



Untersuchung des transienten Verhaltens

von CO₂ - PKW - Klimaanlagen

mit Niederdrucksammler





$\begin{array}{l} \mbox{Untersuchung des transienten Verhaltens von} \\ \mbox{CO}_2 - \mbox{PKW} - \mbox{Klimaanlagen} \\ \mbox{mit Niederdrucksammler} \end{array}$

Vom Fachbereich für Maschinenbau der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

> zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

> > genehmigte

DISSERTATION

von: Dipl.-Ing. Harald Raiser aus: Balingen

eingereicht am:	23. Januar 2005
mündliche Prüfung am:	13. Juni 2005
Referenten:	Prof. DrIng. Jürgen Köhler
	Prof. DrIng. Fritz Steimle
Vorsitzender:	Prof. DrIng. Ferit Küçükay

Bibliografische Information Der Deutschen Bibliothek

Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <u>http://dnb.ddb.de</u> abrufbar.

1. Aufl. - Göttingen : Cuvillier, 2005 Zugl.: Braunschweig, Univ., Diss., 2005 ISBN 3-86537-572-3

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2005 Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen Telefon: 0551-54724-0 Telefax: 0551-54724-21 www.cuvillier.de

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen. 1. Auflage, 2005 Gedruckt auf säurefreiem Papier

ISBN 3-86537-572-3

Vorwort

Die vorliegende Dissertation enstand im Rahmen meiner Tätigkeit als Entwicklungsingenieur der Abteilung G-TC bei der Firma Behr in enger Zusammenarbeit mit dem Institut für Thermodynamik an der Technischen Universität Braunschweig.

Mein ganz besonderer Dank gilt Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler für die intensive Betreuung der Arbeit und die fachlich-konstruktiven Diskussionen. Prof. Dr.-Ing. Steimle danke ich für die freundliche Übernahme des Koreferates sowie Prof. Dr.-Ing. Kücükay für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Herrn Dr.-Ing. Michael Löhle danke ich für die Initiierung der Arbeit. Für die Sicherstellung der betrieblichen Randbedingungen zum Gelingen dieses Werkes bedanke ich mich besonders bei Dr.-Ing. Thomas Heckenberger und Dr.-Ing. Conrad Pfender.

Ganz besonders herzlich bedanken möchte ich mich bei meinen beiden Kollegen Dipl.-Phys. Roland Burk und Dr.-Ing. Günther Feuerecker. Sie haben durch Ihre kreativen und fachlich hochwertigen Diskussionen hinsichtlich Mess- und Simulationsergebnissen ganz wesentlich diese Arbeit mitgeformt. Dr.-Ing. Wilhelm Tegethoff danke ich für sein persönliches Engagement, seine unterstützende Fachkenntnis und die zahlreichen physikalischen und numerischen Analysen verschiedener Simulationsergebnisse. Dr.-Ing. Sven Försterling danke ich für die Durchführung verschiedener Experimente und deren Interpretation. Bei Prof. Dr.-Ing. Rüdiger Kukral möchte ich mich für die hervorragende Mitarbeit in der Anfangsphase dieser Arbeit, insbesondere für seine methodische Zusammenarbeit im Bereich Wärmeübertragersimulation bedanken. Für die praktische Unterstützung im Bereich Stoffund Transportdatenberechnung sowie Modellierung und Codierung einzelner Teilsysteme danke ich hiermit der ganzen Abteilung G-TC3, insbesondere dessen Leiter Herr Dipl.-Ing. Ronald Gneiting und seinen Mitarbeitern Dipl.-Ing. Martin Effenberger und Dr.-Ing. Jürgen Fauser. Für die mitsteuerende Wirkung hinsichtlich Inhalte und Schwerpunkte gilt mein Dank Herrn Dipl.-Ing. Christoph Walter und Frau Dr.-Ing. Taxis-Reischl. Ohne das tatkräftige und selbstlose Engagement bei der Herstellung einzelner Protoypen von Herrn Dipl.-Ing. Karl-Heinz Staffa wäre diese Arbeit nicht möglich gewesen. Ein ganz besonderer Dank gilt auch unserer Messabteilung, insbesondere den Herren Jürgen Braun und Jochen Schönleber. Bezüglich softwaretechnischen Belangen bin ich von Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Schweizer von "The Mathworks" stets kompetent beraten worden.

Meine Frau Sabine hat mich während der letzten Jahre immer hilfreich unterstützt. Dafür bin ich ihr sehr dankbar. Meiner Mutter und meinen Schwiegereltern danke ich für deren Unterstützung während der Studien- und Promotionszeit. Meiner Schwägerin Dagmar und meinem Schwager Axel danke ich für die Mithilfe bei der Erstellung der Ausarbeitung.

VORWORT

Kurzfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wird das transiente Verhalten einer Kfz-Kälteanlage, welche mit dem Kältemittel Kohlendioxid arbeitet, untersucht. Es entstand eine Simulationsplattform, in welcher die stationären und instationären Modelle der Einzelkomponenten sowie des Gesamtkreislaufs abgelegt sind. Während für die Wärmeübertrager und die Sammler physikalische Modellstrukturen auf Basis von finiten Volumina hinterlegt sind, wird der Verdichter überwiegend mittels Kennfelder und das Expansionsorgan durch Kennliniendarstellung beschrieben. Es werden für die Validierung der Einzelkomponenten sowie für die Wiedergabe des Kreislaufverhaltens umfangreiche Messungen im praxisrelevanten Betriebsspektrum durchgeführt, um die Güte der Modelle bewerten zu können. Aufgrund der Zielrichtung hinsichtlich regelungstechnischer Anwendungen, wird ein besonderes Augenmerk darauf gelegt, dass die Komponentenmodelle mit einer geringen Anzahl finiter Volumina beschrieben werden können, um Rechenzeit zu sparen.

Der Schwerpunkt und der wesentliche Fortschritt im Vergleich zum bisherigen Stand des Wissens, stellen die Erkenntnisse zum Sammlerverhalten und dessen stationären und transienten Einfluss auf das Systemverhalten dar. Hier setzt die Arbeit an und stellt die erstmalig experimentell gewonnenen Erkenntnisse zur Füllstands- und Massenstromabhängigkeit des Akkumulatorverhaltens vor. Diese wurden mittels eines speziellen Messaufbaus für ein breites Betriebsspektrum ermittelt. Der hier vorgestellte Sammler-Modell-Typ, welcher im Besonderen ein höhenabhängiges Dichteprofil beinhaltet, wird anhand der Messdatenbasis validiert. Es hat sich gezeigt, dass der Einfluss der Ölbohrung im Sammler mittels der entwickelten Modelle gut wiedergegeben werden kann, und nachhaltig die horizontale Lage des Kreisprozesses im p/h-Diagramm bestimmt. Bisher bekannte Sammler-Modelle waren nicht im Stande diesen Einfluss ausreichend genau zu berücksichtigen. Abschließend wird eine simulative Sensitivitätsanalyse durchgeführt, welche Aufschluss über die Akkumulator-Abhängigkeit des Kreislaufverhaltens gibt.

Experimente haben gezeigt, dass sich die Heißgastemperatur am Kompressor bei vielen transienten Lastfällen wesentlich langsamer ändert, als die restlichen Zustandsgrößen im Kreislauf. Aus diesem Grund wurde im Rahmen dieser Arbeit ein dynamisches Verdichtermodell erstellt, welches die Transiente der Heißgastemperatur besser beschreibt.

Inhaltsverzeichnis

Vo	orwo	rt		i
K	urzfa	ssung		iii
N	omer	ıklatur	verzeichnis	vii
1	\mathbf{Ein}	leitung		1
2	Star	nd der	Technik	5
	2.1	R134a	PKW-Kompressionskälteanlagen	5
		2.1.1	Kälteanlage mit thermostatischem Expansionsventil	5
		2.1.2	Kälteanlage mit Kapillarrohr	8
		2.1.3	R134a-Wärmeübertrager	9
			2.1.3.1 Kondensator	9
			2.1.3.2 Verdampfer	9
		2.1.4	R134a-Kältemittelverdichter	11
	2.2	$\rm CO_2 P$	'KW-Kompressionskälteanlage	12
		2.2.1	Prozessführung unter energetischen u. technischen Aspekten	13
		2.2.2	CO_2 -Wärmeübertrager	15
		2.2.3	CO_2 -Expansionsorgane	17
		2.2.4	CO_2 -Kältemittelverdichter	17
3	Mo	dellbild	lung Kreislaufkomponenten	21
	3.1	Wärme	eübertrager	21
		3.1.1	Klassifizierung unterschiedlicher Modellierungsansätze	
			für Wärmeübertrager	21
		3.1.2	Örtlich 1-dimensional verteilte Wärmeübertrager-Modelle	24
			3.1.2.1 Modell des finiten Volumen	24
			3.1.2.2 Wärmeübergangs- und Druckverlustkorrelationen	28
			3.1.2.3 Verschaltung der finiten Volumina zu einem	
			Wärmeübertrager	31
	3.2	Expan	sionsorgan	33
	3.3	Samm	ler	35
		3.3.1	Stationäres Modell	37
		3.3.2	Instationäres Modell	44
	3.4	Kompi	ressor	46
		3.4.1	Stationäres Verdichter-Modell	46
			3.4.1.1 Definitionen - Wirkungsgrade und Bewertungsgrößen	47

		3.4.1.2Energetische Wirkungsgrad-Modelle	48 49
	3.5	3.4.2 Instationäres Verdichter-Modell	53 55
4	\mathbf{Exp}	rimentelle Validierung 5	59
	4.1	Aufbau der Messapparatur	59
	4.2	Gaskühler	60
		4.2.1 Stationäre Validierung - Gaskühler	61
		1.2.2 Instationäre Validierung - Gaskühler	62
	4.3	Verdampfer - stationäre Validierung	66
	4.4	nnerer Wärmeübertrager - stationäre Validierung	67
	4.5	Sammler	68
		4.5.1 Stationäre Messungen	68
		4.5.1.1 Aufbau der Messapparatur	68
		4.5.1.2 Messgenauigkeit und -durchführung	69
		4.5.2 Stationäre Validierung/Modellanpassungen	74
	4.6	Kompressor - Instationäre Validierung	81
	4.7	Kreislauf - Stationäre Validierung	86
	4.8	Kreislauf - Instationäre Validierung 8	88
5	Einf	uss des Sammlers auf das Kreislaufverhalten 9	} 5
6	Zusa	nmenfassung und Ausblick 10)5
A	\mathbf{Exp}	nsionsorgan - Massenstrom Kennlinien 10)9
В	Sam	nler - Validierung 11	L1
С	Vere	chter - Volumenstrom Kennfelder 11	15
D	Vere	chter - Transiente Validierung 11	19
\mathbf{E}	Kre	lauf - Transiente Validierung 12	25
\mathbf{F}	Kre	laufverhalten - Sammlergeometrievariation 13	35
\mathbf{G}	Kre	laufverhalten - Sammlermodellartvariation 13	39
Li	terat	rverzeichnis 14	13

Nomenklaturverzeichnis

Lateinische Buchstaben

A	Fläche	m^2
d	Durchmesser	m
c	Spezifische Wärmekapazität	$J \ kg^{-1} \ K^{-1}$
G	Massenstrom	$kg \ s^{-1}$
g	Erdbeschleunigung	$m \ s^{-2}$
h	Spezifische Enthalpie	$J~kg^{-1}$
h	Höhe	m
İ	Impulsstrom	$kg \ m \ s^{-2}$
k	Wärmedurchgangskoeffizient	$W \ m^{-2} \ K^{-1}$
M	Drehmoment	Nm
\dot{M}	Massenstrom	$kg \ s^{-1}$
m	Masse	kg
\dot{m}	Flächenbezogene Massenstromdichte	$kg \ s^{-1} \ m^{-2}$
N	Übertragungsfähigkeit	-
Nu	Nußelt-Zahl	-
Pi	Druckverhältnis	-
Pr	Prandtl-Zahl	-
PWM	Pulsweitenmoduliertes Signal	%
p	Druck	Pa
Q	Volumenstrom	$m^3 \ s^{-1}$
\dot{Q}	Wärmestrom	W
Re	Reynolds-Zahl	-
R_p	Glättungstiefe	m
T	Temperatur	Κ
t	Zeit	S
u	Spezifische innere Energie	$J \ kg^{-1}$
V	Volumen	m^3
w	Strömungsgeschwindigkeit	$m \ s^{-1}$
x	Dampfgehalt	-
\dot{x}	Strömungsdampfgehalt	-

Griechische Buchstaben

lpha Wärmeübergangskoeffizient W	$m^{-2} K^{-1}$
α Einschnürzahl, Formzahl	-
α Schwenkwinkel des Verdichter-Schwenkrings	0
η Dynamische Viskosität kg	$m^{-1} \; s^{-1}$
λ Wärmeleitfähigkeit W	$m^{-1} K^{-1}$
λ Liefergrad des Kompressors	-
π Druckverhältnis	-
ho Dichte	$kg \ m^{-3}$
ζ Druckverlustbeiwert	-
ζ_{regel} Regelgrad d. Kompressors	-
$\zeta_{foerder}$ Fördergrad d. Kompressors	-

Index

a	Austritt
В	Blasensieden
В	Ölbohrung des Sammlers
C	Kompressor
e	Eintritt
E	Expansionsorgan
eff	effektiv
G	Gaskühler
g	Gravitation, Gewichtskraft
ges	gesamt
gas	gasförmig
HD	Hochdruck
Hub	Kompressorhub
h	hydraulisch
in	Eintritt
is	isentrop
IWT	Innerer Wärmeübertrager

K	Konvektives Sieden
krit	Zustand für den kritischen Punkt
L	Luft
liq	Liquid, Flüssigkeit
n	normiert
ND	Niederdruck
max	maximal
Mech	Mechanisch, z.B. mechanische Leistung
mess	Messung
modell	Modell
out	Austritt
p	Druckkraft
q	Querschnitt
r	Reibkraft
R	Refrigerant - Kältemittel
S	Sammler
sat	Gesättigter Zustand
sim	Simulation
stat	statisch, z.B. statische Druckdifferenz
stat	stationär
u	Umlenkung
U - Rohr	Örtliche Lage des U-Rohr-Eintritts
V	Verdampfer
vap	Vapor, Dampf
W	Wand
Z	Zelle, Zone
0	Ruhezustand Flüssigkeitsspiegel
1 - phase	Einphasiger Zustand
2 - phase	Zweiphasiger Zustand

Abkürzungen

COP Coefficient of Performance EXV Expansionsventil FKW Fluor Kohlenwasserstoff FCKW Fluor Chlor Kohlenwasserstoff GWP **Global Warming Potential** HD Hochdruck IWT Interner Wärmeübertrager KMV Kältemittelverdichter KOMO Kondensator-Modul ND Niederdruck ODP **Ozon Depletion Potential** PAG Polyalkylenglykol PAO Polyalphaolefin Polyolester POE PWM Pulsweitenmodulation TEWI Total Equivalent Warming Impact TXV Thermostatisches Expansionsventil

xi

Kapitel 1 Einleitung

Seit Mitte der 90er Jahre ist in Europa ein deutlicher Trend hin zu klimatisierten Fahrzeugen festzustellen. Die gestiegenen Verkaufszahlen der Klimasysteme im Automobil sind auf ein erhöhtes Komfort- u. Sicherheitsbewusstsein des Verbrauchers zurückzuführen. Diese Entwicklung wurde durch Preissenkungen in den letzten Jahren verstärkt. Heute sind fast 70% der in Deutschland produzierten Neuwagen mit einer Klima-Anlage ausgestattet [60]. Aus diesem Blickwinkel gewinnt die Betrachtung der Umweltverträglichkeit bei Herstellung, Betrieb und Entsorgung der Klimasysteme stetig an Gewicht.

