
A-7/W35	0,80	30,64	7,09
A2/W45	0,79	38,66	6,5
A-15/W45	0,78	29,51	9,29
A-3/W45	0,78	40,12	8,04
A-7/W45	0,75	39,91	9,24

In der Tabelle sind die Betriebspunkte absteigend nach dem Liefergrad sortiert. Der höchste Liefergrad wird für Betriebspunkt A12/W35 bestimmt und liegt bei $\lambda_1 = 0,93$. In diesem Betriebspunkt beträgt das Druckverhältnis $p_2/p_1 = 2,74$. Bei A-7/W45 wird der geringste Liefergrad mit $\lambda_1 = 0,753$ ermittelt. Dabei beträgt das Druckverhältnis $p_2/p_1 = 9,24$. Die Tabelle zeigt, dass mit steigendem Druckverhältnis zwischen Verdichteraustritt und Verdichtereintritt die Werte des Liefergrades ab-

Tabelle 3.7: Vergleich der mathematischen Funktionen zur Annäherung des Liefergrades durch das Druckverhältnis.

Funktionstyp	Funktion	Parameter	RMSE
lineare Funktion	$f(x) = a \cdot x + b$	$a = -0,02573$ $b = 0,9902$	0,01364
Exponentialfunktion	$f(x) = a \cdot e^{b \cdot x}$	$a = 1,004$ $b = -0,03099$	0,01255
Hyperbelfunktion	$f(x) = a \cdot x^b$	$a = 1,108$ $b = -0,165$	0,01045
Polynomfunktion	$f(x) = a \cdot x^2 + b \cdot x + c$	$a = 0,002385$ $b = -0,05398$ $c = 1,063$	0,009925

nehmen, wobei mit A2/W45 und A-3/W45 zwei Betriebspunkte existieren, die diesem Zusammenhang nicht entsprechen. Um zu verifizieren, dass es sich um Ausreißer handelt, müssen weitere experimentelle Untersuchungen durchgeführt werden. Ein ähnlicher Zusammenhang zwischen Druck p_2 und λ_1 oder zwischen Temperatur der Wärmequelle T_u und λ_1 kann nicht beobachtet werden.

Die Werte des Liefergrades liegen in einem plausiblen Bereich von 0,75 bis 0,93 bei Druckverhältnissen von 2,74 bis 9,24. Eine Erhöhung des Schadraumverhältnisses auf $\epsilon = 0,06$ führt zu einer geringen Abnahme des Liefergrades. Shimizu et al. haben in experimentellen Untersuchungen Liefergrade von 0,7 bis 0,9 bei Druckverhältnissen von 3 bis 7 erhalten. [SKY80] Aus diesem Grund ist die Größenordnung der Liefergrade plausibel.

Auf Basis der Werte in Tabelle 3.6 wird mithilfe einer Regressionsanalyse eine Funktion ermittelt, die den Liefergrad in Abhängigkeit des Druckverhältnisses p_2/p_1 abbildet. Mit dieser Funktion kann der Liefergrad über dem gesamten Betriebsbereich der Wärmepumpe bestimmt werden, wobei die Abbildung des dynamischen Betriebsverhaltens das übergeordnete Ziel darstellt. In diesem Zusammenhang werden vier mathematische Funktionstypen untersucht und in Tabelle 3.7 verglichen. Die Tabelle zeigt jeweils den Funktionstypen, die Parameter der angenäherten Funktion sowie den Fehler nach der Gauß Methode kleinster Fehlerquadrate (Root mean square error: RMSE). Dabei beschreibt x das Druckverhältnis und $f(x)$ den Liefergrad. Der RMSE ist ein Maß für die Abweichung zwischen angenäherter Funktion und dem für die Regressionsanalyse genutzten Datensatz. Je kleiner der RMSE einer Funktion, desto genauer bildet diese die Punkte des Datensatzes ab.

Die lineare, exponentielle und Hyperbelfunktion beinhalten zwei angenäherte Parameter, wobei die lineare Funktion den mathematisch geringsten Aufwand darstellt. Exponentialfunktion und Hyperbelfunktion haben in Bezug auf die Kurvenform einen ähnlichen Verlauf. Der RMSE dieser Funktio-

nen liegt in der Größenordnung von 1 %. Die Polynomfunktion stellt ein Polynom zweiten Grades dar und verfügt über drei Parameter. Dabei hat es im Rahmen der betrachteten Funktionen mit einem Wert von 0,09925 den kleinsten RMSE. Eine Erhöhung der Parameterzahl der Polynomfunktion bis auf eine Funktion 6. Grades führt nicht zu einer Verringerung des RMSE. Aus diesem Grund wird in Tabelle 3.7 eine Polynomfunktion 2. Grades betrachtet.

Anhand von Gleichung 3.40 wird in Abschnitt 3.2.3 beschrieben, weshalb Exponentialfunktion und Hyperbelfunktion zur Abbildung des Liefergrades in Abhängigkeit des Druckverhältnisses geeignet sind. Die Hyperbelfunktion hat im Rahmen der beiden Funktionen eine geringere Abweichung zum Datensatz. In Abbildung 3.15 ist die angepasste Hyperbelfunktion neben dem Datensatz des Liefergrades dargestellt. Die Funktion weist einen mit steigendem Druckverhältnis abfallenden Verlauf auf. Dabei ist die negative Steigung im Bereich kleiner Druckverhältnisse größer als im Bereich hoher Druckverhältnisse. Dieser Verlauf ist auf die Charakteristik einer Hyperbelfunktion zurückzuführen und entspricht in diesem Fall dem Verlauf der Liefergrade in Abhängigkeit des Druckverhältnisses.

Weiterhin ist zu erkennen, dass drei Punkte des Datensatzes exakt auf der Kurve der Funktion liegen. Die restlichen Punkte liegen bei unterschiedlichen Abständen entweder oberhalb oder unterhalb der Kurve, wobei die größten relativen Abweichungen in den Punkten A-15/W45 bzw. A2/W45 auftreten. Diese liegen bei 1,9 % bzw. 2,2 %. Dabei handelt es sich um tolerierbare Werte. Die Abweichungen aller Betriebspunkte führen auf den Wert des RMSE.

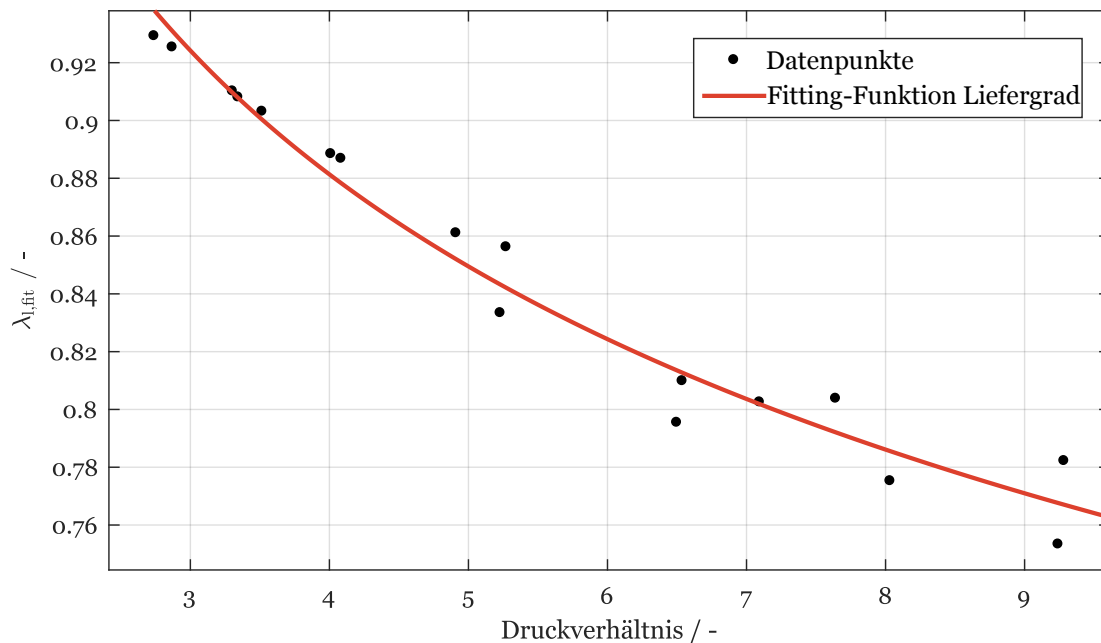


Abbildung 3.15: Funktion für den Liefergrad in Abhängigkeit des Druckverhältnisses.

Die Bestimmung der Parameter hat physikalisch plausible Werte ergeben, deren Güte im Kontext des Gesamtmodells zu untersuchen ist. Aus diesem Grund wird das entwickelte Modell unter Anwendung der identifizierten Parameter zur Abbildung der Betriebspunkte verwendet. Im folgenden Abschnitt 3.3 sind die Ergebnisse der Simulation des Gesamtmodells dargestellt.

3.3 Modellergebnisse

Zur Abbildung der Betriebspunkte aus den Testdaten ist das entwickelte Gesamtmodell der Wärmepumpe unter den in den Abschnitten 3.1.1-3.1.3 genannten Bedingungen simuliert worden. Dabei wurden die unter Berücksichtigung der Verluste bestimmten und in Abschnitt 3.2.4 dargestellten Werte für das Druckverhältnis p_2/p_1 und den isentropen Wirkungsgrad verwendet. Die Liefergrade λ_1 der Betriebspunkte sind mit der Hyperbelfunktion aus Tabelle 3.7 berechnet worden.

In Tabelle 3.8 sind die Ergebnisse der Simulation abgebildet. Dabei handelt es sich um eine Auswahl von Modellgrößen, die im weiteren Verlauf zur Bewertung des Modells verwendet werden, weil diese Größen den Betrieb der Wärmepumpe charakterisieren. Dazu gehören die Drücke p_1 am Einlass und p_2 am Auslass des Verdichters, der isentrope Wirkungsgrad η_{is} und der Liefergrad λ_1 . Die Berechnung von p_1 erfolgt in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur im Verdampfermodell. Tabelle 3.8 zeigt, dass die Werte für Betriebspunkte identischer Umgebungstemperatur gleich sind. Der

Tabelle 3.8: Ergebnisse der Simulation für eine Auswahl von Modellgrößen zur Bewertung der Modellierung.

Betriebspunkt -	p_1 bar	p_2 bar	η_{is} -	λ_1 -	T_2 °C	T_3 °C	\dot{m}_R kg/s	$\dot{Q}_{H,M}$ W	COP_M -
A12/W35	8,27	22,66	0,74	0,94	61,23	29,22	0,024	5223,09	5,80
A12/W45	8,27	27,65	0,69	0,91	76,63	37,48	0,024	4981,01	4,37
A12/W55	8,27	33,17	0,62	0,88	94,02	45,38	0,019	4156,74	3,35
A10/W35	7,76	22,28	0,72	0,93	62,67	28,52	0,023	4944,94	5,43
A10/W45	7,76	27,28	0,68	0,90	78,45	36,91	0,022	4720,16	4,14
A10/W55	7,76	31,69	0,62	0,88	93,05	43,37	0,022	4620,31	3,35
A7/W35	7,03	23,25	0,71	0,91	68,65	30,27	0,020	4370,11	4,70
A7/W45	7,03	37,09	0,54	0,84	115,49	50,39	0,019	4118,74	2,56
A7/W55	7,03	34,56	0,60	0,85	103,82	47,21	0,019	4052,76	2,90
A2/W35	5,95	31,11	0,79	0,84	86,42	42,56	0,014	2824,32	3,58
A2/W45	5,95	38,66	0,71	0,81	106,58	52,29	0,013	2678,83	2,79
A2/W55	5,95	38,89	0,60	0,81	117,88	52,56	0,015	3288,6	2,47
A-3/W45	4,99	40,12	0,56	0,79	132,81	53,97	0,021	4818,6	2,18
A-7/W35	4,32	30,64	0,58	0,80	115,62	41,89	0,020	4849,63	2,50
A-7/W45	4,32	39,91	0,52	0,77	145,89	53,73	0,018	4604,83	2,01
A-15/W35	3,18	24,29	0,51	0,79	122,81	32,06	0,014	3728,73	2,38
A-15/W45	3,18	29,51	0,43	0,77	160,19	40,27	0,014	4111,31	1,94

Druck wird auf der Taulinie mithilfe der Siedetemperatur berechnet. Deshalb ist dieses Ergebnis zu erwarten. Der maximale Wert für den Druck am Einlass des Verdichters liegt bei $T_u = 285,15$ K vor. Dieser liegt bei $p_1 = 8,27$ bar. Demgegenüber fällt bei $T_u = 258,15$ K mit $p_1 = 3,18$ bar der geringste Druck am Verdichtereinlass an. Die Werte von p_2 , η_{is} und λ_1 sind bereits in Abschnitt 3.2.4 beschrieben worden.

Neben diesen Größen wird der Massenstrom \dot{m}_R des Kältemittels betrachtet. Abbildung 3.16 bildet den Massenstrom über dem Druckverhältnis des Verdichters ab. Anhand des Diagramms ist kein klarer Verlauf des Massenstroms in Abhängigkeit des Druckverhältnisses festzustellen. Lediglich eine abnehmende Tendenz bei steigendem Druckverhältnis ist auszumachen. Das geringste Druckverhältnis liegt mit $p_2/p_1 = 2,74$ in Betriebspunkt A12/W35 vor. In diesem Punkt wird der größte Massenstrom $\dot{m}_R = 0,024$ kg/s berechnet. Allerdings liegt der geringste Massenstrom mit

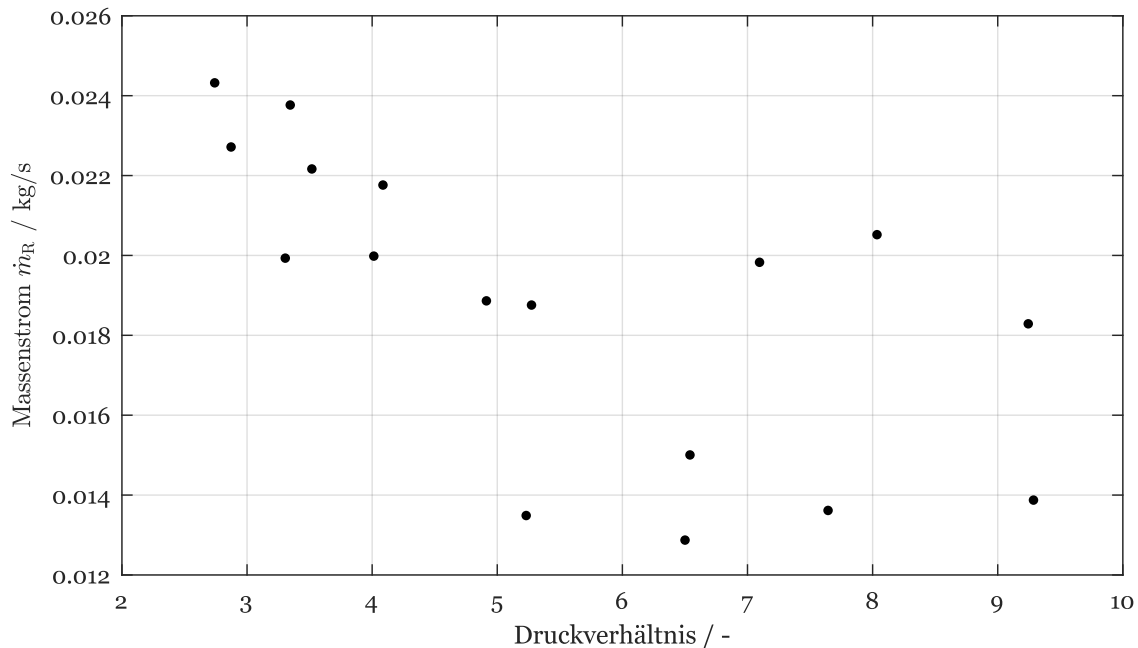


Abbildung 3.16: Darstellung des Massenstroms in Abhängigkeit des Druckverhältnisses über dem Verdichter.