Verschiedene wissenschaftliche Arbeiten thematisieren die Beeinträchtigung der aktiven Sicherheit aufgrund zu hoher Temperaturen in der Fahrzeugkabine. Wuppertaler Wissenschaftler haben in einer umfassenden Studie festgestellt, dass bei einer Innenraumtemperatur von 27°C die Unfall-Häufigkeit im Ausserortsverkehr 6% bzw. im Innerortsverkehr 11% höher liegt als bei 24°C Kabinentemperatur [2]. Steigt die Temperatur in der Fahrgastzelle auf 37°C, so liegt die Erhöhung der Unfallswahrscheinlichkeit bei 33%. Eine Erhöhung der Kopfraumtemperatur von 25°C auf 35°C führt zu einer Reduktion der Konzentrationsfähigkeit und Ausdauer um 20% [49]. Pfanzeder [44] und Taxis-Reischl [56] haben weitergehende Studien durchgeführt, die nachweisen, dass thermischer Komfort des Fahrers zu einer Steigerung der Konzentrationsfähigkeit führt.

Seit Anfang der dreißiger Jahre des 20. Jahrhunderts wurden in Kälteanlagen hauptsächlich Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoffe (FCKW), im Besonderen in der mobilen Kältetechnik R12, als Arbeitsmedium eingesetzt. Das hohe Ozon-Abbau-Potential ($ODP^1=1$) und das beträchtliche Treibhauspotential ($GWP^2=8500$) von R12 führten zum Ersatz durch das Kältemittel R134a. R134a gehört zu der Gruppe der Fluor-Kohlenwasserstoffe (FKW) und besitzt ein ODP von 0 bei einem GWP von 1300. Damit absorbiert R134a mehr als das Tausendfache an Infrarot-Strahlung gegenüber Kohlendioxid und trägt somit zum Treibhauseffekt, d.h. der Erwärmung der Erdatmosphäre bei.

Die 1992 in der UN-Klimarahmenkonvention (Rio de Janeiro) erstmalig festgehaltene Zielsetzung stabiler Treibhausgaskonzentrationen in der Erdatmosphäre, folgten auf der Kyoto-Konferenz 1997 die konkrete Festlegung von Reduktionszahlen des CO_2 -Ausstoßes für Staaten und Regionen. Zielsetzung der Industrieländer ist die Reduktion der CO_2 -Emissionen

¹Ozon Depleteting Potential

²Global Warming Potential

bis zum Jahr 2012 um 5,2% gegenüber dem Referenzjahr 1990.

Das gesteigerte Verständnis im Bereich der Umweltverträglichkeit ließen bereits Anfang der 90er erkennen, dass R134a lediglich eine Übergangslösung auf dem Weg zu einem umweltverträglichen Kältemittel darstellt. Die natürlichen Kältemittel Propan, Butan und Cyclo-Pentan sind brennbar und werden aufgrund des dadurch vorhandenen Gefahrenpotentials für die Fahrzeuginsassen in der mobilen Kältetechnik kaum eingesetzt. Zu den brennbaren Kältemitteln gehört auch das in der Diskussion befindliche R152a. Das natürliche und in ausreichendem Maß vorkommende Kältemittel CO₂ ist ein potentieller Nachfolger von R134a. Seit 1993 arbeiten Forschungsinstitute und die Automobilindustrie an der Entwicklung der CO₂-Kälteanlage. Die wesentlichen Schwerpunkte bzw. Ziele sind hierbei Komfortsteigerung, Reduktion des Energieverbrauchs, Leistungsregelung [31], Kostenneutralität zu R134a-Systemen, Steigerung der Systemdichtheit, Schmieröl-Entwicklung [13] und Betriebssicherheit.

Verschiedene Arbeiten [28], [29], [7], [67] haben gezeigt, dass Fahrzeuge die mit einer CO₂-Kälteanlage ausgestattet sind, die Fahrzeugkabine deutlich schneller abkühlen als herkömmliche Kälteanlagen. Dieser Komfortvorteil ist auf die höhere volumetrische Kälteleistung der Kohlendioxid-Systeme zurückzuführen. Die CO₂-Kältemaschine ist vor allem im Fahrbetrieb in der Lage höhere Kälteleistungen als herkömmliche R134a-Systeme zur Verfügung zu stellen [28], [29], [7], [67]. Das SAE-Alternate Refrigerant Cooperative Research Programm [48] behandelte den Kraftstoffverbrauch dreier vergleichbarer mobilen Kältesysteme (R134a-Standard, CO₂-Standard, R134a-Enhanced). Über weite Betriebszustandsbereiche zeigte das Enhanced-R134a-System den geringsten Energieverbrauch dicht gefolgt von dem CO₂-System.

Der Gesetzesentwurf der EU-Kommission zur Handhabung fluorierter Gase vom Oktober 2004 [45] erlaubt ausschließlich den Einsatz von Kältemittel mit einem GWP kleiner als 150 für neue Fahrzeugtypen bzw. -serien, deren Produktionsbeginn nach dem 1. Januar 2011 liegt. Ab dem 1. Januar 2017 müssen demnach Klimanlagen aller produzierten Neufahrzeuge, auch jene deren Serienproduktionsbeginn vor dem 1. Januar 2011 lag, mit einem Kältemittel ausgestattet sein, dessen GWP kleiner als 150 ist. In einer Übergangszeit, dessen terminlicher Rahmen noch nicht exakt fest liegt, dürfen HFC-134a-Fahrzeugkältekreisläufe eine Kältemittelleckage größer 40 g/Jahr bei 1-Verdampferanlagen bzw. 60 g/Jahr bei 2-Verdamfpersystemen nicht überschreiten. Dieser Entwurf betrifft ausschließlich mobile Klimasysteme. Mit der Festlegung, dass der GWP zukünftiger Kältemittel kleiner 150 sein muss, kann neben Kohlendioxid auch R152a Nachfolger von R134a werden. R152a zählt zu den brennbaren und unnatürlichen Arbeitstoffen und stellt im Hinblick des Einsatzes umweltfreundlicher Kältemittel nur eine vorübergehende Lösung dar. Sein Vorteil besteht darin, dass es als mögliches "Drop-In-Kältemittel" in R134a-Systeme eingesetzt werden kann, und weitere Entwicklungsaufwändungen aufgrund der verwandten Stoffeigenschaften zu HFC-134a relativ gering ausfallen.

Im Hinblick auf den neuen Gesetzesentwurf der EU-Kommission ist der breite Einsatz von Kohlendioxid als umweltfreundliches Kältemittel sehr wahrscheinlich. Im Zusammenhang einer transkritischen CO₂-Kälteprozessführung ergeben sich für die Systemregelung neue Aufgaben, so z.B. die Regelung des Hochdruckes unter energetischen und leistungsoptimalen Aspekten. Für die Weiterentwicklung der Reglerkonzepte ist eine dynamische Beschreibung der Regelstrecke, d.h. des Kälteprozesses unerlässlich. Hier liegt die Motivation dieser Arbeit. Sie befasst sich mit der Beschreibung des transienten Kreislaufverhaltens der CO₂-Kältemaschine für mobile Anwendungen. Bei der Modellierung der einzelnen Komponenten und des Kreislaufs lag der Fokus auf der Anwendung möglichst einfacher Modelle, um das Systemverhalten für langfristig regelungstechnische Anwendungen zugänglich zu machen. Anhand von instationären Messungen wurden die Komponenten- und das vorgestellte Kreislaufmodell verifiziert. Für die Abbildung des thermodynamischen Verhaltens der Expansionsorgane und des Kompressors wurden neuartige empirisch gestützte Kennfeldtypen entwickelt. Mit den vorgestellten Verdichterkennfeldern ist dessen Verhalten auch im abgeregelten Zustand beschreibbar. Weiterführend entstand ein einfaches Modell zur transienten Wiedergabe der Heißgastemperatur des Kompressors. Zur Beschreibung des Niederdruck-Sammlers wurde eigens ein spezieller Modelltyp entwickelt. Dieses Modell wurde mit Messdaten abgeglichen und validiert. Die experimentelle und simulative Charakterisierung des stationären und transienten Sammlerverhaltens stellen den wesentlichen Fortschritt dieser Arbeit gegenüber dem bisherigen Stand des Wissens dar.

Kapitel 2

Stand der Technik

In heutigen Fahrzeug-Klima-Anlagen werden aufgrund der hohen erforderlichen bauraumund gewichtspezifischen Leistungsdichten ausschließlich Kompressionskälteanlagen (siehe Abb. 2.1) eingesetzt. Dabei findet überwiegend das Kältemittel R134a Anwendung. Im Folgenden werden die unterschiedlichen R134a-Systeme vorgestellt. Es wird auf die Unterschiede von R134a- und CO₂-Systeme eingegangen und ein Überblick über den aktuellen Entwicklungsstand von CO₂-Kompressionskälteanlage für mobile Anwendungen gegeben.

2.1 R134a PKW-Kompressionskälteanlagen

Der Kompressionskälteprozess ist durch die Verdampfung und Kondensation des Kältemittels an zwei unterschiedliche Temperatur- und Druckniveaus gebunden. Der R134a-Kälte-Prozess ist in Abb. 2.2 dargestellt. Dem Arbeitsfluid wird Wärme z.B. von der Fahrzeugkabinen-Luft auf niedrigem Temperaturniveau zugeführt (Zustand 5a, $4b\rightarrow1$). Durch den Siedevorgang wird die latente Wärme aufgenommen bis das Fluid im Zustand 1 in der Gasphase vorliegt. Im Kompressor wird durch die Verdichtung das Kältemittel auf das höhere Druckniveau gebracht wobei Arbeit zugeführt wird (Zustand $1\rightarrow2$). Anschließend wird das heiße unter Hochdruck stehende Gas bis zur Taulinie unter Abgabe sensibler Wärme an die Umgebungsluft abgekühlt. Durch die weitere Wärmeabgabe an die Umgebung tritt bis zur Siedelinie Kondensation auf. Das Kältemittel wird anschließend unter sensibler Wärmeabfuhr in den Zustand 3 der unterkühlten Flüssigkeit überführt. Im Expansionsorgan wird das Arbeitsfluid auf den Verdampfungsdruck gedrosselt (Zustand 5a, 4b).

Heutige Kfz-Kälteanlagen können im Wesentlichen in zwei Kategorien eingeteilt werden. Das sind zum einen Systeme mit Thermostatischem Expansionsorgan und Hochdrucksammler und zum anderen Systeme mit einem Kapillarrohr als Expansionsorgan und einem Sammler im Niederdruckteil. Diese beiden Systemarten und deren Komponenten werden im Folgenden beschrieben (siehe auch [59], [15], [1]).

2.1.1 Kälteanlage mit thermostatischem Expansionsventil

Die Kälteanlage mit thermostatischem Expansionsventil (TXV) wird mit einem Akkumulator betrieben, der auf der Hochdruckseite direkt am Kondensatoraustritt sitzt (siehe Abb.



Abbildung 2.1: Aufbau R134a Kältekreislauf.



Abbildung 2.2: Der R134a-Prozess im p,h-Diagramm



Abbildung 2.3: Aufbau R134a Kältekreislauf Verschaltungsvarianten

2.3 links). Der Sammler puffert Kältemittel um betriebszustandsabhängige Kältemittelverlagerungen zwischen Hochdruck- und Niederdruckteil zu kompensieren. Des Weiteren wird der Akkumulator so dimensioniert, dass der über eine Fahrzeuglebensdauer übliche Kältemittelverlust (durch Leckagen an den Verbindungsstellen, der Verdichterwellendichtung, den Schläuchen, usw.) mit der Erstbefüllung des Systems gespeichert werden kann. Das thermostatische Expansionsorgan sorgt im Idealfall für eine konstante Überhitzung am Verdampferaustritt. Um die optimale Kälteleistung im Verdampfer zu erreichen, wird temperaturabhängig der Kältemittelfluss über das selbstätig arbeitende Expansionsorgan geregelt. Mittels des R134a-Dampfdruckes und dem Druck in der Membranfüllung, stellt sich unter Berücksichtigung der Federkraft ein Kräftegleichgewicht ein, welches den Hub des Ventils festlegt. Steigt die Temperatur des Kältemittels am Verdampferaustritt an, dehnt sich die Füllung in der Membrane des Thermostatkopfes aus. Dadurch wird der Ventilsitzquerschnitt im Expansionsorgan vergrößert und der Durchfluss des Kältemittels zum Verdampfer steigt an. Durch die konstante Überhitzung wird die Bildung von Flüssigkeitströpfchen am Verdampferaustritt vermieden und es treten keine Flüssigkeitschläge im Verdichter auf, die sich hinsichtlich Lebensdauer und Geräuschentwicklung negativ auswirken.

Im Verdampfer wird dem Kältemittel, das typischerweise bei einem Druck von ca. 2.9 bis 4.1 bar vorliegt, Wärme zugeführt. Dabei wird die Luft, die über den Verdampfer strömt abgekühlt. Die aus dem Verdampfer austretende Luft wird bei Bedarf (z.B. Heizbetrieb im Winter) über den Heizkörper geführt. Sie wird im Heizkörper durch Zufuhr von Abwärme aus dem Kühlkreislauf des Verbrennungsmotors erwärmt. Das Wiederaufheizen der Verdampferluft auf die gewünschte Düsenausblastemperatur im Heizkörper wird "Reheat" genannt. Durch das gezielte Abkühlen und Aufheizen wird die Luft entfeuchtet. Im Sommerbetrieb (z.B. Kabinenabkühlung) strömt die Luft nicht durch den Heizkörper, sondern wird direkt zu den Ausströmern in der Fahrgastzelle geführt. Das aus dem Verdampfer gasförmig austretende Kältemittel wird im Kompressor auf den lufttemperaturabhängigen Kondensationsdruck (z.B. typischerweise 14 bis 20 bar bei Sommerbetrieb in Europa) verdichtet. Im Kondensator gibt das Kältemittel sensible Wärme (Enthitzungszone und Unterkühlungszone) und latente Wärme (Kondensationszone) an die Luft ab. Am Kondensatoraustritt ist der Hochdrucksammler angebracht, welcher üblicherweise eine Trocknerpatrone beinhaltet.

2.1.2 Kälteanlage mit Kapillarrohr

Das Kapillarrohr-System (siehe Abb. 2.3 rechts) ist nicht in der Lage, wie das thermostatische Expansionsventil eine konstante Überhitzung am Verdampferaustritt zu gewährleisten. Es können Betriebszustände auftreten, in welchen aus dem Verdampfer Flüssigkeitströpfchen austreten. Diese werden in dem nachgeschalteten Sammler aufgenommen. Der Akkumulator stellt die Phasentrenner-Funktion sicher, so dass am Verdichtereintritt ausschließlich reines gasförmiges Kältemittel anliegt und Flüssigkeitsschläge vermieden werden.

Beim thermostatischen Expansionsorgan wird der Massendurchfluss über den Ventilhub so geregelt, dass sich eine definierte Kältemittelüberhitzung einstellt. Das Kapillarrohr hingegen ist ein passives Element, in welchem die betriebspunkteabhängige Lage des Bläschenpunktes den Massendurchsatz bestimmt. In das Kapillarrohr strömt unterkühlte Flüssigkeit ein. Diese wird durch den engen Querschnitt im Expansionsorgan beschleunigt und der Druck nimmt ab (Umwandlung Druckenergie in kinetische Energie). Nach einer gewissen zurückgelegten Lauflänge in der Kapillare schlägt die Flüssigkeit in ein Gas/Flüssigkeitsgemisch um (Bläschenpunkt). Ab diesem Punkt treten die größten Druckverluste im Kapillarrohr auf. Je näher der Bläschenpunkt am Austritt der Kapillare liegt, umso geringer ist der Strömungswiderstand, und desto größer ist der Massenstrom, der durch das Expansionsorgan fließt. Tritt die Flüssigkeit mit sehr geringer Unterkühlung in das Expansionsorgan ein, liegt der Bläschenpunkt näher am Eintritt und der Massenstom ist dementsprechend gering.

Dieses System hat einen selbstregelnden Charakter. Wird beispielsweise der Luftdurchsatz am Verdampfer erhöht, so steigt die Luftausblastemperatur und der Saugdruck an, und es liegt am Kompressorsaugstutzen Kältemittel höherer Dichte vor. Der Verdichter fördert dadurch einen höheren Massenstrom. Dies hat eine Erhöhung des Kondensationsdruckes zur Folge. Durch den höheren Kondensationsdruck und die damit einhergehende Erhöhung der Unterkühlung wandert der Bläschenpunkt im Kapillarrohr zum Austritt (Verminderung des Strömungswiderstandes). Damit einher geht eine Erhöhung des Kältemittelmassenstroms. Im Verdampfer muss anschließend die höhere Kältemittelmenge verdampft werden und es kommt hierdurch zum Absinken der Luftaustrittstemperatur. Dieser selbstregelnde Effekt (zu Beginn trat ein Luftausblastemperatur-Anstieg auf) stellt über weite Zustandsbereiche die Unterkühlung nach Kondensator sicher. Unterschreitet die Lufttemperatur am Verdampfer den Gefrierpunkt, so bildet sich im Feucht-Luft-Betrieb Eis im Verdampfer. Das luftseitige Verdampfer-Netz gefriert langsam zu, bis kein Luftdurchsatz mehr vorhanden ist. Dieser Zustand führt durch die Ausdehnung des Wassers während des Phasenwechsels zur Beschädigung des Verdampfers und ist im Betrieb zu vermeiden. Nimmt die Luftaustrittstemperatur Werte nahe der 0°C-Marke an, so detektiert ein Lufttemperatursensor diesen Zustand. Die Kältekreislaufregelung reduziert in diesen Fällen den effektiv geförderten Verdichtervolumenstrom durch Hubreduktion oder Taktbetrieb. Ein Vorteil des Kapillarrohr-Systems ist der einfache und leichte Aufbau des Expansionsorganes.

2.1.3 R134a-Wärmeübertrager

2.1.3.1 Kondensator

Heutige Kondensatoren sind aus parallel angeströmten Flachrohren (Kältemittelseite) aufgebaut. Die Luftseite wird über Rippen im reinen Kreuzstrom zum Kältemittel geführt. Die Wärmeübertrager bestehen aus Aluminium und werden mittels Löttechnik gefertigt. Die früher gefertigten Kondensatoren bestanden überwiegend aus Rundrohren, welche mittels mechanischer Fügung mit den Luftrippen verbunden wurden. Typische Stirnflächen auf der Luftseite sind für Kleinwagen 13 bis 21 dm² während bei Oberklasse-Fahrzeugen typische Anwendungen bei 25 bis 30 dm² liegen. Die Tiefe der Systeme in Luftrichtung beträgt üblicherweise 16 bis 20 mm. Zur Steigerung des Luftmassenstroms werden vor allem bei niedrigen Fahrtgeschwindigkeiten Gebläse eingesetzt.

Die luftseitige Durchströmung des Vorderwagens im Motorraum ist abhängig von den Einbauten vor und nach Kondensator (z.B. vor Kondensator: Lenkhilfekühler, Hupe, Elektronikbausteine; nach Kondensator: Motorisierungsvarianten). Abhängig von der Kondensatordurchströmung ergeben sich unterschiedlich warme Zonen im Wärmeübertrager. Über die Art der Verschaltung der Flachrohre in den Umlenkkästen kann dieses Bauprinzip gut an die örtlich unterschiedlich temperierten Zonen angepasst werden, um so eine höchstmögliche wärmetechnische Effizienz zu ermöglichen. Des Weiteren bietet diese Bauform ein hohes Mass an Flexibilität hinsichtlich der Anschlussbedingungen (örtliche Lage der Ein- und Austritte).

In vielen Fahrzeugen werden heutzutage auch sogenannte Kondensator-Module (KOMO) eingesetzt (siehe Abb. 2.4). Diese Module vereinigen die Funktionen des Kondensators und Sammlers in einem Bauteil. An der Seite des Wärmeübertragernetzes befindet sich ein senkrecht stehendes Rundrohr, welches als Flüssigkeitssammler dient und eine Trocknerpatrone enthält. Das Kältemittel tritt aus dem Wärmeübertragernetz aus und separiert sich im Sammler in eine flüssige und ein gasförmige Phase. Unten strömt aus dem Sammler flüssiges R134a in den Unterkühlteil des Wärmeübertragernetzes (örtlich unten angeordnet), bevor es aus dem Kondensator-Modul austritt. Die KOMO-Bauform stellt durch die eingebaute Unterkühlstrecke eine über weite Zustandsbereiche definierte Unterkühlung sicher. Verglichen mit einem typischen Kondensator ermöglicht das Kondensatormodul geringfügig höhere Verdampferleistungen bei gleicher Kompressorleistungsaufnahme. Weitere Vorteile der KOMO-Bauform sind die geringere benötigte Kältemittelmenge sowie die Reduktion der Verbindungsstellen (Effekt: Leckageverluste). Aus Umweltgesichtspunkten betrachtet ist somit das KOMO-System einem konventionellen Kondensator vorzuziehen.

2.1.3.2 Verdampfer

Der Verdampfer sitzt im Klimagerät unter dem Armaturenbrett in der Fahrgastzelle. Seine Aufgabe besteht in der Abkühlung und Entfeuchtung der eintretenden Frischluft. Unterschreitet die Wandtemperatur die Taupunkttemperatur der Luft so fällt Kondensat im Verdampfer an. Das Kondensat wird vom Verdampfer abgeleitet. Dabei kann eine hydrophile Beschichtung das Wasser-Ablauf-Verhalten verbessern. Die aus dem Verdampfer austretende abgekühlte und entfeuchtete Luft wird im Klimagerät anschließend optional über den Kühlmittel-Heizkörper (Erwärmung der Luft) oder direkt zu den Ausblasdüsen (z.B. Fußraum, Mittel-, Seiten- und Defrostdüsen) geführt. Typische Abmaße heutiger in



Abbildung 2.4: Aufbau R134a-Kondensator-Modul.

Produktion befindlicher Systeme sind luftseitige Querschnittsflächen von 3.5 bis 5 dm² in Kleinfahrzeugen während im Oberklasse-Segment 5.5 bis 7.5 dm² vorzufinden sind. Die Systemtiefen in Luftrichtung liegen üblicherweise bei 50 bis 65 mm.

In heutigen Fahrzeugen werden überwiegend Scheibenverdampfer und zunehmend auch Flachrohrverdampfer eingesetzt (siehe Abb. 2.5). Das Kältemittel strömt jeweils zwischen zwei Platten. Die Plattenpaare sind durch Luftrippen getrennt. Bezüglich der Stromführung wird das Kältemittel hauptsächlich im Kreuzstrom zur Luft geführt. Die mit oben- und untenliegenden Umlenkkästen ausgeführten Scheibenverdampfer, auch 2-Tank-Verdampfer genannt, ermöglichen ein über den Ort betrachtetes homogeneres Temperaturprofil als die gewöhnlichen 1-Tank-Scheibenverdampfer. Die Luftführung im Klimagerät muss auf das Luftaustrittstemperaturprofil des jeweilig eingesetzten Verdampfers abgestimmt sein, um an den verschiedenen Düsen eine gleichmäßige Temperaturverteilung zu erzielen. Eine grundsätzliche Neuentwicklung, welche in immer mehr Fahrzeugtypen eingesetzt wird, stellt der Flachrohrverdampfer dar. Dabei strömt das Kältemittel in senkrecht stehenden Flachrohren, welche durch Luftrippen getrennt sind. Seine Vorteile sind im Wesentlichen die volumenspezifische höhere Kälteleistung, homogeneres Temperaturaustrittsprofil und ein erhöhtes Maß an Flexibilität hinsichtlich der Strömungsführung und der Lage der Anschlussrohre (Einbausituation).

In Orifice-Systemen treten Betriebspunkte (hauptsächlich im Schwachlastbereich) auf, in welchen am Verdampferaustritt Nassdampf vorliegt (überfluteter Verdampfer). Je geringer der Dampfgehalt am Verdampferaustritt ist, umso geringer ist die Strömungsgeschwindigkeit des Kältemittels. In diesen Fällen kann es dazu kommen, dass das Kältemittelöl nicht mehr mittransportiert wird, und sich in tiefer liegenden Anlagenteilen sogenannte ölreiche Flüssigkeitssäcke bilden. Diesem Phänomen ist hinsichtlich der Systemgestaltung Rechnung zu tragen. In Kälteanlagen mit thermostatischem Expansionsventil liegt am Verdampferaustritt eine reine Gasströmung vor. Diese führt zu hohen Strömungsgeschwindigkeiten und gewährleistet damit den Transport des Schmieröls.



Abbildung 2.5: Links: Flachrohr-Verdamfer; Rechts: Single-Tank-Scheiben-Verdampfer

2.1.4 R134a-Kältemittelverdichter

Der Verdichter sorgt für den Transport des Kältemittels im Kreislauf. Dabei wird das gasförmige R134a unter Zufuhr von Energie vom Saugdruck auf das Hochdruckniveau verdichtet. In heutigen PKWs werden überwiegend Hubkolbenkompressoren eingesetzt. Diese besitzen selbst bei den in R134a-Systemen großen auftretenden Druckverhältnissen von bis zu Pi=8 einen hohen Liefergrad. Vereinzelt finden auch Scrollkompressoren Anwendung. Diese Art von Rotationsverdichter zeichnet sich durch eine ausgezeichnete Laufruhe aus. Demgegenüber stehen aber die Nachteile einer energetisch wenig effizienten Volumenstromregelung (Bypass-Prinzip). Die Verdichter werden mechanisch über einen Riementrieb von der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors angetrieben. Hinsichtlich der Volumenstromregelung unterscheiden sich die einzelnen Hubkolben-Verdichter-Generationen. Zu Beginn der Fahrzeugklimatisierung wurden Kältemittelverdichter (KMV) mit fixiertem nicht verstellbaren Hub nach dem Prinzip der Axialkolbenmaschine (Taumelscheibe oder Schwenkscheibe) eingesetzt. Diese waren mit einer Magnetkupplung ausgerüstet, welche abhängig von der Lufttemperatur nach Verdampfer geschlossen oder geöffnet wurde. Dieser Taktbetrieb war für den Fahrzeuginsassen über die Schwankungen im Drehmomentenbedarf des KMVs und der Luftaustritttemperatur feststellbar (Komforteinschränkung).

Die nachfolgende, und heute noch eingesetzte, Verdichtergeneration besitzt eine intern geregelte Hubverstellung und eine Magnetkupplung. Durch die Hubverstellung kann der Kältemittelmassenstrom dem Kälteleistungsbedarf stufenlos angepasst werden, und es ist kein Taktbetrieb erforderlich. Bei diesem sogenannten intern geregelten Verdichter (siehe Abb. 2.6) wird über ein selbstätig arbeitendes Regelventil im Kompressor der Hub der Maschine derart geregelt, dass immer der gleiche Saugdruck am Kompressoransaugstutzen vorliegt. Der über den Verdichter einstellbare Verdampfungsdruck entspricht üblicherweise einer Verdampfungstemperatur von 0-2°C. Im luftseitig nachgeschalteten Heizkörper wird die Luft auf die gewünschte Austrittstemperatur erwärmt. Ist kein Kälteleistungsbedarf vorhanden, wird mit der Magnetkupplung der Verdichter abgeschaltet, so z.B. im Winterbetrieb.



Abbildung 2.6: Hubverstellbarer R134a-Wobble-Plate-Verdichter, Fa. Sanden.

Eine Weiterentwicklung des intern geregelten Verdichters ist der extern geregelte Verdichter. Dabei wurde das intern selbsttätig arbeitende Regelventil durch ein extern ansteuerbares Regelventil ersetzt. Mit diesem Ventil wird der Saugdruck am Kompressoransaugstutzen von 3 bar bis 4.5 bar vorgegeben. Durch den variabel einstellbaren Verdampfungsdruck wird vor allem in Schwachlastpunkten ein höherer Saugdruck eingeregelt, um die Kälteleistung und damit auch die Antriebsleistung zu reduzieren (Kraftstoffeinsparung).

In den letzten Jahren wurden Verdichter ohne Magnetkupplung entwickelt und in der Serienproduktion bereits eingesetzt. Diese Verdichtergeneration besitzt ein zusätzliches Regelventil welches sicherstellt, dass durch Schließen der Ansaugkammer kein Massenstrom gefördert wird, wenn kein Leistungsbedarf vorliegt [33]. Diese kupplungslosen Verdichter zeichnen sich durch ihr geringes Gewicht aus. Durch das ständige Mitdrehen des Triebwerks bestehen erhöhte Anforderungen hinsichtlich Lebensdauer und Schleppleistung bei dieser Art von Kompressoren. Als Schmieröl wird in den heutigen Kompressoren ein vollständig mischbares PAG¹-Öl eingesetzt.

2.2 PKW Kompressionskälteanlagen mit CO₂ als Kältemittel - Stand der Technik

In der Patentschrift von Lorentzen [27] wird ein CO_2 -Kältekreislauf-System für mobile Anwendung entsprechend Abb. 2.7 beschrieben. Bei dieser Art von Prozessführung kommt ein innerer Wärmeübertrager zum Einsatz. Dieser ist niederdruckseitig nach dem Sammler angeordnet und stellt sicher, dass der Kompressor ausschließlich überhitztes Gas ansaugt.

 $^{^{1} \}rm Polyalky lengly kol$



Abbildung 2.7: Aufbau CO₂ Kältekreislauf mit innerem Wärmeübertrager.

Der Kompressor verdichtet unter Zufuhr von Energie das Kältemittel vom Ansaugzustand 1 (siehe Abb. 2.8) auf den Hochdruck. Anschließend wird im Gaskühler bei transkritischem Betrieb das Kältemittel unter Abgabe von Wärme annähernd isobar abgekühlt. Wird der Hochdruck durch das Expansionsorgan über dem kritischen Punkt von CO₂ (p_{krit} = 73.77bar und $T_{krit} = 30.98$ °C) eingestellt, so liegt eine transkritische Prozessführung vor. Befindet sich der Hochdruck unter dem kritischen Druck, so tritt im Gaskühler Kondensation auf (unterkritischer Betrieb). Das unter Hochdruck stehende Kohlendioxid wird im inneren Wärmeübertrager durch das saugseitig kalte vorliegende Kältemittel weiter abgekühlt, bevor es im Expansionsorgan auf das Saugdruckniveau entspannt wird. Im Verdampfer wird das CO₂ nahezu isobar durch die luftseitige Wärmezufuhr verdampft, bevor es im gasförmigen oder 2-phasigen Zustand in den Sammler eintritt. Üblicherweise treten in CO₂-Systemen Hochdrücke von 65 bis 130 bar auf, während der Saugdruck normalerweise zwischen 35 und 50 bar beträgt. In R744-Kälteanlagen werden für automobile Anwendungen ausschließlich Niederdruck-Sammler eingesetzt.