$\dot{m}_R = 0,013 \text{ kg/s}$ in Betriebspunkt A2/W45 bei $p_2/p_1 = 6,50$ vor. Dabei handelt es sich nicht um den Betriebspunkt mit größtem Druckverhältnis. Im Betriebspunkt maximalen Druckverhältnisses $p_2/p_1 = 9,29$, das bei A-15/W45 vorliegt, beträgt der Massenstrom $\dot{m}_R = 0,014 \text{ kg/s}$. Darüber hinaus existieren drei Betriebspunkte mit hohem Druckverhältnis, bei denen ein vergleichsweise hoher Massenstrom vorliegt. Die Abweichungen sind darauf zurückzuführen, dass der Massenstrom eine Funktion der Drehzahl ist. Die Betriebspunkte liegen bei verschiedenen Drehzahlen vor.

Des Weiteren sind in Tabelle 3.8 die Temperaturen T_2 am Eintritt des Kondensators und T_3 am Austritt des Kondensators in den Betriebspunkten aufgelistet. In Abbildung 3.17 werden diese Werte der Vorlauftemperatur T_v des Heizkreises gegenübergestellt. Diagramm a) vergleicht die Temperatur am Eintritt des Kondensators mit der Vorlauftemperatur, in Diagramm b) werden die Vorlauftemperatur und die Temperatur am Austritt des Kondensators betrachtet. Dabei decken die Betriebspunkte Anwendungen niedriger (35°C), intermediärer (45°C) und mittlerer (55°C) Vorlauftemperaturen ab. In beiden Gegenüberstellungen ist eine Grenzlinie eingezeichnet. Diese stellt jeweils den Fall dar, dass die betrachtete Temperatur den Wert der Vorlauftemperatur annimmt. Demzufolge gilt für eine Temperatur T oberhalb der Grenzlinie $T > T_v$ und unterhalb der Grenzlinie $T < T_v$.

Diagramm a) zeigt, dass die berechnete Temperatur am Eintritt des Kondensators in jedem Betriebspunkt größer ist als die Vorlauftemperatur. In A-15/W35 liegt bei $T_v = 35^\circ\text{C}$ der höchste Wert für die

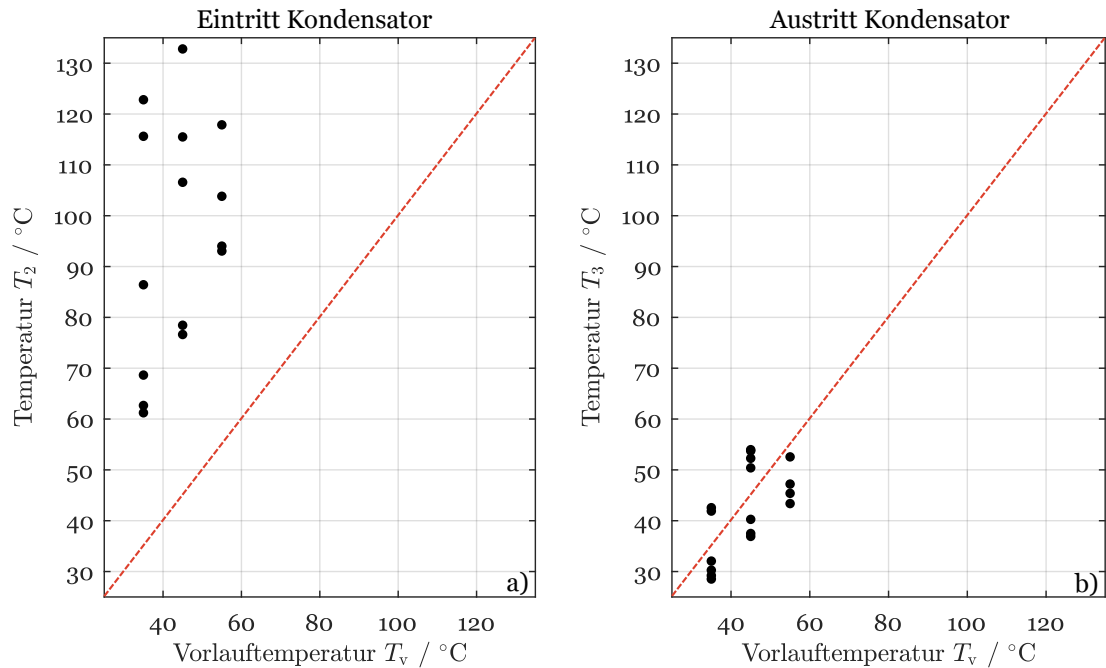


Abbildung 3.17: Temperaturdifferenz zwischen Heizkreis und Kältemittel am Kondensator.

Temperatur am Eintritt des Kondensators mit $T_2 = 122,81$ °C vor. In A12/W35 beträgt $T_2 = 61,23$ °C. Für $T_v = 45$ °C liegt die höchste Temperatur in A-3/W45 ($T_2 = 132,81$ °C) und die niedrigste Temperatur in A12/W45 ($T_2 = 76,63$ °C) vor. A2/W55 zeigt den höchsten Wert (117,88 °C) und A10/W55 den geringsten Wert (93,05 °C) für T_2 bei $T_v = 55$ °C. Dies zeigt, dass die Wärme physikalisch in die richtige Richtung übertragen wird.

Diagramm b) zeigt zum einen Betriebspunkte, bei denen T_3 größer ist als die Vorlauftemperatur und zum anderen Betriebspunkte, bei denen T_3 kleiner ist als die Vorlauftemperatur. Für $T_v = 35$ °C liegt die höchste Temperatur am Kondensatoraustritt mit $T_3 = 42,56$ °C in Punkt A2/W55 vor, die geringste Temperatur ist mit $T_3 = 28,52$ °C bei A10/W35 zu finden und liegt unterhalb der Vorlauftemperatur. Für $T_v = 45$ °C liegt die niedrigste Temperatur am Austritt des Kondensators, die in A10/W45 anfällt ($T_3 = 36,91$ °C), ebenfalls unterhalb der Vorlauftemperatur. Der höchste Wert wird in A-3/W45 erreicht und beträgt $T_3 = 53,97$ °C. Im Fall von $T_v = 55$ °C liegen alle Temperaturen am Kondensatoraustritt unterhalb der Vorlauftemperatur. Der höchste Wert liegt in A2/W55 ($T_3 = 52,56$ °C) und der niedrigste in A10/W55 ($T_3 = 43,37$ °C) vor. Für den Wert der minimalen Temperaturdifferenz im Kondensator wird in Abschnitt 3.1.3 $\Delta T_{\min,K} = 10$ K gewählt. In den Testdaten ist für drei Betriebspunkte der Volumenstrom des Heizwassers gegeben. Damit kann die Rücklauftemperatur T_r des Heizwasser bestimmt werden. Abbildung 3.18 zeigt für die Betriebspunkte A2/W35 und A7/W35 die Temperatur des Kältemittels im Verhältnis zur Rücklauftemperatur über der Länge des Kondensa-

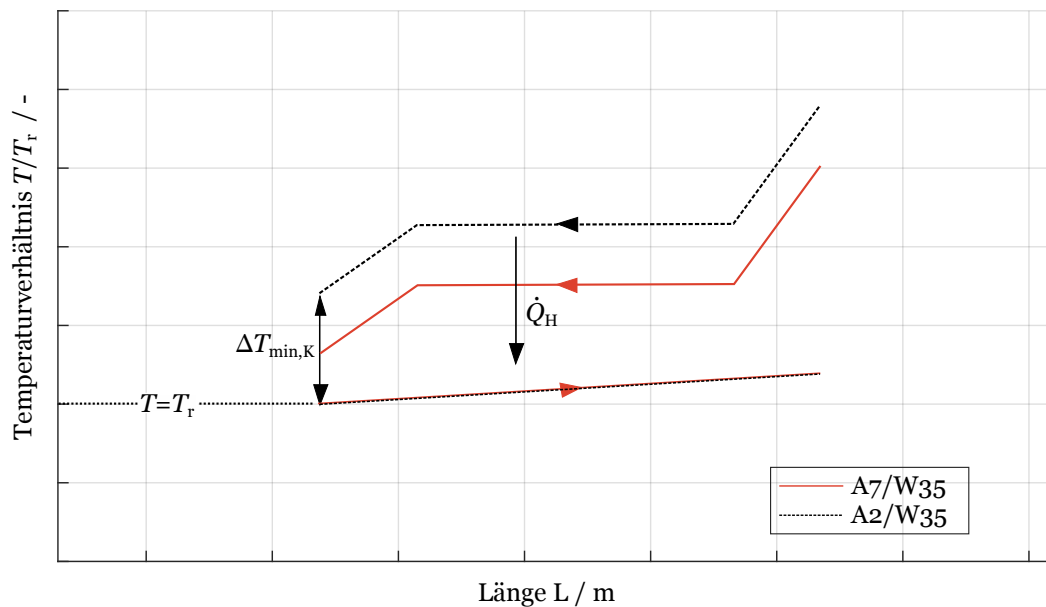


Abbildung 3.18: Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und Heizkreis der Betriebspunkte A2/W35 und A7/W35 im Vergleich zum definierten Wert der Temperaturdifferenz.

tors. Das Diagramm zeigt, dass bei A2/W35 die Temperaturdifferenz im Pinch-Punkt über dem gewählten Wert für $\Delta T_{\min,K}$ liegt. Demgegenüber liegt A7/W35 unter diesem Wert. Für beide Betriebspunkte liegt die Temperatur des Kältemittels oberhalb der Temperatur des Heizkreises. Daher läuft die Wärmeübertragung in die physikalisch richtige Richtung ab. Allerdings ist für die Bestimmung der minimalen Temperaturdifferenz bzw. dessen Modellierung eine bessere Datenlage, insbesondere für den Heizkreis, erforderlich.

Abschließend sind in Tabelle 3.8 die Heizleistung $\dot{Q}_{H,M}$ und die Leistungszahl COP_M des Modells dargestellt. Der höchste Wert der Heizleistung ergibt A12/W35 mit $\dot{Q}_{H,M} = 5223,09$ W, der niedrigste liegt bei A2/W45 mit $\dot{Q}_{H,M} = 2678,83$ W. Für den COP liegt der maximale Wert ebenfalls bei A12/W35 vor ($COP_M = 5,8$). Der geringste Wert wird mit $COP_M = 1,94$ bei A-15/W45 erreicht, wobei zu berücksichtigen ist, dass A-15/W55 in den Testdaten nicht vorhanden ist. Die Werte zeigen, dass der maximale COP bei der geringsten Differenz zwischen Quell- und Nutztemperatur vorliegt. Umgekehrt liegt der minimale COP bei der größten Differenz zwischen Quell- und Nutztemperatur vor. Dies führt nach Gleichung 2.1 zu dem Schluss, dass die Ergebnisse physikalisch plausibel sind.

Ziel der Modellierung ist die Abbildung des Betriebsverhaltens der untersuchten Wärmepumpe. Deshalb sollen Heizleistung und COP des Modell den Werten der Testdaten entsprechen. Abbildung 3.19 zeigt die relativen Abweichungen der Heizleistung und des COP von den Testdaten.

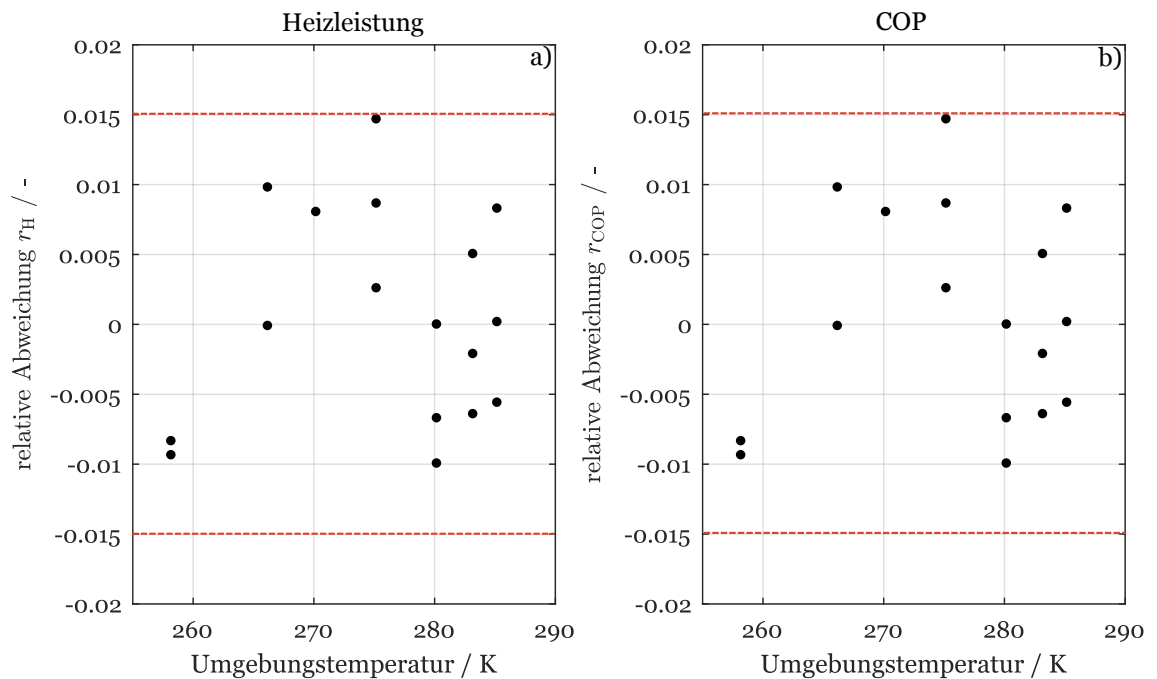


Abbildung 3.19: Relativer Fehler der Modellgrößen für Heizleistung und COP im Vergleich zu den Testdaten.

Während Diagramm a) den relativen Fehler der Heizleistung zeigt, bildet Diagramm b) den relativen Fehler des COP ab. Bei beiden Größen liegen gleiche Werte für den relativen Fehler vor. Die Betriebspunkte ohne Abweichung entsprechen den Punkten, die durch die angenäherte Funktion des Liefergrades genau abgebildet werden. Die maximale Abweichung liegt in Betriebspunkt A2/W45 bei 1,47 %. Die restlichen Betriebspunkte haben eine Abweichung $< 1\%$. Dabei liegen diese Fehler in der Größenordnung derer des Liefergrades. Daher ist eine Erhöhung der Genauigkeit nicht zielführend.

Abschließend wird die Effizienz des Verdichters im Betriebsbereich der Wärmepumpe betrachtet. Dieser ist in Abbildung 3.20 in Abhängigkeit der Vorlauftemperatur T_v und der Umgebungstemperatur T_u dargestellt. Die Effizienz des Verdichters wird als Produkt aus η_{is} und λ_1 definiert. Für unterschiedliche Vorlauftemperaturen der Betriebspunkte ist die Verdichtereffizienz in dem Diagramm abgebildet. Demnach beziehen sich die Kurven innerhalb des Arbeitskreises auf die Achse der Verdichtereffizienz. Der Arbeitsmittelkreis bezieht sich auf die Achse der Vorlauftemperatur. Die Abbildung zeigt, dass der Verdichter bei abnehmender Umgebungstemperatur eine geringere Effizienz hat. Allerdings ist die Effizienz im Punkt A2/W35 höher als in A7/W35. Dies lässt vermuten, dass A2/W35 optimiert ist.