2.2.1 Prozessführung unter energetischen und technischen Aspekten

Die wesentlichsten Anforderungen an die Prozessführung einer CO₂-Kälteanlage sind:

- Hohe Kälteleistung
- Hohe Kälteleistungszahl
- Geringe Investitions- u. Betriebkosten
- Hohe Betriebssicherheit



Abbildung 2.8: Der CO₂-Prozess im p,h-Diagramm

Die Auslegung des inneren Wärmeübertragers und die Wahl des Hochdruckes haben einen nachhaltigen Einfluss auf die Kälteleistung, den Energieverbrauch und die Betriebssicherheit des Systems. Der Einsatz eines inneren Wärmeübertragers, nachfolgend IWT genannt, bringt bei einer transkritischen Prozessführung folgende Vorteile:

- Erhöhung der Kälteleistungszahl
- Sicherstellung ausreichender Kälteleistung bei ungünstigen Bedingungen

Zu den ungünstigen Bedingungen gehören im Kfz die Betriebspunkte, bei denen hohe Gaskühleraustrittstemperaturen auftreten, so z.B. Leerlaufbetrieb im Stau oder länger andauernde Bergfahrten bei hohen Umgebungstemperaturen. In diesen Fällen reduziert sich aufgrund der Stoffeigenschaften des Kohlendioxids die Kälteleistung der Anlage verglichen mit R134a-Systemen.

In verschiedenen Arbeiten [1], [14], [32] wird der Einfluss der Hochdruckeinstellung abhängig von der auftretenden Gaskühleraustrittstemperatur zur Erzielung einer maximalen Kälteleistungszahl beschrieben. Bei unterkritischer Betriebsweise ist der optimale Hochdruck gleich dem Kondensationsdruck. Wie Adiprasioto [1] zeigt (siehe Abb. 2.9), liegt der Hochdruck für den maximalen COP² bei hohen Gaskühleraustrittstemperaturen höher als bei niedrigen. Heyl [14] beschreibt sehr anschaulich, dass mit steigender Effizienz des IWTs der optimale Hochdruck sinkt. Eine hohe IWT-Effizienz führt zu kleineren Kältemittel-Massenströmen und damit verbunden zu niedrigeren Kompressor-Antriebsleistungen. Bei

 $^{^{2}}COP = Coefficient of Performance = \dot{Q}_{V}/P_{C} = Kälteleistungzahl$



Abbildung 2.9: Kälteleistungszahl des idealen transkritischen CO₂-Prozesses nach [1].

entsprechend großzügiger Auslegung des IWTs kann dies zu geringeren Hochdrücken und damit auch niedrigeren Berstdruckauslegungen (Gewichtseinsparung) für IWT, Gaskühler und Verdichter führen. Wird der IWT zu groß gewählt, so nimmt die Überhitzung am Verdichteransaugstutzen stark zu, und es treten sehr hohe Austrittstemperaturen am Kompressoraustritt auf. Höhere Temperaturen als 165°C dürfen zur Sicherstellung der Funktionsicherheit der Dichtelemente, des Schmieröls und der Wärmeübertrager (Festigkeit des Aluminium) nicht überschritten werden.

Zur Sicherstellung ausreichender Kälteleistung bei ungünstigen Betriebsbedingungen wird der Kältekreislauf nicht mit dem COP-optimalen Hochdruck betrieben. In diesen Fällen wird für den Hochdruck der maximal zulässige Betriebsdruck (z.B. 130 bar) gewählt. Gleichzeitig wird durch die Systemregelung das Gaskühlergebläse auf maximaler Leistung betrieben.

2.2.2 CO₂-Wärmeübertrager

Nach dem aktuellen Stand der Entwicklung werden die heutigen R744-Kältekreislaufkomponenten hochdruck- bzw. saugseitig auf Berstdrücke von 350 bar bzw. 265 bar ausgelegt. Diese Berstdrücke basieren auf maximal zulässigen Betriebsdrücken von 160 bar im Hochdruck- bzw. 120 bar im Niederdruckteil unter Berücksichtigung der Ansprechtoleranzen der eingesetzten Sicherheitsvorrichtungen (z.B. Berstscheiben).

Gaskühler: Bei der Auslegung des Gaskühlers spielt die im aktuellen Fahrzeug herrschende Durchströmungssituation des Vorderwagens eine entscheidende Rolle für dessen Effizienz. Während bei R134a-Kondensatoren heute lediglich reine Kreuzströmer zum Einsatz



Blockweise Verschaltung der CO₂-Strömung: CO₂-Eintritt (Block1) Luftaustrittseite; CO₂-Austritt (Block4) Lufteintrittseite

Abbildung 2.10: CO₂-Gaskühler.

kommen, sind CO₂-Gaskühler kältemittelseitig blockweise unterteilt und überwiegend im Kreuz-Gegen-Strom-Prinzip (siehe Abb. 2.10) aufgebaut. Diese Systeme bieten hinsichtlich der Situation der Vorderwagenbelüftung eine hohe Variabilität. Nach dem heutigen Stand der Entwicklung können mit diesem Bauprinzip beispielsweise für Leerlaufbetrieb (z.B.bei 45 °C Umgebungstemperatur, 120 kg/h Kältemittelmassenstrom und einer Luftmassenstromdichte von 1.5 kg/s/m²) Austauschgrade größer 0.9 erreicht werden. Es werden vermehrt Flachrohrsysteme eingesetzt, die eine Bautiefe (in Luftrichtung) von 12 mm besitzen.

Verdampfer: Heutige R744-Verdampfer sind überwiegend nach dem Kreuz-Gegen-Strömer-Prinzip aufgebaut und besitzen hinsichtlich der kältmittelseitigen Stromführung mehrere paralle Stromführungen (Flutigkeit). Auch hier werden Flachrohre eingesetzt, wobei der Trend hin zu 40 mm tiefen Systemen (in Luftrichtung) geht. Bei 40 mm tiefen Verdampfern wird häufig die luftseitige Rippenhöhe verringert. Dadurch sinkt im Vergleich zu den 55 mm tiefen Systemen die Kälteleistung nur geringfügig ab. Der damit verbundene höhere luftseitige Druckverlust ist im Verhältnis zu den anderen luftseitigen Strömungswiderständen zweitrangig.

Innerer Wärmeübertrager: Hinsichtlich der Ausführung des Inneren Wärmeübertragers gibt es folgende grundsätzlich verschiedene Ansätze: a) Sammler und IWT als ein Bauteil (siehe Abb. 2.7), b) IWT als Koaxialrohr und Ersatz der Saugleitung . Wird der IWT als Koxialrohr nach dem Gegen-Strom-Prinzip ausgeführt, so ist der Sammler direkt an der Spritzwand zu platzieren. Durch die Doppelfunktion des IWTs als Saugleitung entsteht kein zusätzlicher Platzbedarf im Motorraum. Bei der Unterbringung des IWTs innerhalb des Sammlers müssen die gesetzlichen Anforderungen im Hinblick auf die Druckauslegung besonders beachtet werden. Hinsichtlich der Fertigung ist die Sammler/IWT-Kombination

als komplexer einzustufen.

2.2.3 CO₂-Expansionsorgane

Robin [47] gibt einen Überblick über unterschiedliche Ventilbauarten und deren Regelcharakteristika. Die Hauptaufgabe des Expansionsorgans besteht beim CO₂-System in der Einstellung des COP-optimalen Hochdrucks. Hierfür sind extern elektronisch ansteuerbare Expansionsventile bestens geeignet. Sind derartige Ventile nach dem Servo-Prinzip aufgebaut (siehe Abb. 2.11), so können trotz der hohen Differenzkräfte zwischen Hoch- und Saugdruck die Ankerkräfte in der Magnetspule und damit auch der Spulenstrom gering gehalten werden. In R744-Kreisläufen können ebenfalls thermostatische Expansionsventile eingesetzt werden um den COP-optimalen Hochdruck einzustellen. Diese Ventile besitzen wie R134a-Ventile einen Thermokopf der mit einem Balg verbunden ist, in welchem ein definierter Steuerfülldruck herrscht. Entgegen der R134a-Ausführung erfasst hier der Thermokopf die Kältemitteltemperatur nach dem Gaskühler. Steigt die Gaskühleraustrittstemperatur an so erhöht sich über den Thermokopf der Steuerdruck im Balg. Es tritt ein Schließvorgang im Ventil auf, wodurch der Hochdruck ansteigt (vgl. Abb. 2.11). Häufig werden in CO₂-Systemen als Expansionsorgane auch Fixblenden eingesetzt. Diese sind überwiegend mit einem intergrierten hochdruckgeführten Bypass ausgestattet. Die Fixblende ist derart auf Teillast-Betrieb ausgelegt, dass sich Hochdrücke entsprechend dem COP-optimalen Hochdruck oder darüber einstellen (siehe Abb. 2.9). Der Bypass dient zur Absicherung der Anlage gegenüber unzulässigen hohen Systemdrücken. Er öffnet bei einem definiert einstellbaren Hochdruck und ermöglicht somit große Kältemittelmassenströme in Betriebspunkten hoher erforderlicher Kälteleistung. Betrachtet man den Fertigungsaufwand [47], so schneidet die Fixblende mit Abstand am besten ab, gefolgt von dem thermostatischen Expansionsorgan.

2.2.4 CO₂-Kältemittelverdichter

Entsprechend dem Entwicklungstrend der R134a-Verdichter hin zu hubregelbaren Axialkolbenmaschinen werden heutige CO_2 -Prototypen-Verdichter nahezu ausschließlich nach diesem Bauprinzip entwickelt. Ein wesentlicher Grund, weshalb Rotationsmaschinen für den CO₂-Verdichtungsprozess selten angewandt werden, liegt in ihrem ungünstigen Liefergradverhalten. Aufgrund der beim CO₂-Prozess hohen auftretenden Differenzdrücke treten in den Rotationsverdichtern bedingt durch die größeren Dichtflächen höhere interne Leckmassenströme auf. Die Arbeit von Försterling [17] gibt einen sehr guten Überblick über den aktuellen Entwicklungsstand der vorhandenen CO₂-Verdichterbauarten (Taumelscheiben-, Schwenkscheiben- und Schwenkring-Prinzip). Für den Einsatz in Oberklasse-PKWs werden Verdichter mit 31 cm³ Hubvolumen verwendet, wohingegen für die Mittelklasse und die Kleinwagen Hubvolumina von 28 cm³ bzw. 23 cm³. Anwendung finden (siehe [42]). Der von Hinrichs [22] beschriebene Verdichter besitzt 2 Regelventile (a: Speisung Hochdruckseite \rightarrow Triebraum; b: Speisung Triebraum \rightarrow Saugdruckseite) zur Einregulierung des Triebraumdruckes bzw. Kompressorhubs. Beide Strömungswege sind mit einem Ölabscheider versehen. Diese internen Steuermassenströme stehen in Wechselwirkung mit den Leckmassenströmen und beinflussen wie wir später noch sehen werden (siehe Kap. 3.4) das Liefer- und Abregelgradverhalten des Verdichters. Aufgrund der hohen Betriebsdrücke und -temperaturen werden die CO₂-Kompressoren überwiegend aus umgeformten Stahlgehäusen hergestellt, während die Gehäuse von R134a-Kompressoren aus Aluminium-



Abbildung 2.11: CO_2 -Expansionsorgane.

Gussteilen gefertigt sind.

Eine wesentliche Herausforderung an die Entwickler von CO₂-Verdichtern ist in dem Thema Systemdichtigkeit zusehen. Hierbei ist die Wellenabdichtung von zentraler Bedeutung und stellt somit einen Entwicklungsschwerpunkt dar (siehe [22]). Diese ist in heutigen CO_2 -Kompressoren in Form einer Gleitringdichtung realisiert, wohingegen R134a-Maschinen nach dem Radialwellendichtring-Prinzip arbeiten. Aufgrund der betriebspunkteabhängigen unterschiedlichen CO₂-Löslichkeiten im Öl ändern sich in dem Dichtspalt laufend die hydrodynamischen Bedingungen, welche sowohl das Reibverhalten (Ziel: Geringe Schleppleistung) als auch das Leckageverhalten drastisch beeinflussen. Die Schmieröleigenschaften sind neben der Wellenabdichtung auch für die Lagerauslegung des Verdichters sehr wichtig. Es ist klar zu erkennen, dass der Entwicklung eines geeigneten Schmieröls unter CO_2 -Atmosphäre eine besondere Rolle zukommt. Hinrichs [23] untersucht mehr als 40 Schmieröle und vergleicht die Eigenschaften von 3 PAG³-Ölen (eines davon ist ND8) und einem POE⁴-Öl hinsichtlich Ölzirkulationsverhalten, Alterungs- und Temperaturbeständigkeit und Schmierfähigkeit hinsichtlich Lagerlebensdauer sowie Einfluss auf den System-COP. Die in seiner Arbeit durchgeführten Untersuchungen entsprechen den anwendungsrelevanten Betriebsbedingungen des CO₂-PKW-Verdichters. Hinrichs kommt zu dem Ergebnis, dass obige Kriterien am besten von dem speziell entwickelten POE-Öl erfüllt werden.

³Polyalkylenglykol

⁴Polyolester

In der Praxis hat sich gezeigt, dass abhängig vom eingesetzten Verdichtertyp, sich im System umlaufende Ölanteile von 3 bis 8 % befinden. Die Berücksichtigung des Öleinflusses auf das Systemverhalten (Wärmeübergang, Druckverlustverhalten, Ölverlagerungen, Einstellung transienter Phasenungleichgewichte, usw.) war nicht Schwerpunkt dieser Arbeit. Aus diesem Grunde wird in den weiteren Abschnitten von einem ölfreien System ausgegangen.

Kapitel 3

Modellbildung Kreislaufkomponenten

In diesem Kapitel wird die Modellierung der Kreislaufkomponenten beschrieben. Hierbei werden für die Wärmeübertrager rein physikalische Modelle angesetzt. Für die Abbildung des thermodynamischen Verhaltens des Kompressors wurden neuartige Kennfeldtypen erarbeitet, die die Beschreibung von abgeregelten Verdichterzuständen berücksichtigen. Diese sind, ebenso wie die Kennlinien der Expansionsorgane empirisch gestützt. Zur Beschreibung des Niederdruck-Sammlers wurde eigens ein spezieller Modelltyp entwickelt. Dieses Modell wurde mit Messdaten abgeglichen und validiert. Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Sammler-Modell sowie dessen experimentelle Charakterisierung unterschiedlicher Akkumulatortypen stellen den wesentlichen Fortschritt gegenüber dem bisherigen Stand der Wissenschaft dar.

3.1 Wärmeübertrager

In diesem Kapitel wird zunächst auf die unterschiedlichen Möglichkeiten der dynamischen Modellierung von Wärmeübertragern und deren spezifischen Anwendungen eingegangen. Im Speziellen werden die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Modelle und Teilmodelle beschrieben und diskutiert.

3.1.1 Klassifizierung unterschiedlicher Modellierungsansätze für Wärmeübertrager

Nach Wang und Touber [62] lassen sich die Modellierungsansätze für Wärmeübertrager in vier Klassen von unterschiedlicher Komplexität einteilen:

• Black-Box-Modelle: Sie basieren nicht auf den Erhaltungssätzen für Masse, Impuls und Energie, sondern beschreiben das dynamische Verhalten in Form von Übertragungsfunktionen mit mehreren, experimentell zu bestimmenden Anpassparametern (siehe [38]). Häufig sind die Strukturen der Übertragungsfunktion abhängig von der Art der zu beschreibenden Störgröße. Entsprechend ihrem fehlenden "Innenleben" ermöglichen Black-Box-Modelle keinerlei Einblicke in die verschiedenen Mechanismen, die das dynamische Verhalten des Apparates bestimmen. Aus diesem Grund hat diese Modellklasse heute vor allem bei Echtzeitsimulationen ihre Berechtigung, wo es auf Rechengeschwindigkeit statt auf "Innenleben" ankommt.
- Einzonen-Modelle: Diese Modelle ermöglichen die Beschreibung von Wärmeübertragern, sofern es weniger um die detaillierte Beschreibung der Verdampfungs- bzw. Kondensationsdynamik geht, als vielmehr um eine grobe Beschreibung der Dynamik eines gesamten Kreislaufs. Bei diesen Modellen werden die zeitabhängigen örtlichen Verschiebungen der Verdampfungs-, Überhitzungs-, Enthitzungs-, Kondensationsund Unterkühlungszonen nicht wiedergegeben. Die Modellwiedergabe beschränkt sich lediglich auf den zeitlich variabel übertragenen Wärmestrom. Entsprechend der letztgenannten Einschränkung wurden Einzonen-Modelle nur selten [8] zur Simulation von Wärmeübertragern in Kältekreisläufen verwendet und kommen heute kaum noch zum Einsatz.
- Mehrzonen-Modelle: Entsprechend den Phasenwechseln, die das Kältemittel im Wärmeübertrager durchläuft, unterscheidet man zwischen Zweizonen-Modellen (z.B.: Verdampfer: Verdampfungs- und Überhitzungszone) und Dreizonen-Modellen (z.B. Kondensator: Enthitzungs-, Kondensations- und Unterkühlungszone). Beispiele für Zweizonen-Modelle findet man in [64], [6], [20], [21] und [19], für Dreizonen-Modelle in [66] und [43].

Die Vorteile von Mehrzonen-Modellen liegen in ihrer Fähigkeit, die momentane örtliche Lage des Verdamfungsendpunktes (oder des Kondensationsendpunktes) und daraus dann die momentane Überhitzung am Verdampferaustritt vorauszuberechnen. Ein weiterer Vorteil dieser Modellklasse besteht gegenüber den örtlich verteilten Modellen in dem wesentlich geringeren Speicherplatz- und Rechenaufwand (geringere Anzahl von Bilanzgleichungen), was diesen Modelltyp im Besonderen hinsichtlich kurzer Rechenzeiten interessant macht.

Nachteilig bezüglich der physikalischen Abbildungsgenauigkeit sind die bei Mehrzonen-Modellen notwendigen Vereinfachungen hinsichtlich eines zonenmittleren Wärmeübertragungskoeffizienten und zonenmittleren Dampfvolumenanteils im Zweiphasengebiet. Es können sowohl der Wärmübergangskoeffizient als auch der volumetrische Dampfgehalt als zeitlich veränderlicher Modellparameter übergeben werden, falls diese z.B. aus einem detaillierten (stationären) örtlich verteilten Modell bekannt sind. Weitere Unzulänglichkeiten der Mehrzonen-Modelle sind die Vernachlässigung der Impulsbilanz, des Schlupfes zwischen der Dampf- und Flüssigphase und die Darstellung der zonenmittleren Kältemittelüberhitzung, welche nicht gleich der Austrittsüberhitzung ist.

Im Laufe verschiedener instationärer Zustandsänderungen (z.B. Verdampfer-Luftmassenstrom-Steigerung) tritt am Verdampferaustritt des CO₂-Systems Kältemittel-Überhitzung auf. Zur Abbildung dieser Prozessabläufe besteht die Notwendigkeit bei der Anwendung von Mehrzonenmodellen von einem 1-Zonen-Verdampfermodell (reine Verdampfung, Austritt ist 2-phasig) auf ein 2-Zonen-Verdampfermodell (Austritt ist überhitzt) zu wechseln. Diesen Vorgang nennt man Modellumschaltung, da sich die Art und Anzahl der Modellgleichungen ändern. Zur Durchführung einer Modellumschaltung muss die Integration angehalten und mit den neuen Modellgleichungen dann wieder erneut gestartet werden. Dieser Vorgang führt zu einer Initialisierung des Lösungsalgorithmuses und verursacht einen erhöhten Aufwand in der Rechenzeit.

• Örtlich 1-dimensional verteilte Modelle: Aufgrund des Nachteils der Modellumschaltung und der nicht zu vernachlässigenden Vereinfachungen bei der Anwendung von Mehrzonen-Modellen (z.B. zonenmittlerer Wärmeübergangskoeffizient welcher zeitlich veränderlich extern vorgegeben werden muss) wurde im Rahmen dieser Arbeit örtlich 1-dimensional verteilte Modelle für die Abbildung der Wärmeübertrager eingesetzt. Bei dieser Modellklasse wir der Wärmeübertrager nicht in veränderliche Zonen unterteilt, sondern in eine beliebige Zahl ortsfester finiter Volumina. Für jedes dieser Volumina werden dann die Erhaltungssätze für Masse, Impuls und Energie aufgestellt, so dass in der Gesamtheit ein System von gekoppelten Differenzialgleichungen bezüglich der Zeit entsteht. Beispiele für diesen Modellierungssansatz findet man in den Arbeiten: [5], [35], [36], [37], [25] und [26].

Üblicherweise werden Dampf und Flüssigkeit in den einzelnen Bilanzen als homogenes Fluid behandelt, dessen Stoffwerte und Transporteigenschaften sich durch Mittelung aus den Werten beider Phasen berechnen lassen. Ferner wird Gleichgewicht zwischen den Phasen vorausgesetzt, was neben gleichem Druck und Temperatur auch gleiche Strömungsgeschwindigkeit beinhaltet. Nur wenige Autoren [37], [62] und [26] verzichten auf die Annahme gleicher Geschwindigkeit und lassen stattdessen Schlupf zwischen Dampf und Flüssigkeit zu.

Die Vorteile örtlich verteilter Modelle liegen darin, dass die Merkmale von Zweiphasenströmungen, welche Einfluss auf die Kälteleistung und das dynamische Verhalten haben (z.B. Schlupf zwischen Dampf und Flüssigkeit, Druckverlust in Strömungsrichtung) tatsächlich berücksichtigt werden können, was die Genauigkeit der Simulationen deutlich erhöht. Des Weiteren ermöglichen die Simulationsergebnisse einen sehr viel detaillierteren Einblick in die Transportvorgänge als dies bei Mehrzonen-Modellen möglich wäre. Dazu gehören die Berechnung der örtlichen Wärmestromdichten, bis hin zur Ausbreitung von Druckwellen.

Die Nachteile liegen in der viel größeren Zahl an Gleichungen und den je nach Form der Impulsbilanz - bisweilen kürzeren Zeitschrittweiten bei der Integration [5], was in der Summe einen vielfach höheren Rechenaufwand verursacht als bei Mehrzonen-Modellen. Richtungsweisend erscheint eine Arbeit von Brasz und Koenig [5], in der die Autoren ein einheitliches Modell für Verdampfer und Kondensatoren vorstellen, das auf der Massen-, Energie- und Impulsbilanz für das Kältemittel und der Annahme einer örtlich 1-dimensional verteilten, homogenen Strömung basiert. Anschaulich wird in dieser Arbeit nachgewiesen, wie sich die Form der Impulsbilanz auf die Zeitschrittweite bei der Integration und auf die Lösung selbst auswirkt. Außeracht bleiben hingegen die Umgebung (d.h. der Luftstrom), die Wärmespeicherung im Apparat (z.B. Wärmeübertragerwand) selbst, sowie die Frage, wie bei Erreichen des Verdampfungsendpunktes modellmäßig weiter zu verfahren ist.

Bei ortsfester Diskretisierung kann der Fall auftreten, dass einzelne finite Volumina während der Simulation abwechselnd in der Verdampfungszone und dann wieder in der Überhitzungszone liegen. Aufgrund der Unterschiede in den Modellgleichungen für Verdampfungs- und Überhitzungszone erfordert dies ständige Modellumschaltungen (z.B. Korrelation für den Wärmeübergangskoeffizienten) für die betreffenden finiten Volumina. Im besten Fall resultiert daraus eine weitere Zunahme der Rechenzeit, häufig kommen bei derartigen Ereignissen allerdings Konvergenzprobleme hinzu, wie in [43] berichtet wird.

Abhilfe könnte allerdings eine Umkehr in der Diskretisierung schaffen. Statt den Wärmeübertrager in eine beliebige Zahl ortsfester Volumina zu unterteilen und dann volumenweise die Zunahme des Strömungsdampfgehaltes zu berechnen, wäre es ebenso möglich, den Strömungsdampfgehalt als unabhängige Variable zu diskretisieren und dazu dann die räumliche Ausdehnung der zugehörigen finiten Volumina zu berechnen. Ein Vorgehen dieser Art wurde bei Schmelzprozessen schon erprobt [10] und wird als Isotherm Migration Method (IMM) bezeichnet.

3.1.2 Örtlich 1-dimensional verteilte Wärmeübertrager-Modelle

Bei der Abbildung des Wärmeübertragers mittels eines örtlich 1-dimensionalen Modelltyps wird dieser in eine feste Anzahl finiter Volumina unterteilt. Abhängig von der Stromführung der Fluide sind die einzelnen finiten Volumina unterschiedlich verschaltet. Die Unterteilung des Wärmeübertragers erfolgt entlang des Strömungsweges des Kältemittels. In den folgenden Unterkapiteln wird das hier erstellte Modell der finiten Volumina, sowie die Verschaltung zu einem Gesamtapparat erläutert.

3.1.2.1 Modell des finiten Volumen

Das finite Volumen ist von der Betrachtungsweise ein finites Wärmeübertragerelement. Dieses Wärmeübertragerelement besitzt folgende 3 Bilanzräume:

- Die Kältemittelseite (Massen- u. Energiespeicherung)
- Die Wand (Energiespeicherung)
- Die Luftseite (Massen- u. Energiespeicherung)

Bei der stationären Betrachtungsweise wird der zwischen den Fluiden ausgetauschte Wärmestrom über den Wärmedurchgangskoeffizienten und die zum Wärmeaustausch zur Verfügung stehenden Fläche sowie die Temperaturspreizung der Fluide berechnet. Die Wand besitzt üblicherweise keinen eigenen Bilanzraum über dessen Bilanzgrenzen Energieströme ausgetauscht werden. Hingegen wird bei der hier zugrunde gelegten instationären Betrachtungsweise der Wand ein eigener Bilanzraum zugewiesen. Durch diese Vorgehensweise können unterschiedliche Wärmeströme auf den jeweiligen Fluidseiten auftreten, die dann zu einer Aufwärmung oder Abkühlung der Wand führen.

Für die modellhafte Beschreibung der Wärmeübertrager werden folgende vereinfachende Annahmen getroffen und diskutiert:

- 1. Keine Berücksichtigung des Kältemittelöls. Diese Annahme scheint gerechtfertigt, da der Ölanteil üblicherweise unter 5% liegt, und somit aufgrund des geringen Massenanteils bezüglich der Stoffeigenschaften vernachlässigt werden kann.
- 2. Kinetische und potentielle Energieströme werden aufgrund ihres geringen Anteils vernachlässigt.
- 3. Da die Strömungsgeschwindigkeit des Kältemittels um ein vielfaches geringer als die Schallgeschwindigkeit ist, wird ein quasistationärer Ansatz für die Impulsbilanz verwendet.
- 4. Für die Berechnung der instationären Wärmeübergangsvorgänge auf den Fluidseiten finden quasistationäre Wärmeübergangskoeffizienten Anwendung.

- 5. Es gibt für jeden Fluid-Bilanzraum eines finiten Volumens einen örtlich mittleren Wärmeübergangskoeffizienten der zeitlich veränderlich ist.
- 6. Für jeden Fluid-Bilanzraum ist ein örtlich gemittelter Zustand vorhanden, der sich jedoch vom Ein- und Austrittszustand unterscheidet (kein Rührkessel-Prinzip).
- 7. Der Fluid-Bilanzraum besitzt in Strömungsrichtung konstanten Querschnitt.
- 8. In 2-phasigen Zuständen wird mit dem homogenen Modell gearbeitet, d.h. es liegt kein Schlupf zwischen der Dampf- und Flüssigphase vor.
- 9. Die axiale Wärmeleitung der Wand wird gegenüber der radialen Wärmeleitung vernachlässigt.
- 10. Die Wand hat innerhalb eines finiten Volumens keine örtliche Ausdehnung und wird als Punkt-Masse behandelt.
- 11. Die Stoffdaten der Wand (z.B. spezifische Wärmekapazität, Dichte, usw.) werden als temperaturunabhängig betrachtet.
- 12. Die Massen- und Energiespeicherprozesse der Luft werden quasistationär behandelt. Aufgrund der geringen Speicherkapazitäten auf der Luftseite ist diese Vereinfachung gerechtfertigt.
- 13. Es wird ausschließlich trockene Luft ohne Phasenwandlung (z.B. Kondensation feuchter Luft) behandelt.
- 14. Der Druckverlust der Luftströmung wird vernachlässigt.