Weiterhin ist zu beobachten, dass mit zunehmender Vorlauftemperatur die Effizienz des Verdich-

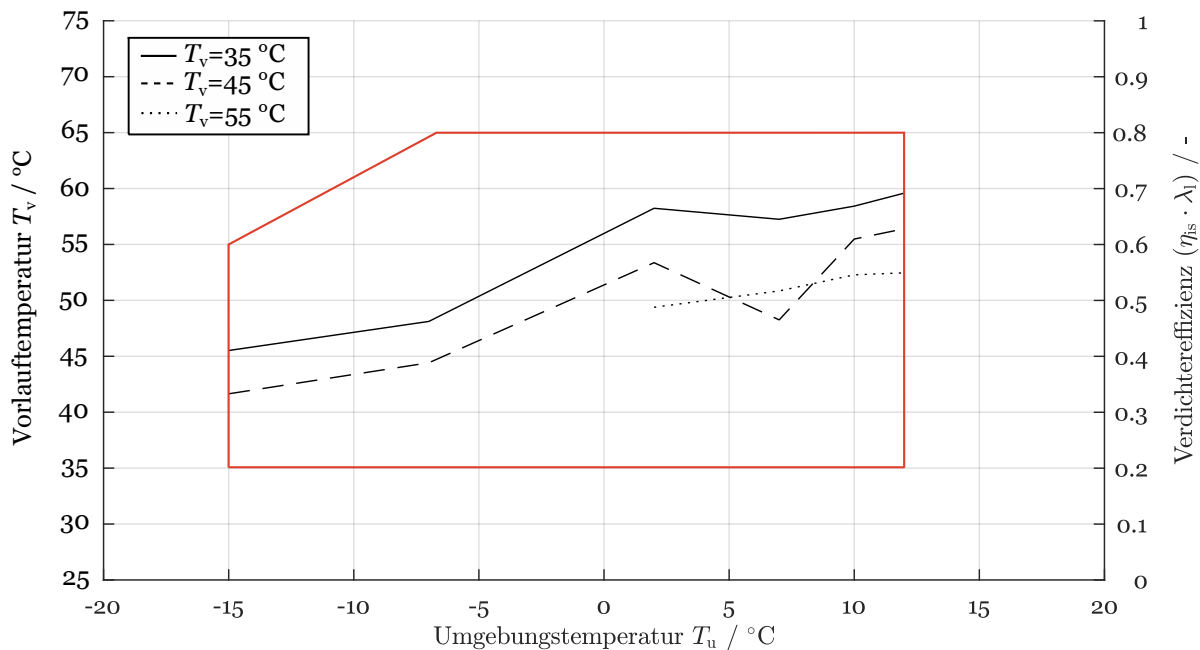


Abbildung 3.20: Verdichtereffizienz im Arbeitsbereich der Wärmepumpe.

ters abnimmt. Betriebspunkt A7/W45 weicht von diesem Verlauf ab. Die Effizienz des Verdichters nimmt in diesem Punkt für $T_u = 7$ °C den geringsten Wert an. Dies ist auf die verfügbaren Daten zurückzuführen. In dem Punkt wird dem Verdichter bei $T_u = 7$ °C im Vergleich zu den anderen Betriebspunkten eine vergleichsweise hohe elektrische Energie zugeführt. Die Heizleistung und der Massenstrom des Kältemittels liegen in der Größenordnung von A7/W35 und A7/W55. Daher ist ein niedriger isentroper Wirkungsgrad erforderlich, um das Druckverhältnis bereitzustellen, mit dem die Heizleistung der Testdaten erreicht wird. Ob der geringe Wirkungsgrad in diesem Punkt aus der Betriebsstrategie resultiert oder eine fehlerhafte Messung vorliegt, kann an dieser Stelle mit der vorhandenen Datenlage nicht geklärt werden und ist durch weitere experimentelle Untersuchungen zu überprüfen.

Insgesamt verfügt der Verdichter im Bereich hoher Umgebungstemperaturen mit einer Effizienz von bis zu 0,69 über einen hohen Gesamtwirkungsgrad, wohingegen die Effizienz im Bereich niedriger Umgebungstemperaturen bei Werten von 0,33 gering ist.

Für das Gesamtmodellmodell muss im Folgenden die Eignung zur Abbildung des Betriebsverhaltens der Wärmepumpe überprüft werden. In diesem Zusammenhang müssen sowohl Grenzen der Anwendbarkeit berücksichtigt als auch Annahmen überprüft werden. Aus diesem Grund wird in Abschnitt 3.4 unter Betrachtung der Ergebnisse die Validierung und Bewertung des Modells und der Parameterbestimmung vorgenommen.

3.4 Validierung und Bewertung des Modells

Die Validierung eines Modells zielt auf die Überprüfung dessen Eignung in Bezug auf die Aufgabenstellung ab [Ger11]. Das übergeordnete Ziel der Masterarbeit ist die Entwicklung eines Modells zur Auslegung von Kompressionswärmepumpen. In diesem Zusammenhang soll es zur Bewertung vielversprechender Kältemittel genutzt werden können. Daher besteht die Aufgabenstellung zunächst aus der Entwicklung eines Modells zur Abbildung des Betriebsverhaltens einer bestehenden Wärmepumpe. Ein valides Modell ist dadurch gekennzeichnet, dass Resultate und Beobachtungen der Simulation weitestgehend mit Ergebnissen bzw. Beobachtungen realer Systeme und bekannten physikalischen Gesetzmäßigkeiten übereinstimmen. Es ist zu berücksichtigen, dass stochastisches Verhalten des realen Systems zu Verhaltensunterschieden im Vergleich zum Modell führen kann. Allerdings sollten diese Unterschiede in einer tolerierbaren Größenordnung liegen [Buc16].

Geforderte Heizleistung und Vorlauftemperatur sind die Zielgrößen einer Wärmepumpe, um den Bedarf des Nutzers zu erfüllen. Für das untersuchte System liegen experimentelle Ergebnisse vor, in denen die Heizleistung für verschiedene Betriebspunkte dargestellt wird. Neben der Heizleistung ist für jeden dieser Betriebspunkte die Umgebungstemperatur, die Drehzahl des Verdichters und die elektrische Leistung, die dem Verdichter zugeführt wird, bekannt. Damit ist auch der COP verfügbar. Die Resultate des Modells ergeben für die Heizleistung und den COP eine relative Abweichung. Diese beträgt maximal 1,5 % im Vergleich zu den experimentellen Ergebnissen. Für die Betrachtung einer einzelnen Wärmepumpe ist diese Abweichung tolerierbar. Für den Fall, dass die Aufgabenstellung auf die Betrachtung eines Systems mit einer Vielzahl von Wärmepumpen verändert wird, summieren sich diese Abweichungen. Eine Untersuchung der Fehlerfortpflanzung ist im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich.

Zur Abbildung des Heizkreises sind abgesehen von drei Punkten keine Testdaten vorhanden. Daher kann dessen Modellierung nicht überprüft werden. Hierfür muss die Datenlage verbessert werden. Allerdings zeigt Abbildung 3.17, dass die Temperatur des Kältemittels am Eintritt in den Kondensator höher ist als die Vorlauftemperatur in den Betriebspunkten. Daher erfolgt die Wärmeübertragung im Kondensatormodell am wasserseitigen Austritt der untersuchten Wärmepumpe entsprechend von dem Kältemittelkreislauf zum Heizkreislauf. Die minimale Temperaturdifferenz des Kondensator liegt unter Berücksichtigung der in Abschnitt 3.1.3 getroffenen Annahmen am wasserseitigen Eintritt des Kondensators. Abbildung 3.17 stellt die berechneten Temperaturen des Kältemittels in diesem Punkt dar. Die Rücklauftemperatur T_r des Heizkreises kann für drei Betriebspunkte aus den experimentellen Daten bestimmt werden. In diesen Punkten ist die Temperaturdifferenz zwischen ermittelter Rücklauftemperatur und aus dem Modell berechneter Kältemitteltemperatur T_3 unterschiedlich. Nichtsdestotrotz ist T_3 in diesen Punkten größer als T_r . Demnach ist die modellierte Temperatur des Kältemittels im Kondensator größer als die Temperatur des Heizkreises. Folglich bildet das Kondensatormodell die physikalisch korrekte Richtung der Wärmeübertragung ab.

Im Zuge der Bestimmung der Rücklauftemperatur wird der Wassermassenstrom des Heizkreises \dot{m}_W der drei Betriebspunkte berechnet. Dabei liegt der geringste Massenstrom mit $\dot{m}_W = 0,12 \text{ kg/s}$ in Betriebspunkt A7/W55 vor. Anhand von Tabelle 3.8 ist zu erkennen, dass der Kältemittelmassenstrom in den untersuchten Punkten einen maximalen Wert von $\dot{m}_R = 0,024 \text{ kg/s}$ vorweist, sodass der Massenstrom im Heizkreis größer ist als der des Kältemittelkreises $\dot{m}_W > \dot{m}_R$. Dadurch wird die Annahme aus Abschnitt 3.1.3 bestätigt, dass der Wärmekapazitätsstrom des Heizkreises größer ist als der des Kältemittelkreises. Bei konstantem \dot{Q}_H impliziert dieser Zusammenhang, dass die Temperaturänderung des Heizwassers im Kondensator dT_W kleiner ist als die des Kältemittels dT_R .

Der modellierte Massenstrom des Kältemittelkreises nimmt nach Abbildung 3.16 mit steigendem Druckverhältnis ab, was auf die Abhängigkeit zwischen Liefergrad und Druckverhältnis zurückzuführen ist. Dieser sinkt mit steigendem Druckverhältnis. Neben dem Druckverhältnis ist der Massenstrom durch die Dichte des Kältemittels in Zustand 1 bestimmt. Der Zusammenhang ist in Gleichung 3.39 dargestellt. Die Dichte des Kältemittels nimmt bei sinkender Umgebungstemperatur aufgrund eines geringeren Drucks am Verdampferaustritt ab. Demgegenüber wird der Verdichter in Betriebspunkten geringer Umgebungstemperatur mit einer höheren Drehzahl betrieben als in Punkten hoher Umgebungstemperatur. Allerdings ist die Abnahme der Dichte größer als die Zunahme der Verdichterdrehzahl hin zu niedrigeren Umgebungstemperaturen. Demnach folgt aus Gleichung 3.39, dass der Massenstrom bei abnehmender Umgebungstemperatur sinkt. Darüber hinaus zeigt Tabelle 3.6, dass im Modell bei sinkender Umgebungstemperatur das Druckverhältnis zunimmt. Vor diesem Hintergrund ist in Abbildung 3.16 der Verlauf des Kältemittelmassenstroms physikalisch plausibel.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass das Modell die betrachteten Betriebspunkte unter Berücksichtigung der Aufgabenstellung hinreichend genau abbildet. Es können Betriebspunkte unterschiedlicher Umgebungstemperatur und Heizleistung bzw. Vorlauftemperatur dargestellt werden. Dabei sind das Modellverhalten und die Werte der bestimmten Parameter physikalisch plausibel. Die Gültigkeit des Modells ist auf das Kältemittel R-410A eingeschränkt. Sowohl Simulationsergebnisse als auch Testergebnisse sind unter Verwendung von R-410A bestimmt worden.

Eine Vorgabe im Rahmen der Modellentwicklung ist die Art des Modelltyps, wobei dieser als „white-box-Modell“ vorgesehen ist. Durch die Modellierung auf Basis physikalischer Grundgleichungen soll eine schnelle Übertragbarkeit des Modells auf andere Systeme sichergestellt werden. Die Berechnung der Zustandsänderungen in den Komponentenmodellen erfolgt anhand von Erhaltungsgleichungen für Masse und Energie sowie den Stoffdaten von R410-A aus dem angewendeten Stoffmodell. Somit liegt eine Modellierung auf der Grundlage physikalischer Größen vor.

Eine Ausnahme stellt die Ermittlung des Druckverhältnisses im Verdichtermodell dar. Dafür wird zur Berücksichtigung von Irreversibilitäten der isentrope Wirkungsgrad verwendet, der ein reines Modellierungswerkzeug darstellt. Die Bestimmung des isentropen Wirkungsgrades und damit verbunden des Druckverhältnisses erfolgt anhand von experimentellen Daten. Darüber hinaus wird im

Modell der Liefergrad zur Abbildung von Verlusten des Massenstroms im Verdichter berücksichtigt. Die Bestimmung des Liefergrades unter Berücksichtigung des isentropen Wirkungsgrades erfolgt anhand von experimentellen Daten, wobei die Auswahl der Werte durch den Abgleich mit einem physikalischen Zusammenhang durchgeführt wird.

Im Anschluss erfolgt eine Regressionsanalyse zur Bestimmung des Liefergrades, bei der eine mathematische Funktion gebildet wird, die den Liefergrad über dem Druckverhältnis darstellt. Da die Bestimmung von Druckverhältnis, isentropem Wirkungsgrad und Liefergrad auf der Grundlage experimenteller Daten abläuft, ist das Verdichtermodell ein „grey-box-Modell“. Die Ermittlung dieser Parameter ist für die Betrachtung anderer Wärmepumpen erneut durchzuführen. Allerdings ist die Entwicklung einer methodischen Vorgehensweise erfolgt, die zur Bestimmung dieser Parameter genutzt werden kann. Für das untersuchte System werden plausible Werte der Parameter ermittelt, die maximale relative Abweichung der angenäherten Funktion des Liefergrades ist mit 2,3 % tolerierbar, weil der Effekt auf die Heizleistung der Wärmepumpe klein ist. Die modellierte Heizleistung ist mit maximaler relativer Abweichung von 1,5 % im Vergleich zu den experimentellen Daten hinreichend genau. Insbesondere vor dem Hintergrund, dass die Messung von \dot{Q}_H als Funktion des Volumenstroms und der Temperaturdifferenz schwierig ist. Zur Anwendung der Vorgehensweise auf andere Systeme ist zu überprüfen, ob die Genauigkeit der Ergebnisse gleich ist oder ob es zu größeren bzw. kleineren Abweichungen kommt.

Aufgrund der Berücksichtigung von Verlusten des Massenstroms und der Irreversibilitäten durch Liefergrad und isentropen Wirkungsgrad erfolgt im Verdichtermodell eine detaillierte Betrachtung der Zustandsänderung. Gleichwohl werden Wärmeverluste und Antriebsverluste innerhalb des Verdichters vernachlässigt. Zum einen sind diese Verluste gering, sodass sie bei Betrachtung eines einzelnen Systems vernachlässigt werden können. Zum anderen liefert die Simulation unter dessen Vernachlässigung verlässliche Ergebnisse. Daher werden diese Annahmen für die Betrachtung einzelner Systeme beibehalten.

Abbildung 3.20 zeigt die ermittelte Effizienz des Verdichters für die betrachteten Testdaten, wobei diese mit sinkender Umgebungstemperatur abnimmt. Insbesondere im Bereich niedriger Umgebungstemperaturen ist die Effizienz gering. Auf der einen Seite kann dies daran liegen, dass der Wirkungsgrad des Verdichters den ermittelten Parametern entspricht. Auf der anderen Seite muss bedacht werden, dass Kondensator, Verdampfer und die Rohrleitungen zwischen den Komponenten verlustfrei angenommen werden. Da die Bestimmung von η_{is} und λ_l anhand realer Testdaten erfolgt, sind die Verluste der anderen Komponenten in der Effizienz des Verdichters enthalten.

Weiterhin kann die Darstellung in Abbildung 3.20 im Rahmen der Optimierung des Verdichters genutzt werden. Dieser hat bei $T_u = 12^\circ\text{C}$ den höchsten Wirkungsgrad. Um die Effizienz der Wärmepumpe innerhalb einer Heizperiode zu erhöhen, soll der Verdichter so ausgelegt sein, dass der maximale Wirkungsgrad in dem Betriebspunkt vorliegt, der am häufigsten genutzt wird. Darüber hinaus muss auch bei niedrigen Temperaturen $T_v = 55^\circ\text{C}$ sichergestellt sein. Dies kann durch ei-

ne Anpassung der Betriebsstrategie, des Verdichters oder den Austausch des Kältemittels realisiert werden.

Insgesamt ist die Gültigkeit des Verdichtermodells auf die Abbildung der betrachteten Betriebspunkte beschränkt. Insbesondere das Druckverhältnis und der isentrope Wirkungsgrad sind bei Veränderung der Drehzahl oder der elektrischen Leistungen nicht bekannt. Um den gesamten Betriebsbereich des Verdichters darstellen zu können, ist eine weitere Modellvalidierung erforderlich.

Die Modelle der Wärmeübertrager nutzen eine Energiebilanz und die Stoffdaten des Kältemittels zur Berechnung der Zustandsänderung. Für beide Komponenten enthält das Modell eine minimale Temperaturdifferenz zwischen den Stoffströmen, die aufgrund der Komponentengröße nicht unterschritten werden kann. In den Betriebspunkten A7/W35 und A7/W55 ist dieser Wert im Modell am wasserseitigen Eintritt des Kondensators gering. Beide Punkte weisen darauf hin, dass die Validierung Daten des Kältemittels und des Heizkreises erfordert. Um das potenzielle Unterschreiten der minimalen Temperaturdifferenz zu vermeiden, sind im Rahmen der Modellentwicklung weitere Untersuchungen notwendig. Einerseits ist die Wahl der minimalen Temperaturdifferenz zu überprüfen. In diesem Zusammenhang wurden die Werte für beide Komponenten gleich gewählt. Allerdings unterscheiden sich diese in der Größe der wärmeübertragenden Fläche und im Funktionsprinzip. Andererseits ist eine detailliertere Modellierung der Wärmeübertrager möglich. Dafür können im ersten Schritt Wärmeübergangsgesetze (WÜK) genutzt werden. In diesem Zusammenhang ist eine bessere Kenntnis über die Komponenten der realen Systeme erforderlich, wobei die Abmessungen, das Material und die dazugehörigen Wärmeleitfähigkeiten bekannt sein müssen. Eine weitere Herausforderung stellt die Modellierung der Phasenwechsel des Kältemittels dar. Aufgrund dessen ändert sich der Wärmeübergangskoeffizient des Kältemittels innerhalb des Kondensators.

Cimmino und Wetter haben ebenfalls ein Modell zur Abbildung des Verhaltens einer Wärmepumpe entwickelt, bei dem Parameter anhand von experimentellen Ergebnissen bestimmt werden. Dabei verfügt das Modell über acht Parameter. Unter den Parametern sind die effektiven Wärmeübertragungskoeffizienten von Verdampfer und Kondensator enthalten, die aus der Fläche der Wärmeübertragung und den Wärmeübergangskoeffizienten der Fluide bzw. den Wärmeleitfähigkeiten der Komponenten bestehen. Diese Parameter werden zur detaillierteren Modellierung der Wärmeübertrager anhand der Temperaturdifferenzen zwischen Kältemittel und Heizwasser bzw. Luft verwendet. Allerdings sind die Parameter konstant, sodass zur Abbildung der Wärmeübertragung kein Phasenwechsel betrachtet wird.

Für die Zustandsänderung im Verdichter werden neben den Verlusten des Massenstroms elektromechanische Verluste und konstante Verluste der Antriebsleistung berücksichtigt, wobei sie als konstant angenommen und entsprechend der Wärmeübertragungskoeffizienten Parameter des Modells darstellen. Im Rahmen ihrer Arbeit wurde das Modell anhand von 216 Datenpunkten getestet. Dabei beträgt die maximale relative Abweichung der Heizleistung zwischen Modell und experimentellen Daten 2,7 %. [CW17] Somit liefern Cimmino und Wetter eine detailliertere Betrachtung der

Wärmeübertrager bei Abweichungen von den experimentellen Daten in einer vergleichbaren Größenordnung zu dem in dieser Arbeit entwickelten Modell. Aufgrund der besseren Datenlage liefert deren Arbeit ein Modell mit größerem Gültigkeitsbereich.

Neben den bereits diskutierten Anforderungen an das Modell soll es die Systemdynamik abbilden können, die durch schwankende Quell- und Senktemperatur bei der Betrachtung von Umgebungsluft als Wärmequelle resultiert. Die Ergebnisse der Simulation haben gezeigt, dass das Modell valide Werte für unterschiedliche Umgebungstemperaturen liefert, wobei entsprechend DIN EN 14511 definierte Werte für T_u im Bereich von -15°C bis 12°C betrachtet wurden [Deu13a]. Demnach gibt das Modell das Verhalten der Wärmepumpe in Betriebspunkten unterschiedlichen Quelltemperaturen wieder. Allerdings kann es nicht die Reaktion der Wärmepumpe auf zeitliche Veränderungen der Quelltemperatur darstellen. Für diesen Fall sind die zeitlichen Änderungen der Modellgrößen, insbesondere von Druck, Temperatur und Massenstroms des Kältemittels, zu implementieren. In diesem Zusammenhang ist auch die Änderung der inneren Energie des System zu berücksichtigen.

Es wird deutlich, dass das entwickelte Modell den betrachteten Betriebsbereich der Wärmepumpe gut abbildet. Im Zusammenhang der Modellierung der Wärmeübertrager kann eine detailliertere Betrachtung oder die Anpassung der minimalen Temperaturdifferenzen zur Einhaltung der Werte führen. Für den Verdichter ist nicht bekannt, welche Druckverhältnisse in weiteren Betriebspunkten resultieren. Mithilfe von experimentellen Daten ist die Abbildung eines größeren Betriebsbereich des Verdichters möglich. Somit existieren verschiedene Punkte zur Weiterentwicklung des Modells. Im Folgenden soll überprüft werden, welchen Nutzen das Modell in diesem Entwicklungsstand liefert. Dazu werden im nachstehenden Kapitel Betriebsstrategien der Wärmepumpe untersucht.

4 Untersuchung von Betriebsstrategien der Wärmepumpe

Das übergeordnete Ziel der Entwicklung des Wärmepumpenmodells ist dessen Verwendung zur Auslegung einer Wärmepumpe, insbesondere im Hinblick auf die Anforderungen an das System durch die Regelungen der F-Gas-Verordnung. Dabei ist der Austausch aktueller Kältemittel durch umweltfreundliche Alternativen ein wesentlicher Aspekt. Im Zuge der Auslegung einer Wärmepumpe wird die Betriebsstrategie festgelegt. Dazu gehören die Bestimmung von Unterkühlung und Überhitzung, sofern diese für den Betrieb vorgesehen sind. In einigen Studien ist gezeigt worden, dass die Effizienz einer Wärmepumpe signifikant von der Unterkühlung beeinflusst wird [PHBNP⁺ 17].

Bolaji führt theoretische Untersuchungen zum Einfluss der Unterkühlung auf die Leistung eines Kältemittelkreislaufes durch, wobei diese im Hinblick auf den Austausch mit drei verschiedenen Kältemitteln stattfinden. Die Ergebnisse zeigen, dass der COP mit zunehmender Unterkühlung ansteigt. Dabei ist der Anstieg des COP für die betrachteten Kältemittel unterschiedlich hoch.[Bol14] Das bestätigt die Aussage, dass die Effizienz der Wärmepumpe signifikant von der Unterkühlung beeinflusst wird.

Navarro-Peris et al. untersuchen Wärmepumpen zur Anwendung für die Bereitstellung von heißem Wasser (60 °C) in sanitären Einrichtungen. Dabei liegt der Fokus auf der Erhöhung der Effizienz, insbesondere vor dem Hintergrund, dass die Wärmepumpe einen großen Temperaturhub realisieren muss. In diesem Zusammenhang ist ein Prototyp, der die Unterkühlung kontrollieren kann, Gegenstand der Betrachtung. Die Ergebnisse zeigen unter definierten Randbedingungen einen maximalen COP von 5,35. Dies entspricht einer Erhöhung von 25 % im Vergleich zum Betrieb ohne Unterkühlung [PNPGMC17]

Pitarch et al. entwickeln eine Methode zur Bestimmung der optimalen Unterkühlung in einer Wärmepumpe. Dabei ist der optimale Wert der Unterkühlung abhängig von dem Temperaturhub des Heizkreises. Dieser liegt vor, wenn im Kondensator zwei Pinch-Punkte vorhanden sind, die sich am luftseitigen Eintritt und im Taupunkt des Kältemittels befinden. Es werden Untersuchungen für vier verschiedene Kältemittel bei unterschiedlichen Temperaturhuben des Heizkreises durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen für alle untersuchten Kältemittel und Temperaturhübe ein Maximum des COP bei dem Wert der Unterkühlung, aus dem zwei Pinch-Punkte resultieren. Bei einem Temperaturhub von 10 K führt der Wert optimaler Unterkühlung zu einer Erhöhung des COP bis zu 14,2 % im Vergleich zum Betrieb mit $T_{SC} = 0$ K. [PHBNP⁺ 17]

Die Überhitzung des Kältemittels im Verdampfer dient zum Schutz des Verdichters vor der Kondensation einzelner Tropfen. Tanawittayakorn et al. betrachten die Überhitzung im Hinblick auf die

Effizienz einer Wärmepumpe. Die Resultate der Untersuchungen zeigen, dass die höchste Effizienz der Wärmepumpe bei $T_{SH} = 0 \text{ K}$ vorliegt. [TPS12] Nach Dutra und Deschamps ist die Überhitzung des Kältemittels für einen großen Anteil der Wärmeverluste im Verdichter verantwortlich, die durch konvektive Wärmeübertragung an Einlass und Gehäuse des Verdichters entstehen [DD13].

Im Rahmen der Effizienzerhöhung existieren für die Unterkühlung verschiedene Veröffentlichungen. Die Überhitzung ist nicht in diesem Umfang diskutiert worden. Des Weiteren beeinflusst sie den sicheren Betrieb des Verdichters, für den im Rahmen dieser Arbeit ein detailliertes Modell entwickelt worden ist. Aus diesem Grund wird im Folgenden die Überhitzung zur Untersuchung der Systemeffizienz betrachtet.

4.1 Zustand des Kältemittels am Verdampferaustritt

In diesem Abschnitt wird der Einfluss der Überhitzung T_{SH} auf die Heizleistung der betrachteten Wärmepumpe mithilfe des Modells aus Kapitel 3 ermittelt. Die zugeführte elektrische Leistung P_{el} bleibt unverändert. Daher entspricht der Einfluss der Überhitzung auf die Heizleistung dem Einfluss auf den COP. Außerdem kann das Kältemittel den Verdampfer bei einem Zustand im Nassdampfgebiet verlassen. Deshalb erfolgt darüber hinaus die Betrachtung der Heizleistung unter nicht vollständiger Verdampfung. Abschnitt 4.1.1 zeigt die Vorgehensweise der Simulationen. Im Anschluss stellt Abschnitt 4.1.2 dessen Ergebnisse dar.

4.1.1 Teilverdampfung und Überhitzung

Anhand der Untersuchungen soll gezeigt werden, welche Heizleistung der Wärmepumpe durch das Modell berechnet wird, wenn der Zustand des Kältemittels am Verdampferaustritt verändert wird. In der untersuchten Wärmepumpe beträgt die Überhitzung am Austritt des Verdampfers $T_{SH} = 1 \text{ K}$. In den verschiedenen Betriebspunkten erfolgen Simulationen sowohl mit höheren Werten für T_{SH} als auch mit niedrigeren Werten. Dabei werden Werte von 0 K bis 5 K betrachtet. Höhere Überhitzungen führen dazu, dass die Temperatur T_3 Werte annimmt, die unter der Rücklauftemperatur T_r des Heizkreises liegen. Somit sind diese Werte von der Untersuchung ausgeschlossen. Im Bereich nicht vollständiger Verdampfung gilt $T_{SH} = 0$. Der Zustand des Kältemittels wird neben Sättigungstemperatur und -druck durch den Dampfgehalt x_d beschrieben. Um verschiedene Zustände im Nassdampfgebiet abzubilden, wird der Dampfgehalt in den Betriebspunkten variiert. Dabei ist dessen untere Grenze durch den Wert der Enthalpie h_4 am Eintritt des Verdampfers beschränkt, der sich bei isenthalper Entspannung im Expansionsventil ergibt. Von diesem Wert aus erfolgt die Erhöhung des Dampfgehalts bis zur vollständigen Verdampfung ($x_d = 1$), die den Zustand auf der Taulinie abbildet.

Um den Einfluss der Überhitzung bzw. der Teilverdampfung zu identifizieren, bleiben die Eingangsgrößen und Parameter des Modells in den jeweiligen Betriebspunkten konstant. Dazu zählen die elektrische Energie P_{el} , die Verdichterdrehzahl n_V , die Umgebungstemperatur T_u , das Druckverhältnis p_2/p_1 , der Liefergrad λ_1 , die Unterkühlung T_{SC} und der isentrope Wirkungsgrad η_{is} . Allerdings ist die Dichte des Kältemittels vom Zustand am Austritt des Verdampfers abhängig, sodass diese sowohl bei Veränderung der Überhitzung als auch des Dampfgehaltes zu- bzw. abnimmt. Daraus resultiert eine Veränderung des Kältemittelmassenstroms. Bei konstanter zugeführter elektrischer Energie P_{el} folgt nach Gleichung 3.12, dass die spezifische Enthalpiedifferenz $\Delta h_{1 \rightarrow 2}$ zwischen Ein- und Austritt des Verdichters veränderlich ist. Der isentrope Wirkungsgrad wird nach Gleichung 3.23 anhand von p_2/p_1 und $\Delta h_{1 \rightarrow 2}$ berechnet. Demnach muss sich entweder das Druckverhältnis oder der isentrope Wirkungsgrad ändern, wenn Überhitzung bzw. Dampfgehalt in einem Betriebspunkt verändert werden. Aus diesem Grund erfolgt die Simulation unter Veränderung von Dampfgehalt bzw. Überhitzung in zwei Schritten. Im ersten Schritt wird das Druckverhältnis in den Betriebspunkten konstant gehalten und der isentrope Wirkungsgrad der Änderung von $\Delta h_{1 \rightarrow 2}$ angepasst. Im zweiten Schritt bleibt der isentrope Wirkungsgrad konstant und das Druckverhältnis entsprechend angepasst. Nachstehend erfolgt die Betrachtung der Simulationsergebnisse.

4.1.2 Einfluss von Teilverdampfung und Überhitzung auf die Leistung der Wärmepumpe

Zuerst werden die Simulationsergebnisse bei konstantem Druckverhältnis und veränderlichem isentropen Wirkungsgrad betrachtet. Abbildung 4.1 zeigt diese für Betriebspunkte der Grenzfälle maximaler Umgebungstemperatur $T_u = 285 \text{ K}$ und minimaler Umgebungstemperatur $T_u = 258 \text{ K}$. In der Abbildung sind zwei Diagramme dargestellt. Diagramm a) zeigt den Verlauf der Heizleistung \dot{Q}_H in Abhängigkeit des Dampfgehaltes des Kältemittels am Verdampferaustritt. In Diagramm b) ist die Heizleistung in Abhängigkeit der Überhitzung T_{SH} dargestellt. Darin ist für $T_{SH} = 1 \text{ K}$ die Heizleistung markiert, die von der Wärmepumpe in den Betriebspunkten eingeregelt wird. Die obere Kurve beschreibt jeweils den Verlauf des Betriebspunktes hoher Umgebungstemperatur (A12/W35), die untere Kurve bildet den Verlauf bei niedriger Umgebungstemperatur (A-15/W35) ab. In beiden Diagrammen verfügen die Kurven jeweils über ähnliche Verläufe.

Im Diagramm a) steigt die Heizleistung mit zunehmenden Dampfgehalt. Dabei ist der Verlauf nicht linear, wobei die Änderung der Heizleistung mit zunehmendem Dampfgehalt geringer wird. Der maximale Wert der Heizleistung liegt bei vollständiger Verdampfung ($x_d = 1$) mit $\dot{Q}_H = 5318,55 \text{ W}$ bei $T_u = 285 \text{ K}$ vor. Bei $T_u = 258 \text{ K}$ beträgt die Heizleistung unter der Voraussetzung vollständiger Verdampfung $\dot{Q}_H = 3778,82 \text{ W}$. Eine Zunahme des Dampfgehaltes ($x_d \uparrow$) führt zu einer höheren spezifischen Enthalpie ($h_1 \uparrow$) und zu einer geringeren Dichte des Kältemittels ($\rho_1 \downarrow$) am Austritt des Verdampfers. Dadurch reduziert sich nach Gleichung 3.13 der Massenstrom ($\dot{m}_R \downarrow$) durch den Verdichter. Bei konstanter zugeführter elektrischer Leistung resultiert aus Gleichung 3.12, dass die spezifi-

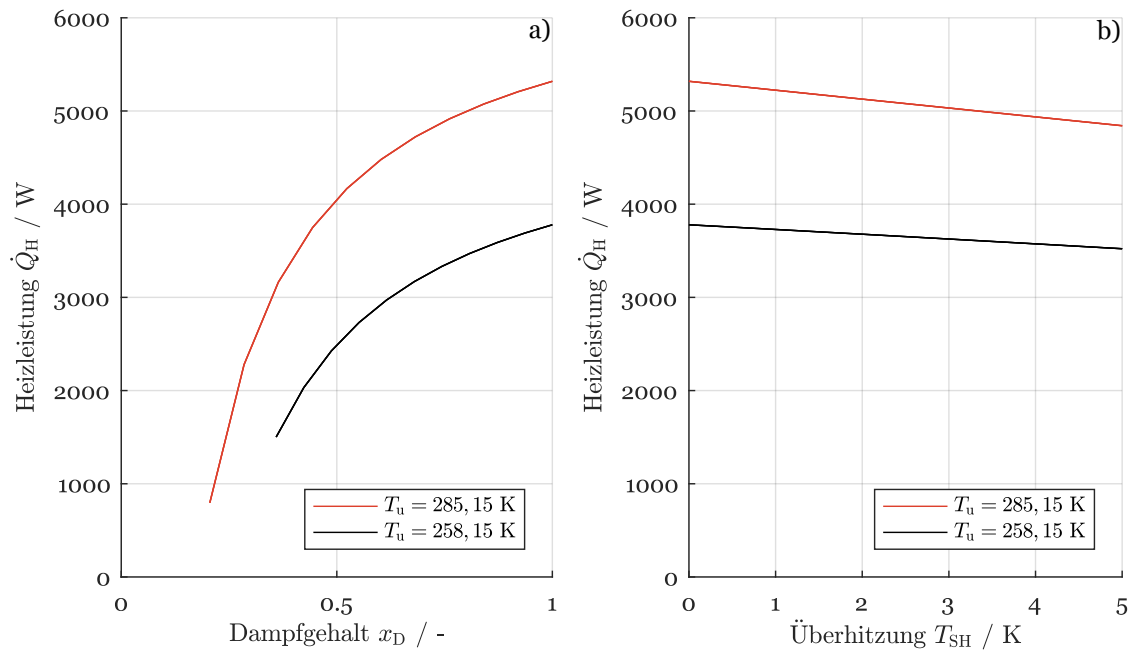


Abbildung 4.1: Heizleistung der Wärmepumpe in Abhängigkeit von Dampfgehalt und Überhitzung am Austritt des Verdampfers für die Betriebspunkte A12/W35 und A-15/W35 für $dp = \text{konst.}$.

sche Enthalpie am Verdichteraustritt zunimmt ($h_2 \uparrow$). Dabei ist die Zunahme von h_2 aufgrund des abnehmenden Massenstroms größer als die Zunahme von h_1 . Wegen des konstanten Druckverhältnisses bleibt die spezifische Enthalpie am Austritt des Kondensators h_3 unverändert. In Tabelle 4.1 ist die Änderung des Massenstroms und der spezifischen Enthalpiedifferenz zwischen Ein- und Austritt des Kondensators in Abhängigkeit des Dampfgehaltes für Betriebspunkt A12/W35 dargestellt. Die Werte zeigen, dass die spezifische Enthalpiedifferenz Δh_{2-3} über dem Dampfgehalt stärker zunimmt als der Massenstrom \dot{m}_R abnimmt. Daher steigt die Heizleistung der Wärmepumpe, die nach Gleichung 3.18 bestimmt wird, mit zunehmendem Dampfgehalt an.