Unter Berücksichtigung der oben getroffenen Annahmen lassen sich für ein finites Wärmeübertragervolumen die Massen- und Energieerhaltungsätze für die einzelnen Bilanzräume wie folgt aufstellen:

CO₂-Bilanzraum:

Unter Vernachlässigung der kinetischen und potentiellen Energien, ergibt sich für die Energiebilanz folgende Form (siehe auch [3], [34]):

$$\frac{d(m \cdot u)}{dt} = \dot{M}_e \cdot h_e - \dot{M}_a \cdot h_a - \dot{Q}_R \tag{3.1}$$

Auf der linken Seite steht die zeitliche Änderung der inneren Energie eines finiten Volumen, während auf der rechten Seite die ein- und austretenden (Index e und a) Enthalpieströme (Produkt aus Massenstrom und spezifischer Enthalpie) dargestellt sind. Der über die Bilanzgrenze des Kältemittelraums (Index R = Refrigerant) übertragene Wärmestrom wird mit \dot{Q}_R bezeichnet. Obige Energiebilanz lässt sich durch Ersetzen der inneren Energie mittels der Enthalpie umformen zu:

$$\frac{d(m \cdot u)}{dt} = \frac{d(\rho \cdot V_Z \cdot u)}{dt} = V_Z \cdot \left[\rho \cdot \frac{dh}{dt} + h \cdot \frac{d\rho}{dt} - \frac{dp}{dt} \right]$$
(3.2)

Hierin ist V_Z das Volumen der Kältemittelzone. Liegt die Dichte als Funktion des Druckes und der Enthalpie vor, so kann deren zeitliche Ableitung wie folgt dargestellt werden:

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{\partial\rho}{\partial p} \bigg|_{h} \frac{dp}{dt} + \frac{\partial\rho}{\partial h} \bigg|_{p} \frac{dh}{dt}$$
(3.3)

Damit ergibt sich die in Druck und Enthalpie explizite Darstellungsform der Energiebilanz zu:

$$V_Z \cdot \frac{dp}{dt} \cdot \left[\left. h \cdot \frac{\partial \rho}{\partial p} \right|_h - 1 \right] + V_Z \cdot \frac{dh}{dt} \cdot \left[\left. \rho + h \cdot \frac{\partial \rho}{\partial h} \right|_p \right] = \dot{M}_e \cdot h_e - \dot{M}_a \cdot h_a - \dot{Q}_R \quad (3.4)$$

Die Massenbilanz der CO_2 -Seite (siehe auch [3], [34])

$$V_Z \cdot \frac{d\rho}{dt} = \dot{M}_e - \dot{M}_a \tag{3.5}$$

kann entsprechend Gleichung 3.3 ebenfalls in Druck und Enthalpie expliziter Form dargestellt werden:

$$V_Z \cdot \left[\left. \frac{\partial \rho}{\partial p} \right|_h \cdot \left. \frac{dp}{dt} + \left. \frac{\partial \rho}{\partial h} \right|_p \cdot \left. \frac{dh}{dt} \right] = \dot{M}_e - \dot{M}_a \tag{3.6}$$

Für ein finites Volumen lässt sich die Impulsbilanz der Kältemittelseite wie folgt darstellen (siehe [58]):

$$\frac{dI_Z}{dt} = \dot{I}_e - \dot{I}_a + F_p + F_g + F_r$$
(3.7)

Darin sind \dot{I}_e und \dot{I}_a der ein- und austretende Impulsstrom, während F_p , F_g und F_r die Druck-, Gewichts- und Reibkräfte darstellen, die auf das Element wirken. Unter der Annahme, daß sich der Fluidstrom ausschließlich längs des finiten Volumina (Länge Δz) bewegt, und dessen Querschnittsfläche A konstant, ist ergibt sich die zeitliche Impulsänderung zu:

$$\frac{dI_Z}{dt} = \Delta z \, \frac{d\dot{M}}{dt} = \Delta z \, \frac{d(\rho w A)}{dt} = V_Z \frac{d(\rho w)}{dt} \tag{3.8}$$

Für die in dieser Arbeit zutreffenden Applikationen können die Gewichtskräfte gegenüber den Druck- und Reibkräften vernachlässigt werden, wodurch sich folgende Darstellung ergibt:

$$\frac{dI_Z}{dt} = \dot{I}_e - \dot{I}_a + A\left(p_e - p_a\right) - A\,\Delta p_R \tag{3.9}$$

In den weiteren Anwendungen werden keine hochdynamischen Effekte (z.B. Ausbreitung von Druckwellen in Rohrnetzen bei Schließvorgängen von Ventilen) berücksichtigt. Diese Voraussetzung rechtfertigt die Annahme, daß die zeitliche Impulsänderung $\frac{dI_Z}{dt}$ innerhalb eines finiten Volumens zu null gesetzt werden kann (quasistationärer Ansatz). Lemke [34] zeigt, dass für vergleichbare Anwendungen die Impulsströme am Ein- und Austritt vernachlässigt werden können. Aufgrund der hier getroffenen Vereinfachungen wird die Impulsbilanz in der sehr einfachen Form der Beschreibung eines quasistationären Reibungdruckverlustes in dieser Arbeit verwendet.

Wand-Bilanzraum:

Über die Grenzen des Bilanzraumes der Wand werden lediglich Wärmeströme ausgetauscht. Somit ergibt sich die Energiebilanz zu:

$$m_{Z,W} \cdot c_{Z,W} \cdot \frac{dT_{Z,W}}{dt} = \dot{Q}_R - \dot{Q}_L \tag{3.10}$$

Auf der linken Seite steht die zeitliche Temperaturänderung der Wandzonenkapazität (Produkt aus Wandmasse $m_{Z,W}$ und spezifischer Wärmekapazität $c_{Z,W}$ der Wand). Rechts sind die über die Bilanzgrenze der Wandzone zur Luftseite und zur Kältemittelseite übertragenen Wärmeströme (\dot{Q}_L und \dot{Q}_R) dargestellt.

Luft-Bilanzraum:

Entsprechend des Bilanzraumes des Kältemittels werden über die Grenzen des Bilanzraumes der Luft sowohl Stoffströme als auch Energieströme transportiert. Es werden hier entsprechend den getroffen Annahmen die Massen- und Energiespeichereffekte vernachlässigt. Die Energie- und Massenbilanz in ihrer stationärer Form lassen sich wie folgt anschreiben:

$$0 = \dot{M}_{L,e} \cdot h_{L,e} - \dot{M}_{L,a} \cdot h_{L,a} - \dot{Q}_L \tag{3.11}$$

$$0 = \dot{M}_{L,e} - \dot{M}_{L,a} \tag{3.12}$$

Für die Berechnung des luftseitigen Wärmestroms ist die örtlich mittlere Lufttemperatur von Bedeutung. Sie beeinflusst das zur Wärmeübertragung benötigte Temperaturgefälle. Die örtlich über die Tiefe gemittelte Lufttemperatur $T_{L,m}$ lässt sich für reine Kreuzstromwärmeübertrager nach Baehr [4] wie folgt analytisch berechnen:

$$T_{L,m} = T_W - \frac{1}{N_L} \cdot (T_W - T_{L,e}) \cdot (1 - e^{-N_L})$$
(3.13)

$$N_L = \frac{k_L \cdot A_L}{\dot{M}_L \cdot c_{p,L}} \tag{3.14}$$

Dabei stehen T_W für die Wand- und $T_{L,e}$ für die Lufteintrittstemperatur. Bei diesem Ansatz wird die Strömung als einseitig quervermischter Kreuzstrom betrachtet, wobei in guter Anlehnung an die Praxis die quervermischte Seite durch den Wand-Bilanzraum dargestellt wird.

3.1.2.2 Wärmeübergangs- und Druckverlustkorrelationen

Zunächst wird auf die Beschreibung des Wärmeübergangs eingegangen. Dabei werden je nach Fluidtyp- und zustand (CO₂: 1- oder 2-phasig) sowie Art der Wärmeübertragung (Verdampfung oder Kondensation) unterschiedliche physikalische Korrelationen angesetzt. Generell wurde bei allen Ansätzen der Wärmeübertragung von einer voll ausgebildeten Rohrströmung ausgegangen. D.h. die Effekte der Strömungsausbildung im Bereich des Rohreinlaufs wurden vernachlässigt. Diese Vereinfachung ist für die im Rahmen dieser Arbeit eingesetzten Wärmeübertrager praxisnah, da der Strömungsweg wesentlich größer als der hydraulische Rohrdurchmesser ist.

Wärmeübergang von CO₂ bei 1-phasiger Strömung:

Der Wärmeübergang wird für diesen Zustandsbereich nach Gnielinski [18] wie folgt berechnet:

$$Nu = \frac{\frac{\zeta}{8} \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{\zeta}{8}} \cdot (Pr^{0.667} - 1)}$$
(3.15)

$$\zeta = (1.82 \cdot \lg Re - 1.64)^{-2}, \quad Re = \frac{\dot{M} \cdot d}{A_q \cdot \eta}, \quad \alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d}$$

Obige Korrelation ist gültig für turbulente Strömung und liegt somit im Anwendungsbereich dieser Arbeit. Für reine Flüssigkeit wird zur Berücksichtigung des Wandeinflusses die Nußelt-Zahl mit folgendem Term multipliziert:

$$c = \frac{Pr}{Pr_W}$$

Dabei steht Pr_W für die Prandtl-Zahl des Kältemittels bei Wandtemperatur.

Wärmeübergang von CO₂ bei Kondensation:

Für die Berechnung des Wärmeübergangs bei Kondensationsprozessen in Mikrokanälen wurde die Korrelation nach Shah [51] angewandt. Shah's Evaluierung beinhaltet die Kältemittel R12, R113, R22, R125, R134a und R410a. Diese Beziehung wurde von Webber und Zhang [63] derart modifiziert, dass auch eine Verwendung für höhere Kondensationsdrücke von bis zu 19 bar zulässig ist.

$$\alpha = \alpha_{liq,1-phase} \cdot \left(1 - \dot{x}\right)^{0.8} \cdot \left(1 + fcn(Z)\right)$$
(3.16)

$$Z = \left(\frac{1-\dot{x}}{\dot{x}}\right)^{0.8} \cdot \left(\frac{p}{p_{krit}}\right)^{0.8}, \ fcn(Z) = \frac{3.8}{Z^{0.95}}$$

Wärmeübergang von CO₂ bei Verdampfung:

Bei der Verdampfung von CO_2 wird unterschieden zwischen den Mechanismen Blasensieden (B) und konvektives Sieden (K). Es werden speziell die von Sintef [55] für CO_2 -Wärmeübertrager angepassten Beziehungen verwendet. Damit setzt sich der CO_2 -Wärmeübergangskoeffizient wie folgt zusammen:

$$\alpha = \left(\alpha_K^5 + \alpha_B^5\right)^{0.2} \tag{3.17}$$

$$\alpha_K = 2.45 \cdot (1 - \dot{x})^{-0.5} \cdot (1 - \dot{x}^{12}) \cdot \left(\frac{T_{sat}}{T_{krit}}\right)^{-2.6} \cdot \dot{m} \cdot Pr_{liquid}^{0.4} \cdot \left(\frac{d_0}{d}\right)^{0.8}$$

$$\alpha_B = 2.61 \cdot \dot{q}^{0.56} \cdot \dot{m}^{0.27} \cdot R_P^{0.133} \cdot d^{-0.5} \cdot (1 + 0.35 \cdot \dot{x}) \cdot fcn(p)$$

$$fcn(p) = \left(\frac{p_{sat}}{p_{krit}}\right)^{0.35} \cdot \left[1 + 17.6 \left(\frac{p}{p_{krit}}\right)^{30}\right]$$

Es hat sich gezeigt, dass für die Anwendungen dieser Arbeit der konvektive Anteil einen höheren Beitrag hat als der Anteil des Blasensiedens. Der Referenzdurchmesser d_0 wird von Sintef mit 0.014 m angegeben. In obigen Gleichungen stehen R_P für die Glättungstiefe, \dot{q} für die flächenbezogene Wärmestromdichte, \dot{m} für die flächenbezogene Massenstromdichte und Pr_{liquid} für die Prandtl-Zahl der gesättigten Flüssigkeit.

Druckabfälle

In den Wärmeübertragern treten die Druckverluste hauptsächlich am Ein- und Austritt des Apparates (z.B. Kontraktion der Strömung), in den Rohren (Rohrreibung an der Wand, Beschleunigungsdruckabfall bei 2-Phasen-Strömung) und in den Umlenkungen der Rohre bzw. Sammelkästen auf. Die statischen Anteile der Druckabfälle können für diese Anwendungen vernachlässigt werden.

Druckverlust bei 1-phasiger CO₂-Strömung:

Unter Vernachlässigung des statischen Druckverlustes tritt bei 1-phasiger Strömung lediglich der Reibungsdruckverlust zwischen Rohrwand und Fluid auf. Dieser lässt sich entsprechend Blasius (siehe z.B. Müller-Steinhagen [39]) wie folgt berechnen:

$$\frac{\Delta p}{L} = \zeta \cdot \frac{\dot{M}^2}{2 \cdot A_q^2 \cdot \rho \cdot d_h} \tag{3.18}$$

$$\zeta = \frac{64}{Re} \quad \text{für} \quad Re < 1187$$

$$\zeta = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}$$
 für $Re > 1187$

Druckverlust bei 2-phasiger CO₂-Strömung:

Im Rahmen dieser Arbeit wurde für die Beschreibung des Reibungsdruckabfalles der Zweiphasen-Strömung das Modell von Müller-Steinhagen [39] verwendet. Es findet sowohl bei der Verdampfung als auch bei der Kondensation Einsatz. Dieses Modell basiert auf den Druckverlusten der Einphasen-Strömung (siehe Gl. 3.18). Für deren Bestimmung wird angenommen, dass der Gesamtmassenstrom ausschließlich in flüssiger oder gasförmiger Phase vorliegt. Der Reibungsdruckverlust berechnet sich damit wie folgt:

$$\left(\frac{\Delta p}{L}\right)_{2-phase} = C \cdot (1-\dot{x})^{1/3} + B \cdot \dot{x}^3 \tag{3.19}$$

$$C = A + 2 \cdot (B - A) \cdot \dot{x}$$

$$A = \left(\frac{\Delta p}{L}\right)_{liq} = \zeta_{liq} \cdot \frac{\dot{M}^2}{2 \cdot A_q^2 \cdot \rho_{liq} \cdot d_h}$$

$$B = \left(\frac{\Delta p}{L}\right)_{gas} = \zeta_{gas} \cdot \frac{\dot{M}^2}{2 \cdot A_q^2 \cdot \rho_{gas} \cdot d_h}$$

Druckverluste im Sammelkasten und den Rohrumlenkungen:

Bei der Durchströmung eines Wärmeübertragers mit Kältemittel treten neben den Rohrreibungsdruckverlusten vor allem Druckverluste am Ein- und Austritt sowie in den Umlenkungen auf. Die drei zuletzt genannten sind auf Ablösererscheinungen der Strömung zurückzuführen und können wie folgt unterschieden werden.

- Eintrittsdruckverlust: Übertritt der Strömung vom Sammelkasten auf die einzelnen Flachrohre (Kontraktion)
- Austrittsdruckverlust: Übertritt der Strömung von den Flachrohren in den Sammelkasten (Expansion)
- Umlenkungsdruckverlust: Umlenkung der Strömung in einem gebogenen Flachrohr

Obige Verlustmechanismen können mit der folgenden Grundgleichung beschrieben werden:

$$\Delta p = \zeta_{e,a,u} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \tag{3.20}$$

Zur Beschreibung der einzelnen Druckverluste werden unterschiedliche Korrelationen für den Widerstandsbeiwert ζ verwendet. Der Widerstandsbeiwert für den Eintritts- und Austrittsdruckverlust wird nach Kays [30] bestimmt. Der Umlenkungsdruckverlust wird nach Hofmann und Wasielewski [24] beschrieben.

3.1.2.3 Verschaltung der finiten Volumina zu einem Wärmeübertrager

Aus der Verschaltung mehrerer finiter Einzelvolumina erhält man die Abbildung des gesamten Wärmeübertragers. Die Verschaltung definiert, wie die Fluidströme den Apparat durchwandern und wie die Koppelung mit der Wand stattfindet. Es wird nacheinander auf die Verschaltung der einzelnen Wärmeübertrager eingegangen:

Gaskühler:

Bei dem im Rahmen dieser Arbeit eingesetzten Gaskühler handelt es sich um ein 16 mm tiefes System (bezogen auf die Strömung der Luftrichtung), wobei der Wärmeübertrager hauptsächlich im Kreuzstrom-Prinzip arbeitet. In Abb. 3.1 ist die Fluidstrom-Verschaltung des hier eingesetzten Gaskühlers dargestellt. Der Wärmeübertrager wurde in 8 finite Volumina unterteilt (siehe Nummerierung 1-8 in Abb. 3.1). Das Kältemittel tritt im finiten Volumen Nr.1 in den Gaskühler ein, und strömt anschließend in das finite Volumen Nr.2, danach in die Nr.3 und so weiter. D.h. das CO₂ durchläuft entsprechend den Nummerierungen die einzelnen finite Volumina. Beim Übertritt des Kältemittels von den finiten Volumina 3 zu 4, 6 zu 7 und 7 zu 8 findet eine Umlenkung der Strömung statt. Anhand von Abb. 3.1 ist sehr gut erkennbar, dass sich die Lufteintrittstemperaturen der Volumina 1, 2, 3 und 7 aus den Luftaustrittstemperaturen der Volumina 6, 5, 4 und 8 ergeben. In der oberen Zone des Gaskühlers (dargestellt durch die finiten Volumina 1-3 und 4-6) sind jeweils 28 Flachrohre parallel geschaltet, während in der unteren Zone (finite Volumina 7 und 8) 14 Flachrohre parallel geschaltet sind. Damit unterscheiden sich die Geometriedaten (z.B. freie Querschnittsfläche, Fläche für die Wärmeübertragung, usw.) der Volumina



Abbildung 3.1: CO₂-Gaskühler, Verschaltung der Fluidströme.