In Diagramm b) von Abbildung 4.1 nimmt die Heizleistung mit zunehmender Überhitzung T_{SH} des Kältemittels ab. Eine Erhöhung der Überhitzung führt nach Gleichung 3.6 und 3.7 zu einem geringeren Druck im Verdampfer ($p_1 \downarrow$). Aufgrund des geringeren Drucks bei konstanter Temperatur am Verdampferaustritt steigt die spezifische Enthalpie ($h_1 \uparrow$) und die Dichte nimmt ab ($\rho_1 \downarrow$). Daher verhalten sich Massenstrom \dot{m}_R des Kältemittels und spezifische Enthalpie am Verdichteraustritt h_2 bei Erhöhung der Überhitzung entsprechend einer Erhöhung des Dampfgehalts. Der abnehmende Druck p_1 führt bei konstantem Druckverhältnis zu einem geringeren Druck im Kondensator ($p_2 \downarrow$). Daraus resultiert eine abnehmende spezifische Enthalpie am Kondensatoraustritt ($h_3 \downarrow$).

Tabelle 4.1: Änderung des Kältemittelmassenstroms und der spezifischen Enthalpiedifferenz zwischen Kondensatoreintritt und -austritt in Abhängigkeit des Dampfgehalts für den Betriebspunkt A12/W35.

Dampfgehalt x_d	Massenstrom \dot{m}_R	spezifische Enthalpiedifferenz $\Delta h_{2 \rightarrow 3}$
-	kg/s	J/kg
0,21	0,11	7,1
0,21	0,067	47,34
0,52	0,048	87,57
0,68	0,037	127,81
0,84	0,03	168,04
1	0,026	208,28

Tabelle 4.2 zeigt die Änderung des Massenstroms und der spezifischen Enthalpiedifferenz über dem Kondensator für zunehmende Überhitzung.

Tabelle 4.2: Änderung des Kältemittelmassenstroms und der spezifischen Enthalpiedifferenz zwischen Kondensatoreintritt und -austritt in Abhängigkeit Überhitzung für den Betriebspunkt A12/W35.

Überhitzung T_{SH}	Massenstrom \dot{m}_R	spezifische Enthalpiedifferenz $\Delta h_{2 \rightarrow 3}$
K	kg/s	J/kg
0	0,026	208,28
1	0,025	212,61
2	0,024	217,07
3	0,023	221,53
4	0,022	225,99
5	0,021	230,48

Im Bereich der Überhitzung nimmt der Massenstrom \dot{m}_R stärker ab als die spezifische Enthalpiedifferenz $\Delta h_{2 \rightarrow 3}$ zunimmt. Daher resultiert aus der Erhöhung der Überhitzung eine Abnahme der Heizleistung \dot{Q}_H .

Unter der Voraussetzung konstanter Randbedingungen zeigen die Ergebnisse der Simulation, dass die maximale Heizleistung der Betriebspunkte erreicht wird, wenn das Kältemittel im Verdamp-

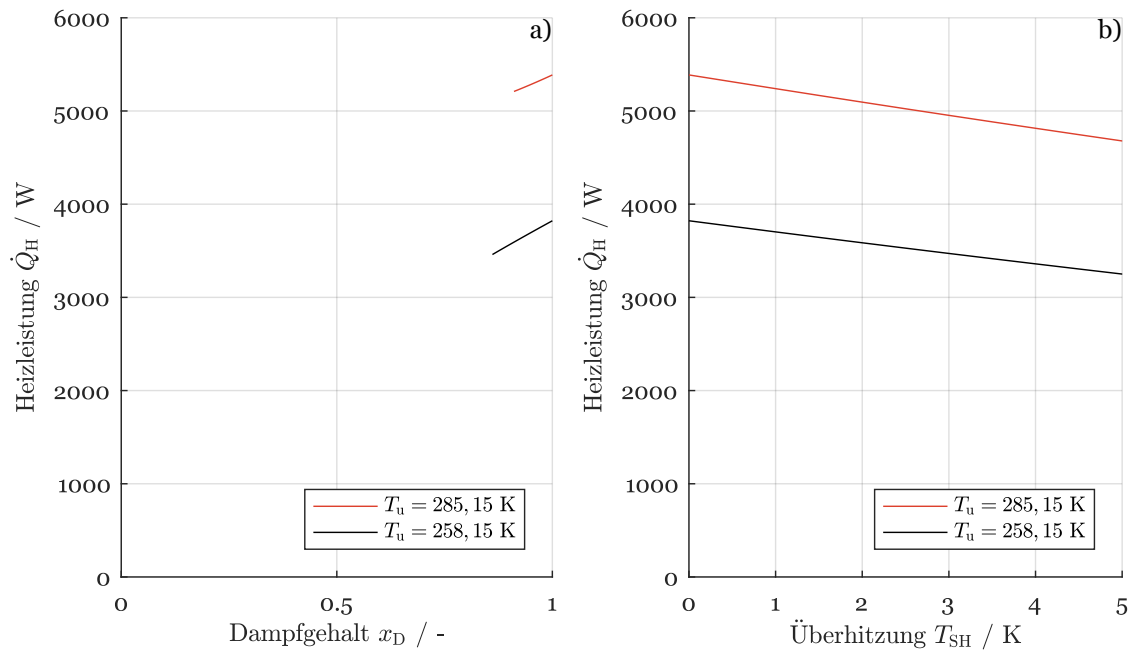


Abbildung 4.2: Heizleistung der Wärmepumpe in Abhängigkeit von Dampfgehalt und Überhitzung am Austritt des Verdampfers für die Betriebspunkte A12/W35 und A-15/W35 für $\eta_{is} = \text{konst.}$.

fer vollständig verdampft, aber nicht überhitzt wird. Der Kurvenverlauf der Heizleistung erfährt im Taupunkt einen Knick. Dies ist darauf zurückzuführen, dass im $\log-p-h$ -Diagramm im Bereich des überhitzten Dampfes isochore Zustandsänderungen stärker ansteigen als im Nassdampfgebiet. Daher nimmt die Dichte im Bereich überhitzten Dampfes bei steigender spezifischer Enthalpie h im Vergleich zum Nassdampfgebiet stärker ab. Darüber hinaus nimmt die Dichte bei steigender Überhitzung durch den sinkenden Druck am Verdampferaustritt ab.

Abbildung 4.2 zeigt die Ergebnisse der Simulation für die gleichen Betriebspunkte bei konstantem isentropen Wirkungsgrad und veränderlichem Druckverhältnis. Die Darstellung der Heizleistung in Abhängigkeit des Dampfgehalts und der Überhitzung erfolgt entsprechend der Darstellung in Abbildung 4.1. Dabei bildet die obere Kurve Betriebspunkt A12/W35 ab, die untere Kurve zeigt die Heizleistung in Betriebspunkt A-15/W35. Der maximale Wert wird entsprechend der Simulation bei konstantem Druckverhältnis bei vollständiger Verdampfung erreicht.

In Diagramm a) sind die Werte von \dot{Q}_H für Dampfgehalte $x_d > 0,9$ dargestellt. Im Bereich geringerer Dampfgehalte liegt Zustand 2 im Bereich der Taulinie. Zur Berechnung des Drucks p_2 wird der Zustand des Kältemittels aus der spezifischen Entropie s_1 und der spezifischen Enthalpie $h_{2,is}$ ermittelt. Im Grenzbereich zwischen Nassdampfgebiet und überhitztem Dampf kann die Funktion

nicht ausgewertet werden, sodass die Simulation abbricht. Aus diesem Grund kann die Heizleistung nur im Bereich hohen Dampfgehalts abgebildet werden. Nichtsdestotrotz ist dem linken Diagramm zu entnehmen, dass die Heizleistung mit zunehmendem Dampfgehalt ansteigt. ρ_1 , \dot{m}_R , p_1 , h_1 und h_2 verlaufen in Abhängigkeit des Dampfgehalts entsprechend der Simulation bei konstantem Druckverhältnis. Aufgrund der zunehmenden spezifischen Enthalpiedifferenz Δh_{1-2} steigt das Druckverhältnis unter der Voraussetzung eines konstanten isentropen Wirkungsgrades nach Abbildung 3.7 an. Bei zunehmendem Druckverhältnis wird die spezifische Enthalpie h_3 am Austritt des Kondensators reduziert. Daraus resultiert der ansteigende Verlauf der Heizleistung bei zunehmendem Dampfgehalt. Aufgrund der größeren spezifischen Enthalpiedifferenz Δh_{2-3} ist der maximale Wert der Heizleistung im Vergleich zur Simulation mit konstantem Druckverhältnis größer. Dieser beträgt in A12/W35 $\dot{Q}_H = 5386,75 \text{ W}$ und in Betriebspunkt A-15/W35 $\dot{Q}_H = 3821,99 \text{ W}$.

In Diagramm b) ist ebenfalls zu erkennen, dass die Heizleistung bei zunehmender Überhitzung abnimmt. Die Werte der Größen ρ_1 , \dot{m}_R , p_1 , h_1 und h_2 verändern sich bei zunehmender Überhitzung entsprechend der Simulation bei konstantem Druckverhältnis. Allerdings führt der konstante isentrope Wirkungsgrad zu einer Zunahme des Druckverhältnisses p_2/p_1 , sodass der Druck p_2 im Kondensator zunimmt. Daraus resultiert eine Erhöhung der spezifischen Enthalpie h_3 am Austritt des Kondensators nach Abbildung 3.6. Folglich ist die spezifische Enthalpiedifferenz Δh_{2-3} im Vergleich zur Simulation mit konstantem Druckverhältnis kleiner. Aus diesem Grund nimmt die Heizleistung bei zunehmender Überhitzung für den Fall des konstanten isentropen Wirkungsgrades stärker ab.

Anhand der Simulationen wird gezeigt, dass die Heizleistung mit zunehmender Verdampfung ansteigt und für den Fall, dass das Kältemittel vollständig verdampft, ein Maximum erreicht. Überhitzung des Kältemittels führt bei konstanten Randbedingungen zu einer Abnahme der Heizleistung. Tabelle 4.3 vergleicht die Heizleistung \dot{Q}_H bei einer Überhitzung von $\Delta T_{SH} = 1 \text{ K}$ mit der Heizleistung $\dot{Q}_{H,\Pi}$ bei konstantem Druckverhältnis und der Heizleistung $\dot{Q}_{H,\eta_{is}}$ bei konstantem isentropen Wirkungsgrad ohne Überhitzung (ΔT_{SH}). Darüber hinaus ist die relative Zunahme der Heizleistung dargestellt, die ohne Überhitzung bei konstantem Druckverhältnis $\Delta \dot{Q}_{H,\Pi}$ und bei konstantem isentropen Wirkungsgrad $\Delta \dot{Q}_{H,\eta_{is}}$ resultiert.

Tabelle 4.3: Relative Zunahme der Heizleistung für $T_{SH} = 0$ K im Vergleich zu $T_{SH} = 1$ K.

Betriebspunkt	$\dot{Q}_H(T_{SH} = 1)$	$\dot{Q}_{H,\Pi}(T_{SH} = 0)$	$\dot{Q}_{H,\eta_{is}}(T_{SH} = 0)$	$\Delta\dot{Q}_{H,\Pi}$	$\Delta\dot{Q}_{H,\eta_{is}}$
-	W	W	W	-	-
A12/W35	5223,09	5318,55	5386,75	0,018	0,031
A12/W45	4981,01	5054,53	5119,69	0,015	0,028
A12/W55	4156,74	4201,93	4251,25	0,011	0,023
A10/W35	4944,94	5035,34	5095,7	0,018	0,03
A10/W45	4720,16	4789,75	4847,08	0,015	0,027
A10/W55	4620,31	4673,91	4725,3	0,012	0,023
A7/W35	4370,11	4445,85	4497,41	0,017	0,029
A7/W45	4118,74	4150,03	4188,27	0,007	0,017
A7/W55	4052,76	4091,14	4142,25	0,009	0,022
A2/W35	2824,32	2859,11	2936,67	0,012	0,039
A2/W45	2678,83	2697,76	2813,99	0,007	0,05
A2/W55	3288,6	3309,74	3399,76	0,006	0,034
A-3/W45	4818,6	4843,14	5025,98	0,005	0,043
A-7/W35	4849,63	4901,32	5004,06	0,011	0,032
A-7/W45	4604,83	4626,63	4819,4	0,005	0,047
A-15/W35	3728,73	3778,82	3821,99	0,013	0,025
A-15/W45	4111,31	4149,29	4190,37	0,009	0,019

Bei konstantem Druckverhältnis liegt die maximale Zunahme der Heizleistung bei 1,8 %. Unter der Voraussetzung eines konstanten isentropen Wirkungsgrades beträgt die maximale Zunahme der Heizleistung 5 %. Die Zunahme der Heizleistung ist bei konstantem η_{is} vergleichsweise größer, weil unter konstantem Druckverhältnis der isentrope Wirkungsgrad aufgrund der zunehmenden spezifischen Enthalpiedifferenz $\Delta h_{1 \rightarrow 2}$ abnimmt.

Im Folgenden werden diese Erkenntnisse unter Betrachtung der getroffenen Annahmen bewertet und in den Kontext der Wärmepumpenauslegung eingeordnet.

4.2 Erkenntnisse für die Wärmepumpenauslegung

Das Modell ist für Untersuchungen der Betriebsstrategie hinsichtlich der Überhitzung des Kältemittels im Verdampfer verwendet worden. Aus den Untersuchungen resultieren Erkenntnisse, die im Rahmen der getroffenen Annahmen zur Optimierung einzelner Betriebspunkte der Wärmepumpe genutzt werden können. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass die untersuchte Wärmepumpe bei vollständiger Verdampfung die maximale Heizleistung liefert. Unter der Voraussetzung konstanter zugeführter elektrischer Energie gilt dies auch für den COP.

In Kennfeldern, die das Betriebsverhalten von Verdichtern charakterisieren, wird das Druckverhältnis über einem Verdichter in Abhängigkeit von Verdichterleistung, Drehzahl und Volumenstrom beschrieben. Diese Größen sind in einem Betriebspunkt der Wärmepumpe bei Veränderung der Überhitzung konstant. Somit ist die Annahme eines konstanten Druckverhältnisses gerechtfertigt. Byrne et al. führt ebenfalls Experimente zur Auslegung von Wärmepumpen unter der Verwendung von R-290 durch. Im Rahmen der F-Gas-Verordnung stellt R-290 eine umweltfreundliche Alternative zu aktuell verwendeten Kältemitteln dar. Allerdings ist für den Einsatz von Kältemitteln höherer Entflammbarkeit in häuslichen Anwendungen die Füllmenge beschränkt. Daher beinhaltet deren Arbeit die Diskussion von Möglichkeiten zur Reduzierung der Füllmenge. Außerdem wird der Einfluss der Füllmenge auf die Leistung einer Wärmepumpe analysiert. Die Resultate ihrer Untersuchungen zeigen, dass die Überhitzung bei Reduzierung der Füllmenge des Kältemittels zunimmt. Weiterhin ist der COP in Abhängigkeit der Füllmenge dargestellt, der unter dessen Abnahme sinkt. [GBB17]

Daraus ist abzuleiten, dass der COP unter Zunahme der Überhitzung abnimmt. Somit ist die Betriebsstrategie einer Wärmepumpe beim Austausch des Kältemittels neu auszulegen. Der Zusammenhang zwischen COP und Überhitzung entspricht für ein alternatives Kältemittel den Ergebnissen der Parameterstudie dieser Arbeit.

Folglich ist die Beobachtung, dass die Heizleistung mit zunehmender Überhitzung sinkt, als gültig anzunehmen. Diese Aussage gilt für das Kältemittel R-410A, weil das Wärmepumpenmodell nicht mit anderen Stoffdaten validiert worden ist.

Bei Anpassung der Überhitzung hin zu $T_{SH} = 0\text{ K}$ müssen weitere Maßnahmen folgen, die für die Auslegung der Wärmepumpe erforderlich sind. Die Darstellung der Simulationsergebnisse zeigt, dass bei abnehmender Überhitzung und konstantem Druckverhältnis der Druck am Kondensatoraustritt zunimmt. Dies führt zu einer höheren Kältemitteltemperatur innerhalb des Kondensators. Unter der Annahme konstanter Unterkühlung muss der Wassermassenstrom \dot{m}_W erhöht werden, damit die angestrebte Vorlauftemperatur T_v bereitgestellt werden kann. Dafür muss P_{el} erhöht werden, sodass der COP abnimmt. Somit ist dieses Vorgehen nicht zum empfehlen.

Des Weiteren ist die Auslegung des Verdichters anzupassen. Dabei darf die Erhöhung der Systemeffizienz nicht zur Verringerung der Betriebssicherheit bzw. Lebensdauer des Verdichters führen.

Deshalb ist der Verdichter gegen die erhöhte Wahrscheinlichkeit der Tropfenkondensation abzusichern. Gleichwohl steht der Aufwand zur Anpassung des Verdichters im Zielkonflikt mit der Erhöhung der Systemeffizienz. Somit ist zu untersuchen, ob die Kosten der Verdichterauslegung durch die relative Erhöhung des COP gerechtfertigt werden. Im Rahmen der Simulationsergebnisse liegt in Betriebspunkt A2/W45 mit 5 % die maximale Erhöhung des COP im Vergleich zu einer Überhitzung von $T_{SH} = 1 \text{ K}$ vor. Für eine einzelne Anlage ist diese Effizienzsteigerung gering. Wird beispielsweise die Anzahl der Systeme in einem Stadtquartier betrachtet, wird die erhöhte Effizienz der einzelnen Anlagen zusammengerechnet. In der Summe kann dies zu einer relevanten Reduzierung des Energieverbrauchs führen.

5 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit ist ein Modell zur Abbildung des Betriebsverhaltens einer Luft-Wasser-Wärmepumpe entwickelt worden, die unter Verwendung des Kältemittels R-410A betrieben wird. Dabei ist die Auslegung einer Wärmepumpe mithilfe eines Simulationsmodells das übergeordnete Ziel. Die F-Gas-Verordnung schränkt den Vertrieb von Kältemitteln mit hohem Treibhauspotential ein und zielt auf den Einsatz umweltfreundlicher Alternativen ab. Vor diesem Hintergrund soll insbesondere die Auswahl eines geeigneten Kältemittels mithilfe eines Wärmepumpenmodells erfolgen.

In dem entwickelten Modell werden die Eigenschaften von R-410A durch ein Stoffmodell aus der EML abgebildet. Erhaltungsgleichungen für Energie und Masse stellen die Zustandsänderungen des Kältemittels innerhalb der Komponenten dar. In diesem Rahmen werden die Zustandsänderungen des Verdampfers und des Kondensators sowie die Rohrleitungen zwischen den Komponenten als verlustfrei angenommen. Das Verdichtermodell berücksichtigt Irreversibilitäten und Verluste durch die Implementierung des isentropen Wirkungsgrades η_{is} und des Liefergrades λ_l .

Die Werte dieser Parameter sind im Allgemeinen unbekannt und es wurde eine Methode zu dessen Bestimmung auf Basis einer geringen Menge an experimentellen Daten entwickelt. Zur Vereinfachung ist zunächst angenommen worden, dass $\lambda_l = 1$. Dieser wurde für die Betriebspunkte so gewählt, dass das Modell die Heizleistung der Testdaten abbildet. Dabei sind sowohl der zulässige Betriebsdruck der Wärmepumpe überschritten als auch physikalisch unplausible Werte für den isentropen Wirkungsgrad ermittelt worden.

Aus diesem Grund erfolgte eine Betrachtung der Verluste des Verdichterantriebs, des Kältemittel-massenstroms und der Wärmeverluste zwischen Verdichter und Kondensator. In diesem Zusammenhang wird nachgewiesen, dass die Berücksichtigung des Liefergrades erforderlich ist. Unter dessen Berücksichtigung ist der Druck des Systems niedriger als der zulässige Betriebsdruck $p < p_{\max}$ und die Werte von η_{is} sind plausibel.

Anhand dieser Ergebnisse ist ein Algorithmus entwickelt worden, der anhand einer geringen Anzahl von Testdaten η_{is} und λ_l ermittelt. Die Testdaten resultieren aus der Messung der Heizleistung bei unterschiedlichen spezifischen Umgebungstemperaturen und Vorlauftemperaturen nach DIN EN 14825. Darüber hinaus konnte mithilfe der ermittelten Parameter eine Funktion bestimmt werden, die den Liefergrad in Abhängigkeit des Druckverhältnisses über dem Verdichter darstellt. Mit dieser Funktion ist es möglich, das dynamische Verhalten des Verdichters abzubilden.

Anschließend ist das entwickelte Modell unter Verwendung der ermittelten Parameter simuliert worden. Zur Validierung des Modells wurden die Simulationsergebnisse mit den Testdaten vergli-

chen. Die relative Abweichung der Heizleistung und des COP beträgt maximal 1,5 %. Weiterhin liegt die Temperatur des Kältemittels an Eintritt und Austritt des Kondensators oberhalb der Temperatur des Heizkreises, sodass die Wärme in die richtige Richtung übertragen wird. Allerdings wird der vorgegebene Wert der minimalen Temperaturdifferenz im Kondensator nicht in jedem Betriebspunkt eingehalten. In diesem Zusammenhang ist eine weitere Validierung erforderlich. Eine Möglichkeit ist die Korrektur der minimalen Temperaturdifferenz. Darüber hinaus ergibt die Simulation plausible Werte für Massenstrom und Betriebsdruck des Kältemittels. Somit ist ein Modell entwickelt worden, welches das Verhalten der Wärmepumpe in den Betriebspunkten der Testdaten unter der Verwendung von R-410A abbildet.

Abschließend wurde mit dem Modell eine Betriebsstrategie der Wärmepumpe untersucht, wobei der Fokus auf dem Austrittszustand des Kältemittels am Verdampfer lag. Der Einfluss auf die Heizleistung und den COP ist ermittelt worden. Unter der Voraussetzung konstanter Eingangsgrößen wurde zum einen Teilverdampfung und zum anderen Überhitzung des Kältemittels betrachtet. Die Simulation erfolgte in zwei Schritten. Dabei wurde zunächst das Druckverhältnis und im Anschluss der isentrope Wirkungsgrad konstant angenommen. Beide Simulationen führten auf eine maximale Heizleistung bei einer Überhitzung von $\Delta T_{SH} = 0$ K. Dabei ist eine maximale Erhöhung der Heizleistung und des COP von 5 % im Vergleich zum Betrieb mit $\Delta T_{SH} = 1$ K möglich. Demnach konnte unter Verwendung des Modells gezeigt werden, dass die Effizienz der Wärmepumpe durch die Verringerung der Überhitzung erhöht werden kann. In diesem Zusammenhang ist die Schädigung des Verdichters zu vermeiden.

Die Gültigkeit des Modells ist auf die Abbildung der betrachteten Betriebspunkte beschränkt. Insbesondere der isentrope Wirkungsgrad und das Druckverhältnis sind bei Veränderung der Drehzahl oder elektrischen Leistung nicht bekannt. Zur Abbildung eines größeren Betriebsbereichs des Verdichters ist eine weitere Kalibrierung und Validierung notwendig. Die Bestimmung der Modellparameter ist manuell erfolgt. Dieses Vorgehen muss im Zuge der Modellierung verschiedener Wärmepumpen unter der Verwendung unterschiedlicher Kältemittel automatisch ablaufen, damit das Modell mit möglichst geringem Aufwand auf unterschiedliche Systeme anwendbar ist. In diesem Zusammenhang ist zu überprüfen, inwieweit der Liefergrad zur Abbildung des Wirkungsprinzips anderer Verdichter verwendet werden kann.

Im Kondensatormodell entspricht die minimale Temperaturdifferenz nicht dem ausgewählten Wert. Die Werte variieren in den Betriebspunkten. Daher wird empfohlen die minimale Temperaturdifferenz durch experimentelle Untersuchungen an einem Prüfstand zu ermitteln. Diese Werte können im Rahmen der Entwicklung eines detaillierteren Kondensatormodells verwendet werden. Insbesondere der Heizkreis sollte abgebildet werden, damit die Temperatur des Kältemittels mit der Temperatur des Heizkreises abgeglichen werden kann. Hierfür ist eine bessere Datenlage erforderlich. Zum einen sind Massenstrom und Temperaturen des Heizkreises notwendig, zum anderen werden geometrische Abmessungen und Wärmeübergangskoeffizienten des Kondensators benötigt, sofern

die Forderung nach einem „white-box-Modell“ beibehalten wird.

In Bezug auf die Systemdynamik einer Luft-Wasser-Wärmepumpe ist das Modell in der Lage unterschiedliche Quell- und Senketemperaturen abzubilden. Dahingegen ist das Modell nicht zur Abbildung des Betriebsverhaltens bei zeitlicher Änderung der Quell- bzw. Senketemperatur geeignet. Da die Umgebungsluft im Tagesverlauf Schwankungen unterliegt, ist die Modellierung dieses Verhaltens erforderlich, damit der Betrieb der Wärmepumpe hinreichend genau wiedergegeben werden kann. Dafür müssen die zeitlichen Änderungen verschiedener Modellgrößen implementiert werden. Dazu gehören Druck, Temperatur, Massenstrom und innere Energie des Systems. Diese Größen sind abhängig von der Regelung des Systems. Aus diesem Grund müssen zunächst Kenntnisse über die Regelstrategie der Wärmepumpe gewonnen werden, um das Verhalten hinreichend genau abbilden zu können.

Literaturverzeichnis

- [Abe16] ABEL, Dirk: *Rapid Contorl Prototyping*. Aachen, 2016
- [Ame78] AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS: *Number Designation of Refrigerants: ANSI/ASHRAE 34-78*. <https://www.ashrae.org/standards-research--technology/standards--guidelines/other-ashrae-standards-referenced-in-code>. Version: 1978
- [Ame07] AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS: *Designation and Safety Classification of Refrigerants: ANSI/ASHRAE Standard 34-2007*. 2007
- [Asi17] ASIMPTOTE BV ; ASIMPTOTE BV (Hrsg.): *FluidProp*. <http://www.asimptote.nl/software/fluidprop/>. Version: 2017
- [Bar15] BARDOW, Andre: *Energiesystemtechnik: Wärmepumpen*. Aachen, 2015
- [BAR16] BESHAR, M. ; AUTE, V. ; RADERMACHER, R.: Multi-objective optimization of a residential air source heat pump with small-diameter tubes using genetic algorithms. In: *International Journal of Refrigeration* 67 (2016), S. 134–142. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.03.016>. – DOI 10.1016/j.ijrefrig.2016.03.016. – ISSN 01407007
- [BC12] BARVE, A. ; CREMASCHI, L.: Drop-in Performance of Low GWP Refrigerants in a Heat Pump System for Residential Applications. In: PURDUE UNIVERSITY (Hrsg.): *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 2012
- [BDB11] BENHADID-DIB, Samira ; BENZAOU, Ahmed: Refrigerants and their impact in the environment. Use of the solar energy as the source of energy. In: *Energy Procedia* 6 (2011), S. 347–352. <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2011.05.040>. – DOI 10.1016/j.egypro.2011.05.040. – ISSN 18766102
- [BDL09] BROWN, J. S. ; DOMANSKI, Piotr A. ; LEMMON, Eric W.: *CYCLE D Version 4.0: Theoretical Vapor Compression Cycle Design Program*. <https://www.nist.gov/publications/cycle-d-version-40-theoretical-vapor-compression-cycle-design-program>. Version: 2009

- [Bel17] BELL, I. H. ; COOLPROP (Hrsg.): *Pure and Pseudo-Pure fluid properties*. http://www.coolprop.org/fluid_properties/PurePseudoPure.html#list-of-fluids. Version: 2017
- [BGM12] BYRNE, Paul ; GHOUBALI, Redouane ; MIRIEL, Jacques: DEVELOPMENT OF A SCROLL COMPRESSOR MODEL FOR PROPANE. In: *10th IIR Gustav Lorentzen conference 2012 on natural refrigerants* Bd. 2012-1. Paris : Institut international du froid, 2012. – ISBN 9782913149908
- [Bit16] BITZER KÜHLMASCHINENBAU GMBH: *Kältemittel: Report 19*. Sindelfingen, 2016
- [BM15] BELLOMARE, F ; MINETTO, S.: Experimental Analysis of Hydrocarbons as Drop-in Replacement in Household Heat Pump Tumble Dryers. In: *Energy Procedia* 81 (2015), S. 1212–1221. <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2015.12.153>. – DOI 10.1016/j.egypro.2015.12.153. – ISSN 18766102
- [Bol14] BOLAJI, B. O.: Influence of sub-cooling on the energy performance of two eco-friendly R22 alternative refrigerants. In: *Journal of Science and Technology* (2014). https://s3.amazonaws.com/uploads.hipchat.com/562881/4181674/R4wj3iEyHaT1hUb/2014_Bolaji_Influence_of_sub_cooling_on_the_energy_performance_of_two_eco_friendly_R22_alternative_refrigerants.pdf
- [Bou37] BOUCHÉ, Ch: *Kolbenverdichter: Einführung in Arbeitsweise und Bau von Luft- und Gasverdichtern mit Kolbenbewegung*. Berlin, Heidelberg and s.l. : Springer Berlin Heidelberg, 1937. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-28544-2>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-28544-2>. – ISBN 978-3-662-27065-3
- [BPM⁺14] BERTRAM, E. ; PÄRISCH, P ; MERCKER, O. ; ARNOLD, O. ; TEPE, R. ; ROCKENDORF, G.: *Hocheffiziente Wärmepumpensysteme mit Geo- und Solarthermie-Nutzung*. 2014
- [Buc16] BUCHHOLZ, Peter: *Modellgestützte Analyse und Optimierung: Validierung von Modellen*. 2016
- [Bud17] BUDERUS ; BOSCH THERMOTECHNIK GMBH (Hrsg.): *Produktübersicht: Wärmepumpen*. https://www.buderus.de/de/produkte/catalogue/buderus-produkte-fur-ihr-haus/warmeerzeuger/warmepumpe/_energiequelle-luft. Version: 2017
- [Bun11] BUNDESFACHSCHULE KÄLTE-KILMA-TECHNIK: *Kältemittelgemische mit großem Temperaturgleit*. <http://www.bfs-kaelte-klima.de/fap/technik/kaeltemittelgemische-mit-grossem-temperaturgleit/>. Version: 2011