1-3 und 4-6 von denen der Volumina 7 und 8. Im Rahmen der Arbeit wurden die relativ großen Volumina 7 und 8 exemplarisch jeweils in 2 weitere Elemente unterteilt, so dass der Gesamtapparat aus 10 Volumina bestand. Der Vergleich der Rechenergebnisse (8 und 10 Elemente) hat keine relevanten Unterschiede gezeigt, so dass aus Rechenzeitgründen der Gaskühler mit 8 Volumina abgebildet wurde.

Verdampfer:

Der hier verwendete Verdampfer ist nach dem Kreuz-Gegenstrom-Prinzip aufgebaut und besitzt 40 mm Systemtiefe (Ausdehnung in Luftrichtung). In Abb. 3.2 ist die Fluid-Strom-Verschaltung dargestellt. Der Wärmeübertrager teilt sich hinsichtlich der CO₂-Strömung in 6 parallele Blöcke (Flutigkeit = 6) auf. Jeder dieser Blöcke ist entlang der CO₂-Strömungsrichtung in 6 gleichmäßig lange finite Volumina unterteilt. Der Eintritt der CO₂-Strömung eines Einzelblockes befindet sich auf der Luftaustrittseite an der Stelle 1. In den Umlenkböden befindet sich quer zur Luftrichtung ein Trennblech, so dass das Kältemittel auf der Luftaustrittsseite von der Position 1 zur Position 2 durch 4 Umlenkungen strömt. Im weiteren Strömungsverlauf wird das CO₂ von Position 3 nach 4 in Richtung der Tiefe umgelenkt. Anschließend gelangt es durch 4 Umlenkungen auf der Lufteintrittseite zum Austritt 6. Im Sammelrohr werden die Austritte der 6 Blöcke zusammengeführt. Die Lufteintrittstemperaturen der ersten 3 CO₂-seitigen finiten Volumina (Position 1 bis 3) ergeben sich aus den luftseitigen Austrittskonditionen der letzten 3 finiten Volumina (Position 4 bis 6).

Innerer Wärmeübertrager (IWT):

Der in den Experimenten eingesetzte Innere Wärmeübertrager ist als Koaxialrohr ausgeführt. Seine Fluidstromverschaltung basiert auf dem Gegenstromprinzip (siehe Abb. 3.3),



Abbildung 3.2: CO₂-Verdampfer, Verschaltung der Fluidströme.

d.h. das unter Hochdruck stehende Kältemittel strömt entgegengesetzt zu dem niederdruckseitigen CO₂. Der gesamte Wärmeübertrager wird in 3 finite Volumina eingeteilt. Hierbei besitzt ein solches finites Volumen die folgenden fünf Bilanzräume:

- Die unter Hochdruck stehende Kältemittelseite (Massen- u. Energiespeicherung)
- Die innere Wand, Trennwand HD-Seite zu ND-Seite (Energiespeicherung)
- Die unter Niederdruck stehende Kältemittelseite (Massen- u. Energiespeicherung)
- Die äußere Wand des Hüllrohrs (Energiespeicherung)
- Die Luftseite (quasistationäre Massen- u. Energiespeicherung)

Die Rippen zwischen dem inneren Rohr und dem äußeren Hüllrohr werden mit ihren Massen den Bilanzräumen der inneren Wand zugeschlagen.

3.2 Expansionsorgan

In den hier untersuchten Kältekreisläufen wurden als Expansionsorgane überwiegend Fixblenden mit verschiedenen Öffnungsquerschnitten eingesetzt. Teilweise kamen auch Blenden mit integriertem hochdruckgeführten Bypass zur Anwendung. Der Bypass tritt hauptsächlich bei der Umsetzung von hohen Leistungen in Funktion und öffnet bei 115 - 130 bar Hochdruck. Bei den hier erarbeiteten Fixblendenmodellen handelt es sich um halb empirische Modelle, deren Verhalten mittels einer Kennlinie einfach dargestellt werden kann. Das Drosselverhalten wird als isenthalp angenommen. D.h. bei bekanntem Eintrittszustand (Druck und Enthalpie) und bekanntem Austrittsdruck ist der Austrittszustand des Expansionsorgans vollständig bestimmt. Die vorliegenden Simulationsmodelle



Abbildung 3.3: Innerer CO₂-Wärmeübertrager, Verschaltung der Fluidströme.

beschreiben den stationären Massendurchsatz des Kältemittels bei den jeweiligen Ein- und Austrittszuständen. Das Massenstromverhalten des Expansionsorgans und des Verdichters beeinflussen im Wesentlichen die transiente Entwicklung der Hoch- und Saugdrücke im System (Aufpumpen bzw. Absaugen des Hochdruck- bzw. Saugdruckteils).

Es wurden im Rahmen dieser Arbeit drei unterschiedliche Fixblenden ohne Bypass mit den Blendendurchmessern 0,55 mm, 0,6 mm und 0,7 mm untersucht. Der Massenstrom (siehe [12], Durchfluss von Fluiden durch Ventile) lässt sich wie folgt berechnen:

$$\dot{M} = \alpha \cdot A \sqrt{2 \cdot (p_e - p_a) \cdot \rho_e} \tag{3.21}$$

Dabei ist α die Einschnürzahl und A der freie Blendenquerschnitt. Aus den Ergebnissen (siehe Abb. 3.4 und Anhang A) geht hervor, dass die Einschnürzahl lediglich vom Querschnitt A abhängt. Zur besseren Wiedergabe der Massenstromabhängigkeit bei kleinen Durchsätzen wurde der Koeffizient b eingeführt:

$$\dot{M}^2 = a \cdot (p_e - p_a) \cdot \rho_e + b \tag{3.22}$$

Für die Erstellung der Kennfelder wurde ein sehr breites Betriebspunktespektrum abgedeckt. Abb. 3.5 zeigt die Eintrittzustände der für die Modellerstellung zugrunde gelegten Betriebspunkte. Es wurden für die Fixblende mit 0,70 mm Durchmesser folgende Systemzustände herangezogen:



Abbildung 3.4: Massenstrom-Kennlinie für eine Fixblende mit 0,70 mm Durchmesser.

- Lufttemperatur/-feuchte: Verdampfer 15°C 65%r.F.; Gaskühler 15°C Verdampfer 30°C 50%r.F.; Gaskühler 30°C Verdampfer 30°C trocken; Gaskühler 30°C Verdampfer 45°C 35%r.F.; Gaskühler 45°C
- Luftmassenstom: Verdampfer 7,5 kg/min; Gaskühler 43,5 kg/min
- Kompressordrehzahl: 2000 U/min;

Im Experiment wurde der Verdichter in 6-8 Schritten von maximalem zu minimalem Hub abgeregelt, so dass sich immer unterschiedliche Massendurchsätze ergaben. In Abb. 3.4 ist die Massenstomabhängigkeit $G^2_{CO2,E,e}$ der 0,70 mm Fixblende von der Druckdifferenz und der Eintrittsdichte des Expansionsorgans dargestellt. Es ist in Abb. 3.4 zu erkennen, dass sich die dargestellten Messpunkte mittels eines linearen Zusammenhanges entsprechend Gl. 3.22 gut wiedergeben lassen. Im Anhang befinden sich die Darstellungen für die Fixblenden mit 0,55 mm und 0,6 mm Blendendurchmesser. Unter Zusammenfassung aller 3 Kennlinien ergibt sich im Mittel eine Wiedergabegenauigkeit des Massenstroms von $\pm 6\%$ für Kältemittelmassenströme größer 35 kg/h. Dies ist für Zwecke der Systemsimulation vollständig ausreichend.

3.3 Sammler

In der Literatur lassen sich zum Thema "Kältemittel-Akkumulatoren" nur wenige Arbeiten finden. Parrino [41] untersucht in seiner experimentellen Arbeit für ein Hochdrucksammler-



Abbildung 3.5: CO₂-Fixblenden: Eintrittszustände für verschiedene Blendendurchmesser.

System den Einfluss der Akkumulatorkapzität und der Kältemittelfüllmenge auf die Kälteleistung, das Hochdruckverhalten und die Düsenausblastemperatur. In dieser Studie wird die optimale Kältemittelfüllmenge für unterschiedliche R134a-Kältekreisläufe (Mittelklasseund Kleinwagen, unterschiedliche Sammlerkapazitäten) bestimmt. Im Gegensatz zu Parrino untersucht Schwarz [46] einen R134a-Niederdrucksammler. Schwarz geht auf verschiedene physikalische Phänomene z.B. Druckverluste im Apparat und Einfluss des Ölgehalts auf den Massenstrom ein. Durch die Anwendung eines transienten Sammler-Modells zeigt er anschaulich, dass abhängig vom Betriebspunkt sich stationäre Akkumulator-Zustände teilweise erst nach 60 Minuten oder aber auch schon nach 16 Minuten einstellen können. Schwarz trifft in seiner Veröffentlichung keine Aussagen darüber, ob und in welchem Umfang das von ihm erstellte Sammler-Modell empirisch validiert ist. Des Weiteren werden keine detaillierten Modellgleichungen angegeben und es wird nicht auf das füllstandsabhängige Fluidverhalten eingegangen.

In der Betrachtung des Kreislaufverhaltens hat der Sammler einen nicht zu unterschätzenden Einfluss. Durch die Funktionsweise des Sammlers, z.B. des Füllstandverhaltens, wird der Eintrittsdampfgehalt in den IWT festgelegt. Eine Reduktion dieses Dampfgehalts führt beispielsweise zu höheren Ansaugdichten am Verdichter und damit zu einem höheren Kältemittelmassensstrom. Es kommt zu einer horizontalen Verschiebung des Kreisprozesses im p/h-Diagramm (siehe Kap. 5). Dem füllstandsabhängigen Einfluss auf den Austrittsdampfgehalt des Sammlers wurde bisher in verschiedenen Veröffentlichungen [32], [1] durch die Anwendung einfacher Sammler-Modelle nicht ausreichend Rechnung getragen.

Im Rahmen dieser Arbeit wird in den nachstehenden Kapiteln ein neuartiges experimentell

validiertes Modell für einen CO_2 – Niederdruck – Sammler vorgestellt. Es werden die wichtigsten physikalischen Phänomene mit den entsprechenden Modellgleichungen beschrieben. Die im Zuge der Modellvalidierung ausführlich durchgeführten Versuche beschreiben das Akkumulator-Verhalten abhängig von Kältemittelfüllmenge, Massenstrom, Dampfgehalt und Drucklage. Derartige Messungen sowie der hier entwickelte Modelltyp und dessen Validierung für unterschiedliche geometrische Ausführungen sind aus der Literatur nicht bekannt. Das experimentell bestimmte Sammlerverhalten kann mit den bisher bekannten Akkumulatormodellen nur unzureichend beschrieben werden.

3.3.1 Stationäres Modell

In Abb. 3.6 ist exemplarisch der prinzipielle Aufbau des im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Sammler-Typs dargestellt. Der vom Verdampfer kommende 2-phasige Kältemittelmassenstrom tritt im oberen Bereich des Behälters ein. In dem Apparat wird über das Steigrohr nahe des Deckels überwiegend gasförmiges Kältemittel abgesaugt. Das verwendete Öl (ND8) setzt sich aufgrund seiner hohen Dichte am Boden ab. Über die Ölbohrung am Scheitel des U-Rohrs wird dem vom Steigrohr stammenden Gasmassenstrom Öl und überwiegend flüssiges Kältemittel zugeführt. Am Sammleraustritt liegt somit ein mehrphasiges Fluid vor.

Um den Sammler hinsichtlich seines physikalischen Verhaltens sinnvoll zu beschreiben, wird zunächst auf die wesentlichen physikalischen Phänomene eingegangen. Dies sind im Einzelnen:

- 1. Die Verteilung von Flüssigkeitstropfen und Gasblasen über die Sammlerhöhe
- 2. Die Aufteilung der Fluidmassenströme über das Steigrohr und die Ölbohrung

Zur Beschreibung der Druckverluste am Steigrohr-Eintritt und an der Ölbohrung ist es notwendig, den örtlichen Fluidzustand (z.B. Druck, Dampfgehalt oder Dichte) zu kennen. Aus diesem Grund wurde ein Modelltyp entwickelt, welcher die Möglichkeit gibt, die Stoffdichte¹ abhängig von folgenden Parametern zu beschreiben:

- Kältemittelmassenstrom
- Füllstand im Sammler
- Druck im Sammler

Es wird also davon ausgegangen, dass diese Parameter die örtlich (über die Höhe) vorliegende Dichte des Fluids beeinflussen. Im Weiteren folgen einige Erläuterungen, die die Auswahl dieser physikalischen Größen/Parameter veranschaulichen bzw. begründen.

Kältemittelmassenstrom: Es wird angenommen, dass die Kälteanlage zu Beginn ausgeschaltet ist und dann angefahren wird. Im Ruhezustand wird sich beispielsweise ein flüssiger Füllstand von 60% bezogen auf die innere Sammlerhöhe einstellen (siehe Abb. 3.6 linkes Bild). Stellt sich anschließend ein stationärer Zustand mit einem moderaten Kältemittelmassenstrom (siehe Abb. 3.6 mittleres Bild) ein, so wird sich der Flüssigkeitsspiegel auflösen und in eine schaumartige Verteilung von Flüssigkeits- und Gasanteilen verwandeln. Es werden sich aller Wahrscheinlichkeit nach im unteren Teil des Apparates aufgrund

 $^{^1\}mathrm{Dichte}$ bestimmt über den Dampfgehalt und der gesättigten Flüssigkeits- bzw. Gasdichte



Abbildung 3.6: Sammlerverhalten bei unterschiedlichen Massenströmen.

des Schwerkrafteinflusses mehr Flüssigkeitstropfen befinden. Bei hohem CO_2 -Massenstrom (siehe Abb. 3.6 rechtes Bild) nimmt der Flüssigkeitsspiegel weiter ab und es werden immer mehr Flüssigkeitstropfen aufgewirbelt. Dieser Effekt kann dazu führen, dass sich bei sehr hohen Massenströmen kein Flüssigkeitsspiegel mehr einstellt, und sich über die gesamte Sammlerhöhe eine homogene Verteilung von Flüssigkeitstropfen ergibt. Im Ruhezustand könnte man also von einem Sammlerzustand mit reiner Phasentrennung sprechen. Betriebszustände mit geringem Massendurchsatz führen bezogen auf die Verteilung der Flüssigkeitstropfen zu einem inhomogen durchmischten Sammler.

Füllstand: Betreibt man das System derart, dass sich sehr wenig flüssiges Kältemittel im Sammler befindet (siehe Abb. 3.7 linkes Bild), so befinden sich im oberen Teil des Akkumulators kaum noch Flüssigkeitstropfen. Ist hingegen der Apparat nahezu vollständig mit flüssigem CO_2 gefüllt, so befinden sich im oberen Bereich sehr viele Flüssigkeitstropfen und das austretende Kältemittel ist sehr feucht. Für diese beiden Fälle ergeben sich unterschiedliche Verläufe der homogenen Stoffdichte über die Höhe.

Druck: Der Druck beeinflusst die Dichte der gesättigten Flüssigkeit und des gesättigten Dampfes und damit die über den Dampfgehalt ermittelten Stoffdichte.