- [Bun13] BUNDESINDUSTRIEVERBAND DEUTSCHLAND HAUS-, ENERGIE- UND UMWELTECHNIK E.V.: *Effiziente Systeme und erneuerbare Energien: Technologie- und Energie-Forum*. Frankfurt, 2013
- [Bun16] BUNDESVERBAND WÄRMEPUMPE E.V.: *Funktionsweise der Wärmepumpe*. 2016
- [Bur02] BURGER, Rainer: *Kältemittel CO₂: Aktivitäten am TWK-Karlsruhe*. https://www.twk-karlsruhe.de/download/Kaeltemittel_CO2_Aktivitaeten_am_TWK_2002.pdf. Version: 2002
- [BYDC12] BONILLA, Javier ; YEBRA, Luis J. ; DORMIDO, Sebastián ; CELLIER, François E.: Object-Oriented Library of Switching Moving Boundary Models for Two-phase Flow Evaporators and Condensers. In: *9th International MODELICA Conference, Munich, Germany*, Linköping University Electronic Press, 2012 (Linköping electronic conference proceedings), S. 71–80
- [Col15] COLLING, Carsten: *Auswirkungen der F-Gas-Verordnung auf die Kälte- und Klimabranche*. https://www.vdi.de/fileadmin/vdi_de/redakteur/bvs/bv_karlsruhe_dateien/Vortrag-Colling_Auswirkungen_der_FGaseVerordnung_2015_01_20.pdf. Version: 2015
- [CR08] CASELLA, F. ; RICHTER, C.: ExternalMedia: A Library for Easy Re-Use of External Fluid Property Code in Modelica. In: THE MODELICA ASSOCIATION (Hrsg.): *Proceedings of the 6th International Modelica Conference*, 2008, S. 157–161
- [CSKK16] CHO, Il Y. ; SEO, HyeongJoon ; KIM, Dongwoo ; KIM, Yongchan: Performance comparison between R410A and R32 multi-heat pumps with a sub-cooler vapor injection in the heating and cooling modes. In: *Energy* 112 (2016), S. 179–187. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2016.06.069>. – DOI 10.1016/j.energy.2016.06.069. – ISSN 03605442
- [CW17] CIMMINO, Massimo ; WETTER, Michael: *Modelling of Heat Pumps with Calibrated Parameters Based on Manufacturer Data*. 2017
- [DAI12] DAIKIN EUROPE N.V.: *Kältemittel der nächsten Generation*. <http://www.daikin.de/news/fachpresse/2012/kaeltemittel.jsp>. Version: 2012
- [DAI17] DAIKIN EUROPE N.V.: *Technik der Wärmepumpen: Effizienz einer Wärmepumpe*. 2017
- [Das17] DASSAULT SYSTEMS: *CATIA Systems Engineering – Dymola: Wesentliche Vorteile*. <https://www.3ds.com/de/produkte-und-services/catia/produkte/dymola/wesentliche-vorteile/>. Version: 2017

- [DD13] DUTRA, Thiago ; DESCHAMPS, Cesar J.: Experimental characterization of heat transfer in the components of a small hermetic reciprocating compressor. In: *Applied Thermal Engineering* 58 (2013), Nr. 1-2, S. 499–510. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.04.039>. – DOI 10.1016/j.applthermaleng.2013.04.039. – ISSN 13594311
- [Deu02] DEUTSCHER BUNDESTAG: *Gesetz zu dem Protokoll von Kyoto vom 11. Dezember 1997 zum Rahmenübereinkommen der Vereinten Nationen über Klimaänderungen (Kyoto-Protokoll)*. https://www.bgb1.de/xaver/bgb1/start.xav?startbk=Bundesanzeiger_BGB1&bk=Bundesanzeiger_BGB1&start=//%5B@attr_id=%27bgb1202s0966.pdf%27%5D#_bgb1_%2F%2F%5B%40attr_id%3D%27bgb1202s0966.pdf%27%5D__1498482333634. Version: 2002
- [Deu13a] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V.: *Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern für die Raumbeheizung und -kühlung – Teil 2: Prüfbedingungen, Deutsche Fassung EN 14511-2:2013*. 2013
- [Deu13b] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V.: *Wärmeschutz und Energie-Einsparung in Gebäuden*. 2013
- [Deu14] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V.: *Drehende elektrische Maschinen - Teil 30-2: Wirkungsgrad-Klassifizierung von Wechselstrommotoren mit variabler Drehzahl (IE-Code) (IEC 2/1741/CD:2014)*. 2014
- [Deu16] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V.: *Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern zur Raumbeheizung und -kühlung – Prüfung und Leistungsbemessung unter Teillastbedingungen und Berechnung der saisonalen Arbeitszahl; Deutsche Fassung EN 14825:2016*. 2016
- [DM15] DESHMUKH, Mitesh M. ; MALI, K. V.: Performance Comparison of R22 refrigerant with Alternative Hydrocarbon Refrigerants. In: *International Journal on Theoretical and Applied Research in Mechanical Engineerin* (2015). http://www.irdindia.in/journal_ijtarme/pdf/vol4_iss2/4.pdf
- [Doe13] DOELLING, Robert: *Expansionsventil Funktion von Expansionsventilen in Wärmepumpen*. <http://www.energie-experten.org/heizung/waermepumpe/technik/expansionsventil.html>. Version: 2013
- [DVG09] DVGW REGELWERK: *Nahtlosgezogene Rohre aus Kupfer für Gas- und Trinkwasser-Installationen und nahtlosgezogene, innenverzinnte Rohre aus Kupfer für Trinkwasser-Installationen; Anforderungen und Prüfungen*. 2009

- [Eme16] EMERSON CLIMATE TECHNOLOGIES: *Wechsel des Kältemittels im Zuge der F-Gas-Verordnung 517/2014: Praktische Optionen für zukunftssichere HLKK-Systeme.* http://www.emersonclimate.com/europe/ProductDocuments/AlcoLiterature/DE_DGE186-Refrigerant-Transition.pdf. Version: 2016
- [Erb15] ERBACH, Gregor: *Doha Amendment to the Kyoto Protocol.* <http://www.europarl.europa.eu/EPRS/EPRS-AaG-559475-Doha-Agreement-Kyoto-Protocol-FINAL.pdf>. Version: 2015
- [ESSW09] EIFLER, Wolfgang ; SCHLÜCKER, Eberhard ; SPICHER, Ulrich ; WILL, Gotthard: *Küttner Kolbenmaschinen: Mit 40 Tabellen sowie zahlreichen Übungen und Beispielen mit Lösungen.* 7., neu bearb. Aufl. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2009. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-9302-4>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-9302-4>. – ISBN 978-3-8351-0062-6
- [Eur89] EUROPÄISCHES PARLAMENT: *Montrealer Protokoll über Stoffe, die zu einem Abbau der Ozonschicht führen.* http://www.europarl.europa.eu/brussels/website/media/Basis/InternePolitikfelder/Umwelt/Pdf/Montreal_Protokoll.pdf. Version: 1989
- [Eur14] EUROPÄISCHES PARLAMENT: *VERORDNUNG (EU) Nr. 517/2014 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 16. April 2014 über fluorierte Treibhausgase und zur Aufhebung der Verordnung (EG) Nr. 842/2006.* <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/?uri=CELEX:32014R0517&qid=1498483263385>. Version: 2014
- [GBB17] GHOUBALI, Redouane ; BYRNE, Paul ; BAZANTAY, Frédéric: Refrigerant charge optimisation for propane heat pump water heaters. In: *International Journal of Refrigeration* 76 (2017), S. 230–244. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.02.017>. – DOI 10.1016/j.ijrefrig.2017.02.017. – ISSN 01407007
- [Ger11] GERBERICH, Thorsten: *Lean oder MES in der Automobilzulieferindustrie: Ein Vorgehensmodell zur fallspezifischen Auswahl:* Zugl.: Chemnitz, Techn. Univ., Diss., 2010. 1. Aufl. Wiesbaden : Gabler Verlag / Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH Wiesbaden, 2011. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8349-6754-1>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8349-6754-1>. – ISBN 978-3-8349-6754-1
- [GMG13] GATZKA, B. ; MIARA, M. ; GÜNTHER, D.: *Qualitätssicherung für Kompressionswärmepumpen-Anlagen auf Basis breit ausgelegter Felduntersuchungen.* <http://www.enob.info/fileadmin/media/Projektberichte/>

- [Neue_Technologien/0327841A_B_QSWP_Qualitaetssicherung_Waermepumpen.pdf](#). Version: 2013
- [Han01] HANLON, Paul C. (Hrsg.): *Compressor handbook*. New York : McGraw-Hill, 2001
<http://www.loc.gov/catdir/description/mh021/00051129.html>. – ISBN 9780070260054
- [Hea17] HEAT PUMP ASSOCIATION: *Glossary of Terms*. 2017
- [HKG09] HERRMANN, Sebastian ; KRETZSCHMAR, Hans-Joachim ; GATLEY, Donald: Thermodynamic Properties of Real Moist Air, Dry Air, Steam, Water, and Ice (RP-1485). In: *HVAC&R Research* 15 (2009), Nr. 5, S. 961–986. <http://dx.doi.org/10.1080/10789669.2009.10390874>. – DOI 10.1080/10789669.2009.10390874. – ISSN 1078–9669
- [IF13] IKZ-FACHPLANER: *Fragen und Antworten zum Einsatz von CO₂ in Kälteanlagen und Wärmepumpen*. <http://www.ikz.de/nc/ikz-fachplaner/artikel/article/faqs-zu-co2-in-der-kaeltetechnik-fragen-und-antwo-0052127.html>. Version: 2013
- [Ins17] INSTITUT FÜR METEOROLOGIE: *Lufttemperatur*. 2017
- [Jör14] JÖRSS, Wolfram: *Szenarien zur Preisentwicklung von HFKW in Deutschland infolge des EU Phase-down*. https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/378/dokumente/vortrag_joerss.pdf. Version: 2014 (Symposium „Die neue EU-F-Gase-Verordnung“)
- [K11] KÄLTE KLIMA AKTUELL: Leitfaden für die Kältemittelauswahl. In: *Kälte Klima Aktuell* 2011 (2011). http://www.kka-online.info/artikel/kka_Leitfaden_fuer_die_Kaeltemittelauswahl_1270154.html
- [K16] KÄLTE KLIMA AKTUELL: Konsequenzen bei der Einführung von 2L-Kältemitteln: Bewertung der Brennbarkeit in der Normung. In: *Kälte Klima Aktuell* 2016 (2016). http://www.kka-online.info/artikel/kka_Konsequenzen_bei_der_Einfuehrung_von_2L-Kaeltemitteln_2669223.html
- [KFC16] KELLY, J. A. ; FU, Miao ; CLINCH, J. P.: Residential home heating: The potential for air source heat pump technologies as an alternative to solid and liquid fuels. In: *Energy Policy* 98 (2016), S. 431–442. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enpol.2016.09.016>. – DOI 10.1016/j.enpol.2016.09.016. – ISSN 03014215
- [KMRZ10] KINAB, Elias ; MARCHIO, Dominique ; RIVIÈRE, Philippe ; ZOUGHAIB, Assaad: Reversible heat pump model for seasonal performance optimization. In: *Energy*

- and Buildings* 42 (2010), Nr. 12, S. 2269–2280. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.07.007>. – DOI 10.1016/j.enbuild.2010.07.007. – ISSN 03787788
- [Kne14] KNEER, R.: *Wärme- und Stoffübertragung III: Vorlesungsskript*. Aachen, 2014
- [Luc08] LUCAS, Klaus: *Thermodynamik: Die Grundgesetze der Energie- und Stoffumwandlungen*. [Online-Ausg. der] 7., korrigierten [gedr.] Aufl. Berlin and Heidelberg : Springer, 2008 (Springer-Lehrbuch). – ISBN 978–3–540–68648–4
- [Mar12] MARQUARDT, Wolfgang: *Simulationstechnik: Notizen zur Lehrveranstaltung*. 2012
- [NEMMMB⁺13] NAVARRO-ESBRÍ, J. ; MENDOZA-MIRANDA, J. M. ; MOTA-BABILONI, A. ; BARRAGÁN-CERVERA, A. ; BELMAN-FLORES, J. M.: Experimental analysis of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a vapor compression system. In: *International Journal of Refrigeration* 36 (2013), Nr. 3, S. 870–880. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.12.014>. – DOI 10.1016/j.ijrefrig.2012.12.014. – ISSN 01407007
- [NGUC07] NAVARRO, E. ; GRANRYD, E. ; URCHUEGU?A, J. F. ; CORBER?N, J. M.: A phenomenological model for analyzing reciprocating compressors. In: *International Journal of Refrigeration* 30 (2007), Nr. 7, S. 1254–1265. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.02.006>. – DOI 10.1016/j.ijrefrig.2007.02.006. – ISSN 01407007
- [Pha10] PHAM, Hung: Next Generation Refrigerants: Standards and Climate Policy Implications of Engineering Constraints. In: AMERICAN COUNCIL FOR AN ENERGY-EFFICIENT ECONOMY (Hrsg.): *Proceedings of 2010 ACEEESummer Study on Energy Efficiency in Buildings*, 2010, 282–294
- [PHBNP⁺17] PITARCH, Miquel ; HERVAS-BLASCO, Estefan?a ; NAVARRO-PERIS, Emilio ; GONZ?LVEZ-MACI, Jos ; CORBER?N, Jos M.: Evaluation of optimal subcooling in subcritical heat pump systems. In: *International Journal of Refrigeration* 78 (2017), S. 18–31. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.03.015>. – DOI 10.1016/j.ijrefrig.2017.03.015. – ISSN 01407007
- [Pis15] PISCHINGER, Stefan: *Verbrennungskraftmaschinen: Band 2*. Aachen, 2015
- [PNPGMC17] PITARCH, Miquel ; NAVARRO-PERIS, Emilio ; GONZÁLVEZ-MACIÁ, José ; CORBERÁN, José M.: Experimental study of a heat pump with high subcooling in the condenser for sanitary hot water production. In: *Science and Technology for the Built Environment* 23 (2017), Nr. 8, S. 1–10. <http://dx.doi.org/10.1080/23744731.2017.1333366>. – DOI 10.1080/23744731.2017.1333366. – ISSN 2374–4731
- [Pro15] PROF. DR. STEIN, BENNO: *Modellierung wissensintensiver Probleme*. 2015
- [QDW⁺14] QUOILIN, Sylvain ; DESIDERI, Adriano ; WRONSKI, Jorrit ; BELL, Ian ; LEMORT, Vincent: ThermoCycle: A Modelica library for the simulation of thermodynamic sys-

- tems. In: *the 10th International Modelica Conference, March 10-12, 2014, Lund, Sweden*, Linköping University Electronic Press, 2014 (Linköping electronic conference proceedings), S. 683–692
- [RAR10] REASOR, Pamela ; AUTE, Vikrant ; RADERMACHER, Reinhard: Refrigerant R1234yf Performance Comparison Investigation. In: PURDUE UNIVERSITY (Hrsg.): *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 2010
- [Rum91] RUMBAUGH, James: *Object oriented modeling and design*. [3. ed.]. Englewood Cliffs, NJ : Prentice-Hall, 1991. – ISBN 978–0136298410
- [Saf15] SAFNER, Boris: *Primärenergiefaktoren: Der Zusammenhang von Primärenergie und Endenergie in der energetischen Bewertung*. Berlin, 2015
- [SBBH12] STAFFELL, Iain ; BRETT, Dan ; BRANDON, Nigel ; HAWKES, Adam: A review of domestic heat pumps. In: *Energy & Environmental Science* 5 (2012), Nr. 11, S. 9291. <http://dx.doi.org/10.1039/c2ee22653g>. – DOI 10.1039/c2ee22653g. – ISSN 1754–5692
- [Sch14] SCHULZ, Kenneth J.: Performance of R410A and R22 Low GWP Alternative Refrigerants at Elevated Ambient Temperatures. In: *15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue 2014*. Red Hook, NY : Curran Associates Inc, 2014. – ISBN 9781510818903, 1600–1610
- [Sia16] SIAM COMPRESSOR INDUSTRY CO., LTD. ; SIAM COMPRESSOR INDUSTRY CO., LTD. (Hrsg.): *Rotary Compressor Catalogue*. 2016
- [SJK⁺14] SANGI, Roozbeh ; JAHANGIRI, Pooyan ; KLASING, Freerk ; STREBLOW, Rita ; M?LLER, Dirk: A Medium Model for the Refrigerant Propane for Fast and Accurate Dynamic Simulations. In: *the 10th International Modelica Conference, March 10-12, 2014, Lund, Sweden*, Linköping University Electronic Press, 2014 (Linköping Electronic Conference Proceedings), S. 1271–1275
- [SKY80] SHIMIZU, T. ; KOBAYASHI, M. ; YANAGISAWA, T.: Volumetric efficiency and experimental errors of rotary compressors. In: *International Journal of Refrigeration* 3 (1980), Nr. 4, S. 219–225. [http://dx.doi.org/10.1016/0140-7007\(80\)90049-3](http://dx.doi.org/10.1016/0140-7007(80)90049-3). – DOI 10.1016/0140–7007(80)90049–3. – ISSN 01407007
- [SWM⁺07] SEEFELDT, Friedrich ; WÜNSCH, Marco ; MICHELSEN, Christian ; BAUMGARTNER, Walter ; EBERT-BOLLA, Orsolya ; MATTHES, Ulrike ; LEYPOLDT, Patrick ; HERZ, Theres: *Potenzziale für Energieeinsparung und Energieeffizienz im Lichte aktueller Preisentwicklungen*. Basel, Berlin, 2007

- [TPS12] TANAWITTAYAKORN, W. ; PHRAJUNP, P. ; SIWAPORNPHAISARN, S.: Heat Pump Efficiency Improvement by DischargeSuperheated Control. In: PURDUE UNIVERSITY (Hrsg.): *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 2012
- [TS12] THORADE, Matthis ; SAADAT, Ali: HelmholtzMedia - A Fluid Properties Library. In: *9th International MODELICA Conference, Munich, Germany*, Linköping University Electronic Press, 2012 (Linköping Electronic Conference Proceedings), S. 63–70
- [Tsc17] TSCHRITTER GEBÄUDETECHNIK GMBH ; TSCHRITTER GEBÄUDETECHNIK GMBH (Hrsg.): *Übersicht über die wichtigsten Kältemittel*. http://www.tschritter-kaelte.de/fileadmin/user_upload/pdf/Uebersicht_Kaeltemittel.pdf. Version: 2017
- [TYC17a] TYCZKA INDUSTRIE-GASE ; TYCZKA INDUSTRIE-GASE (Hrsg.): *Kältemittel R410A*. http://www.tig.de/fileadmin/Kh_productfinder/Produktdatenblaetter/Produktdatenblatt_Kaeltemittel_R_410A.pdf. Version: 2017
- [TYC17b] TYCZKA INDUSTRIE-GASE ; TYCZKA INDUSTRIE-GASE (Hrsg.): *Technische Daten Kältemittel*. <http://www.tig.de/produkte/kaeltemittel.html>. Version: 2017
- [Vai17] VAILLANT GROUP ; VAILLANT GROUP (Hrsg.): *Produktübersicht: Wärmepumpen*. <https://www.vaillant.de/heizung/produkte/produktgruppen/waermepumpe/>. Version: 2017
- [Vie09] VISSMANN DEUTSCHLAND GMBH: *Planungshandbuch: Wärmepumpen*. Alldorf, 2009
- [Vie17a] VIESMANN GMBH ; VIESMANN GMBH (Hrsg.): *Produktübersicht: Wärmepumpen*. <https://www.viessmann.de/de/wohngebaeude/waermepumpe/luft-wasser-waermepumpen.html>. Version: 2017
- [Vie17b] VIESMANN GMBH: *Vitocal 350-HT Pro: Innovative Hochtemperatur-Wärmepumpe für Abwärmenutzung*. <https://www.viessmann.de/de/presse/ish/Presstext-14032017-12.html>. Version: 2017
- [W16] WÄRMEPUMPEN PORTAL ; NETZWERK, Wärmepumpen P. (Hrsg.): *Wärmepumpen Kennzahlen*. 2016
- [Wal17] WALTER NUDING WÄRMETAUSCHER GMBH ; WALTER NUDING WÄRMETAUSCHER GMBH (Hrsg.): *Datenblatt Direktverdampfer: Standard Daten für optimal ausgelegte Direktverdampfer*. <http://www.nuding-gmbh.de/Produkte/Lamellenwrmetauscher2/Direktverdampfer>. Version: 2017

- [Wes17] WESTFALEN AG: *Leitfaden für die Kältemittelauswahl: Ein Ausblick auf die Kältemittel der Zukunft.* https://www.westfalen-ag.de/fileadmin/user_upload/Prospekte/Geschaeftskunden/Gase_fuer_Industrie_und_Handwerk/Kaeltemittel/Westfalen_Infos_fuer_Praktiker_5_web.pdf.
Version: 2017
- [Wil09] WILLINGHAM, Ryan A.: *Testing and Modeling of Compressors for Low-Lift Cooling Applications.* 2009
- [Wir14] WIRSUM, Manfred: *Grundlagen der Turbomaschinen: Manuskript zur Vorlesung.* 2014

Anhang

A Anhang

A.1 Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten

Zur Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten des Kältemittels und der Umgebungsluft werden Wärmeübergangsgesetze verwendet. Dabei ist die Form des konvektiven Wärmeübergangs zu beachten. Auf der Rohrrinnenseite ist dem Kältemittel durch den Verdichter eine Strömung aufgeprägt. Daher erfolgt der konvektive Wärmeübergang auf der Rohrrinnenseite durch erzwungene Konvektion. Auf der Rohraußenseite erfährt die Luft durch Kontakt mit der Rohroberfläche Temperaturunterschiede. Daraus resultierende Dichteunterschiede führen zu Bewegung der Luft. Diese Form des konvektiven Wärmeübergangs wird als natürliche Konvektion bezeichnet.

Die Berechnung eines Wärmeübergangskoeffizienten α erfolgt mithilfe der Nusselt-Zahl Nu , die wie folgt definiert ist:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad (\text{A.1})$$

In diesem Zusammenhang beschreibt λ die Wärmeleitfähigkeit eines Fluides und L eine charakteristische Länge. Für den Fall erzwungener Konvektion ist die Nusselt-Zahl eine Funktion der Reynoldszahl Re und der Prandtl-Zahl Pr . Bei natürlicher Konvektion ist die Nusselt-Zahl eine Funktion der Grashof-Zahl Gr und der Prandtl-Zahl. Diese drei Kennzahlen sind wie folgt definiert:

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot L}{\eta} \quad (\text{A.2})$$

$$Gr = \frac{\rho \cdot g \cdot \beta_T \cdot (T_W - T_\infty) \cdot L^3}{\eta^2} \quad (\text{A.3})$$

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} \quad (\text{A.4})$$

ρ beschreibt die Dichte, λ die Wärmeleitfähigkeit, c_p die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck und η die dynamische Viskosität des betrachteten Fluids. Neben den stoffabhängigen Größen beschreibt g die Gravitationskonstante, L die charakteristische Länge, u die Strömungsgeschwindigkeit, β_T (Wärmeausdehnungskoeffizient) den Kehrwert der Fluidtemperatur in weiter Entfernung der Grenzschicht T_∞ und T_W die Temperatur der Rohrwand. Die Stoffeigenschaften werden nach Kneer bei einer mittleren Fluidtemperatur T_{st} zwischen Grenzschicht an der Wand

T_W und Fluidtemperatur T_∞ bestimmt.

$$T_{st} = \frac{T_W + T_\infty}{2} \quad (A.5)$$

Im vorliegenden Fall sind die Temperaturen der Grenzschichten auf beiden Seiten nicht bekannt. Aus diesem Grund wird zur Bestimmung der Stofftemperatur angenommen, dass die Temperatur des Rohres der Kältemitteltemperatur entspricht. In der Folge ergeben die mittleren Fluidtemperaturen des Kältemittels $T_{st,R} = 145^\circ\text{C}$ und der Umgebungsluft $T_{st,u} = 65^\circ\text{C}$. Tabelle A.1 beinhaltet die Stoffdaten von Luft und R-410A für die vorliegenden mittleren Fluidtemperaturen.

Tabelle A.1: Stoffdaten von Luft und R-410A zur Bestimmung dimensionsloser Kennzahlen.

-	R-410A	Luft
$\rho / \text{kg/m}^3$	113,34	1,05
$c_p / \text{J/(kg} \cdot \text{K)}$	1229,48	1009,22
$\lambda / \text{W/(m} \cdot \text{K)}$	0,026	$28,95 \cdot 10^{-3}$
$\eta / \text{Pa} \cdot \text{s}$	$2,00 \cdot 10^{-5}$	$20,36 \cdot 10^{-6}$
$u / \text{m/s}$	4,69	-
$\beta_T / 1/\text{K}$	-	$3,87 \cdot 10^{-3}$

Die Geschwindigkeit des Kältemittels u wird mithilfe des Hubvolumens V_h und der Drehzahl n_V des Verdichters, sowie des Rohrquerschnitts A_R nach der Kontinuitätsgleichung bestimmt. Als charakteristische Länge werden zur Bestimmung der Kennzahlen der innere bzw. äußere Rohrdurchmesser eingesetzt. Für die Kennzahlen des Kältemittels folgt $Re_R = 371891,81$ und $Pr_R = 0,94$. Entsprechend der Bedingungen für die Wärmeübergangskorrelationen (WÜK) wird WÜK.14 zur Bestimmung verwendet [Kne14]. Demnach wird die mittlere Nusselt-Zahl des Kältemittels \overline{Nu}_R wie folgt berechnet:

$$\overline{Nu}_R = 0,0235 \cdot (Re_R^{0,8} - 230) \cdot (1,8 \cdot Pr_R^{0,3} - 0,8) \cdot (1 + (\frac{d_1}{L})^{2/3}) \quad (A.6)$$

d_1 ist der Innendurchmesser des Rohres, für die Länge L des Rohres werden 50 cm angenommen. Das entspricht in etwa der Länge des Rohres in der betrachteten Wärmepumpe. Folglich wird für die Nusselt-Zahl des Kältemittels $\overline{Nu}_R = 704,02$ berechnet. Nach Gleichung A.1 ergibt sich für den mittleren Wärmeübergangskoeffizienten des Kältemittels $\overline{\alpha}_R = 1316,01 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$

Für die Kennzahlen des Kältemittels folgt $Pr_u = 0,7098$ und $Gr_u = 65594,99$ mit den Werten aus

Tabelle A.1. Zur Bestimmung der mittleren Nusselt-Zahl der Luft \overline{Nu}_u wird WÜK.20 angewendet:

$$\overline{Nu}_u = 0,53 \cdot (Gr_u \cdot Pr_u)^{1/4} \quad (A.7)$$

Für die mittlere Nusselt-Zahl der Luft ergibt sich $\overline{Nu}_u = 7,79$. Gleichung A.1 liefert einen mittleren Wärmeübergangskoeffizienten der Luft von $\overline{\alpha}_u = 14,09 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

A.2 Definition der Variablen zur Berechnung des SCOP

Tabelle A.2: Auflistung der Variablen zur Berechnung des SCOP nach DIN EN 14825 [Deu16].

Variable	Definition
Q_{He}	die Bezugs-Jahresheizlast, angegeben in kWh
Q_{HE}	der Jahresstromverbrauch, angegeben in kWh
$P_{designh}$	die Volllast des Gebäudes im Heizbetrieb, für die das Gerät entsprechend den Herstellerangaben geeignet ist, angegeben in kW
H_{HE}	die Anzahl an äquivalenten Stunden im Aktiv-Modus für den Heizbetrieb.
H_{TO}	die Anzahl der Stunden, in denen sich das Gerät bestimmungsgemäß im Modus Temperaturregler AUS befindet
H_{SB}	die Anzahl der Stunden, in denen sich das Gerät bestimmungsgemäß im Bereitschaftsmodus befindet
H_{CK}	die Anzahl der Stunden, in denen sich das Gerät bestimmungsgemäß im Modus mit Kurbelgehäuseheizung befindet
H_{OFF}	die Anzahl der Stunden, in denen sich das Gerät bestimmungsgemäß im Modus AUS befindet
P_{TO}	die Leistungsaufnahme im Modus Temperaturregler AUS
P_{SB}	die Leistungsaufnahme im Bereitschaftsmodus
P_{CK}	die Leistungsaufnahme im Modus mit Kurbelgehäuseheizung
P_{OFF}	die Leistungsaufnahme im Modus AUS
T_j	die Temperaturstufen(BIN)-Temperatur
j	die Temperaturstufen(BIN)-Nummer
n	die Gesamtzahl der Temperaturstufen (BIN)
$P_h(T_j)$	die Heizlast des Gebäudes für die entsprechende Temperatur T_j , angegeben in kW
h_j	die Anzahl der Temperaturstufen(BIN)-Stunden einer entsprechenden Temperatur T_j
$COP_{bin}(T_j)$	der COP-Wert des Gerätes für die entsprechende Temperatur T_j
$elbu(T_j)$	die erforderliche Leistung eines elektrischen Zusatzheizgerätes für die entsprechende Temperatur T_j , angegeben in kW
$sup(T_j)$	die erforderliche Leistung des Zusatzheizgerätes zur Befeuerung mit fossilen Brennstoffen bei der entsprechenden Temperatur T_j , angegeben in kW
η_{sffbu}	die jahreszeitbedingte Raumheizungs-Energieeffizienz des Zusatzheizgerätes zur Befeuerung mit fossilen Brennstoffen

Eidesstattliche Versicherung

Statutory Declaration in Lieu of an Oath

Name, Vorname/Last Name, First Name

Matrikelnummer (freiwillige Angabe)

Matriculation No. (optional)

Ich versichere hiermit an Eides Statt, dass ich die vorliegende Arbeit/Bachelorarbeit/
Masterarbeit* mit dem Titel

I hereby declare in lieu of an oath that I have completed the present paper/Bachelor's thesis/Master's thesis* entitled

selbstständig und ohne unzulässige fremde Hilfe erbracht habe. Ich habe keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt. Für den Fall, dass die Arbeit zusätzlich auf einem Datenträger eingereicht wird, erkläre ich, dass die schriftliche und die elektronische Form vollständig übereinstimmen. Die Arbeit hat in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner Prüfungsbehörde vorgelegen.

independently and without illegitimate assistance from third parties. I have use no other than the specified sources and aids. In case that the thesis is additionally submitted in an electronic format, I declare that the written and electronic versions are fully identical. The thesis has not been submitted to any examination body in this, or similar, form.

Ort, Datum/City, Date

Unterschrift/Signature

*Nichtzutreffendes bitte streichen

*Please delete as appropriate

Belehrung:

Official Notification:

§ 156 StGB: Falsche Versicherung an Eides Statt

Wer vor einer zur Abnahme einer Versicherung an Eides Statt zuständigen Behörde eine solche Versicherung falsch abgibt oder unter Berufung auf eine solche Versicherung falsch aussagt, wird mit Freiheitsstrafe bis zu drei Jahren oder mit Geldstrafe bestraft.

Para. 156 StGB (German Criminal Code): False Statutory Declarations

Whosoever before a public authority competent to administer statutory declarations falsely makes such a declaration or falsely testifies while referring to such a declaration shall be liable to imprisonment not exceeding three years or a fine.

§ 161 StGB: Fahrlässiger Falscheid; fahrlässige falsche Versicherung an Eides Statt

(1) Wenn eine der in den §§ 154 bis 156 bezeichneten Handlungen aus Fahrlässigkeit begangen worden ist, so tritt Freiheitsstrafe bis zu einem Jahr oder Geldstrafe ein.

(2) Straflosigkeit tritt ein, wenn der Täter die falsche Angabe rechtzeitig berichtigt. Die Vorschriften des § 158 Abs. 2 und 3 gelten entsprechend.

Para. 161 StGB (German Criminal Code): False Statutory Declarations Due to Negligence

(1) If a person commits one of the offences listed in sections 154 to 156 negligently the penalty shall be imprisonment not exceeding one year or a fine.

(2) The offender shall be exempt from liability if he or she corrects their false testimony in time. The provisions of section 158 (2) and (3) shall apply accordingly.

Die vorstehende Belehrung habe ich zur Kenntnis genommen:

I have read and understood the above official notification:

Ort, Datum/City, Date

Unterschrift/Signature