Bei der Modellvorstellung bezüglich der Stoffdichte nachstehend - Dichte-Modell - genannt werden folgende Modellvereinfachungen getroffen:

- Homogene Verteilung der Stoffdichte über den Sammlerquerschnitt (1-dimensionale Dichteverteilung)
- Keine bereichsabhängigen Inhomogenitäten in der Stoffdichte (z.B. in der Nähe des Eintrittrohrs oder am Eintritt des Steigrohrs bzw. der Ölbohrung)
- Vernachlässigung des Kältemittelöls



Abbildung 3.7: Sammlerverhalten bei unterschiedlichen Füllständen.

Unter Berücksichtigung der getroffenen Modellvereinfachungen und Darstellung der wesentlichen physikalischen Phänomene (Kältemittelmassenstrom-, Füllstand- und Druckeinfluss) lag die besondere Motivation in der Erstellung eines Sammlermodells, welches für die Kältemitteldichte ein kontinuierliches höhenabhängiges Verhalten beschreibt. Dieses Modell wird in den folgenden Gleichungen näher beschrieben. In Gleichung 3.23 wird per Definition eine dimensionslose normierte höhenabhängige Dichte ρ_n eingeführt, deren Wert null ist, wenn gesättigter Dampf vorliegt bzw. eins wird, wenn gesättigte Flüssigkeit vorhanden ist:

$$\rho_n(h) = \frac{\rho(h) - \rho_{vap}}{\rho_{liq} - \rho_{vap}}$$
(3.23)

Aufgrund der bisher angestellten Vorüberlegungen (Kältemittelmassenstrom- und Füllstandsabhängigkeit) wird davon ausgegangen, dass sich im Sammler eine kontinuierliche Veränderung der Dichte einstellt, die aber lokal eine starke Änderung im Gradienten aufweisen kann (siehe Abb. 3.8). Dieses Dichteverhalten lässt sich mit folgendem Ansatz einer mathematischen Übergangsfunktion gut darstellen:

$$\rho_n(h_n) = \frac{1}{1 + e^{a \cdot (h_n - h_{n,0})}}$$
(3.24)

Gleichung 3.24 beschreibt die Abhängigkeit der dimensionslosen normierten Dichte von der normierten Höhe h_n . Die Größe $h_{n,0}$ in Gl. 3.24 stellt dabei die normierte Höhe des Flüssigkeitsspiegels dar, der sich im Ruhezustand (ideale Phasentrennung) einstellen würde. Das heißt, h_0 ist die absolute Höhe des Flüssigkeitsspiegels im Ruhezustand. Die normierten

Höhen h_n und $h_{n,0}$ beziehen sich auf die innere Gesamthöhe des Sammlers h_S und sind wie folgt definiert:

$$h_{n,0} = \frac{h_0}{h_S}, \quad h_n = \frac{h}{h_S}$$
 (3.25)

Das heißt, dass $h_{n,0}$ die dimensionslose Höhe des Füllstandes darstellt. Soll beispielsweise die Dichte am U-Rohr-Eintritt bestimmt werden, so wird zunächst die normierte Höhe am U-Rohr-Eintritt wie folgt

$$h_{n,U-Rohr} = \frac{h_{U-Rohr}}{h_S} \tag{3.26}$$

bestimmt. Im nächsten Schritt setzt man in Gl. 3.24 die Werte $h_{n,U-Rohr}$ und $h_{n,0}$ ein und erhält die normierte Dichte am U-Rohr-Eintritt. Mittels Gl. 3.23 kann abschließend die absolute Dichte bestimmt werden. Der Koeffizient a in Gl. 3.24 beschreibt den Grad der Oberflächenaufschäumung des Flüssigkeitsspiegel in Abhängigkeit des Kältemittelmassenstroms und des Füllstandes (siehe Abb. 3.6 und 3.7) und wird im Weiteren Aufmischungsgrad genannt. Er beinflusst das höhenabhängige Dichteprofil. Für den Aufmischungsgrad a wurde folgender empirischer Ansatz gewählt:

$$a = a_1 \cdot \dot{M}_n^{a_2} \cdot h_{n,0}^{a_3} \tag{3.27}$$

Dabei sind a_1, a_2 und a_3 Parameter², die sich aus der Anpassung an die entsprechenden Messdaten ergeben (siehe Kap. 4.5.2). \dot{M}_n stellt einen dimensionslosen Norm-Massenstrom dar, der sich auf folgenden Referenz-Massenstrom bezieht.

$$\dot{M}_n = \frac{M}{\dot{M}_{ref}} \quad \text{für} \quad \dot{M}_{ref} = 40 \, g/s \tag{3.28}$$

Die Höhe des Referenz-Massenstrom von 40 g/s stellt einen typischen mittleren Kältemittelmassenstom für die PKW-Klimatisierung dar. Die Flächen unter den Kurven von Abb. 3.8 korrespondieren mit der sich im Sammler befindlichen Kältemittelmasse. Mit Hilfe von Gl. 3.23 lässt sich die tatsächliche (nicht normierte) Dichte über die absolute Höhe darstellen. Die Integration der absoluten Dichtefunktion über die Höhe ergibt unter Berücksichtigung der inneren freien Querschnittsfläche des Sammlers die im Akkumulator befindliche CO_2 -Masse. Dies war die Grundvoraussetzung für die Auswahl des Funktionstyps von Gl. 3.24.

²Die Koeffizienten $a_{1..3}$ können beim Autor erfragt werden



Abbildung 3.8: Dichteverhalten im Sammler für versch. Massenströme u. Dampfgehalte $x = x_{R,S,a}$ aus Gl. 3.37.

Auf Basis des hier vorgestellten Modelltyps und der in Kap. 4.5.2 vorgenommenen Anpassungen ergeben sich für unterschiedliche Betriebszustände die in Abb. 3.8 dargestellten Verläufe der normierten Dichte. Die beiden Betriebszustände D und A ($\dot{M} = 72$ g/s, $x_{R,S,a}=0,7$ bzw. $\dot{M} = 14$ g/s, $x_{R,S,a} = 0, 62$) besitzen die gleiche Kältemittelfüllmenge. Es lässt sich feststellen, dass sich bei höheren Massenströmen größere Phasendurchmischungen und damit gleichmäßigere Dichteverläufe (nahezu keine Plateau-Bildung) einstellen. Bei einem Vergleich der Betriebszustände A und B ($\dot{M} = 14$ g/s, $x_{R,S,a} = 0, 62$ bzw. $\dot{M} = 72$ g/s, $x_{R,S,a} = 0, 62$) ist sehr gut zu erkennen, dass sich bei höheren CO₂-Massenströmen und gleichem Austrittsdampfgehalt mehr Kältemittelmasse im Sammler befindet. In der Gegenüberstellung der Betriebspunkte B und C ($\dot{M} = 72$ g/s, $x_{R,S,a} = 0, 62$ bzw. $\dot{M} = 72$ g/s, $x_{R,S,a} = 0, 5$) lässt sich gut erkennen, dass bei feuchteren Austrittsdampfgehalten sich mehr CO₂ im Sammler befindet (höherer Flüssigkeitsanteil). Die hier beschriebenen Effekte decken sich sehr gut mit den unter den Stichpunkten "Füllstand" und "Kältemittelmassenstrom" beschriebenen Verhaltensformen (Verteilung der Flüssigkeitstropfen).

Die Aufteilung des Gesamtmassenstroms in den Teil der durch den Eintrittsschenkel des U-Rohres strömt und in den Anteil, der durch die Ölbohrung fließt, wird in den folgenden Abschnitten behandelt. Sie wird maßgeblich bestimmt durch die Druckverluste, die am Eintritt in das U-Rohr und der Ölbohrung herrschen. Für den Kontraktionsdruckverlust am U-Rohr Eintritt wurde folgender Ansatz [61] gewählt:

$$\Delta p_{U-Rohr,e} = \left(\frac{\dot{M}_{Rohr}}{A_{Rohr}}\right)^2 \frac{\zeta_{Rohr,e}}{2 \cdot \rho_{Rohr,e}}$$
(3.29)

Aufgrund des höheren Flüssiganteils an der Ölbohrung wurde für dessen Druckverlustkorrelation (siehe [9]) eine Beziehung gewählt, welche dem erhöhten Einfluss des Dampfgehalts Rechnung trägt.

$$\Delta p_{B,e} = \left(\frac{\dot{M}_B}{A_B}\right)^2 \frac{\zeta_{B,e}}{2 \cdot \rho_{B,e}} \left(1 + \frac{\rho_{liq}}{\rho_{vap}} \cdot x_{B,e}\right)$$
(3.30)

Dabei sind \dot{M}_{Rohr} und \dot{M}_B die Massenströme die durch das U-Rohr bzw. die Ölbohrung fließen, während $\rho_{Rohr,e}$ und $\rho_{B,e}$ die Dichten am Eintritt des U-Rohrs bzw. der Ölbohrung darstellen. Der lokale Dampfgehalt am Bohrungseintritt wird mit $x_{B,e}$ bezeichnet. Die Druckverlustbeiwerte ζ sind Parameter, die sich aus der Anpassung an die entsprechenden Messdaten (siehe Kap. 4.5.2) ergeben. Im Weiteren wird die statische Druckdifferenz, welche über der Ölbohrung lastet, mittels der Gleichung:

$$\Delta p_{stat} = \rho_{liq} \cdot g \cdot (h_0 - h_B) \tag{3.31}$$

berücksichtigt. Dabei stellt h_0 den Füllstand der Flüssigkeit dar, der sich bei idealer Phasentrennung im Sammler einstellen würde. Es wird die Annahme getroffen, dass nachstehende Effekte hinsichtlich der Massenstromaufteilung zwischen U-Rohr und Bohrung eine untergeordnete Rolle spielen oder aber über die Druckverlustbeiwerte abgebildet werden können:

- Vernachlässigung des Reibungsdruckverlustes im 1. Teil des U-Rohrs
- Der Ölanteil in der flüssigen Phase wird nicht berücksichtigt
- Impulsänderung durch Querströmung an der Ölbohrung wird durch $\zeta_{\rm B}$ berücksichtigt

Unter Berücksichtigung der Stromfadentheorie gilt somit:

$$\Delta p_{B,e} = \Delta p_{U-Rohr,e} + \Delta p_{stat} \tag{3.32}$$

Der Gesamtdruckverlust des Apparates ergibt sich, unter Vernachlässigung der Druckverluste in den Rohrbögen der Anschlussrohre, aus dem Eintrittsdruckverlust in den Apparat (Expansion der Rohrströmung)

$$\Delta p_{S,e} = \left(\frac{\dot{M}_{ges}}{A_{Rohr}}\right)^2 \frac{\zeta_{S,e}}{2 \cdot \rho_{S,e}} \tag{3.33}$$

und dem Eintrittsdruckverlust am U-Rohr-Schenkel zu:

$$\Delta p_{S,ges} = \Delta p_{S,e} + \Delta p_{U-Rohr,e} \tag{3.34}$$

Sind die Drucklagen korrekt bestimmt, so kann der Austrittsdampfgehalt $x_{R,S,a}$ aus dem Sammler unter der Annahme einer schlupffreien Strömung, durch Einsetzen der Massenbilanz der Gasphase

$$x_{R,S,a} \dot{M}_{ges} = x_{B,e} \dot{M}_B + x_{U-Rohr,e} \dot{M}_{Rohr}$$

$$(3.35)$$

in die Gesamtmassenbilanz

$$\dot{M}_{qes} = \dot{M}_B + \dot{M}_{Rohr} \tag{3.36}$$

wie folgt bestimmt werden:

$$x_{R,S,a} = x_{B,e} + \frac{\left(\dot{M}_{ges} - \dot{M}_B\right)}{\dot{M}_{ges}} \cdot (x_{U-Rohr,e} - x_{B,e})$$
(3.37)

In Gleichung 3.37 ist \dot{M}_B der Massenstrom der mit dem Dampfgehalt $x_{B,e}$ durch die Bohrung strömt, während \dot{M}_{ges} den Gesamtmassenstrom darstellt, welcher durch den Sammler fließt. \dot{M}_{Rohr} ist der Massenstrom am Eintritt des U-Rohrs welcher den Dampfgehalt $x_{U-Rohr,e}$ besitzt. In Analogie zur Massenbilanz kann die stationäre Energiebilanz (siehe [3]) für den Kältemittelbilanzraum wie folgt dargestellt werden:

$$0 = \dot{M}_{ges} \cdot (h_{R,S,e} - h_{R,S,a}) - \dot{Q}_R \tag{3.38}$$

Damit läßt sich mit dem zwischen der Sammlerwand und dem Kältemittelbilanzraum ausgetauschten Wärmestrom \dot{Q}_R über den Austrittszustand (siehe Gl. 3.37) der Eintrittszustand des Kohlendioxids bestimmen. Vorgehensweise für die Bestimmung des stationären Austrittdampfgehaltes: Vorgegeben sind aus der Kreislaufsimulation der Massenstrom, der Druck und die sich im Sammler befindliche CO₂-Masse. Mittels der Gleichungen (3.23), (3.24) und (3.26) können die Fluidzustände am U-Rohr- und Bohrungseintritt berechnet werden. Für die modellhafte Berechnung des Austrittsdampfgehalts wird eine iterative Vorgehensweise zugrunde gelegt. Dabei wird der Kältemittel-Massenstrom durch die Ölbohrung zu Beginn geschätzt. Es liegen für diese Schätzung somit alle Massenströme (Gesamt-, Bohrungs- und U-Rohr-Massenstrom) vor. Im Weiteren werden die Druckverluste am U-Rohr-Eintritt und der Ölbohrung siehe Gl. (3.29), (3.30) bestimmt. Weichen die mittels der Gleichungen (3.30) und (3.32) ermittelten Bohrungsdruckverluste zu stark voneinander ab, wird ein neuer Bohrungsmassenstrom geschätzt bis die beiden Druckverluste identisch sind.

3.3.2 Instationäres Modell

Eine der Hauptaufgaben des Akkumulators besteht in der betriebspunkteabhängigen Speicherung von Kältemittel. Das instationäre Massenspeicherungsverhalten hat nachhaltigen Einfluss auf das transiente Kreislaufverhalten (z.B. Ansaugzustand d. Verdichters). Die Kältemittelmasse im Sammler beinflusst dessen Austrittsdichte (siehe Kap. 3.3.1) bzw. die Ansaugdichte des Verdichters und nimmt somit über die Vorgabe des Kompressorvolumenstromes Einfluss auf den sich einstellenden Massenstrom. Zur Beschreibung der Kältemittelspeicherung wird die instationäre Massenbilanz angesetzt (siehe Gl. 3.39, [3], [34]). In ihr kommt es zur Wechselwirkung zwischen Kältemittelfüllmenge und Austrittszustand. Auf der linken Seite steht der Speichertherm mit dem Sammlervolumen V_S , während rechts die über die Bilanzgrenze ein- und austretenden Massentröme \dot{M}_e und \dot{M}_a dargestellt sind:

$$V_S \cdot \frac{d\rho}{dt} = \dot{M}_e - \dot{M}_a \tag{3.39}$$

Dem transienten Akkumulator-Modell wurden folgende Annahmen zugrunde gelegt:

- Quasistationäres Verhalten des Austrittzustands abhängig von Druck, Masssenstrom und Füllstand.
- Der umlaufende Ölanteil ist vernachlässigbar.

Die Energiespeichereffekte auf der Kältemittelseite werden analog zur Massenbilanzierung mittels eines finiten Volumens berücksichtigt. In der transienten Energiebilanz (siehe Gl. 3.40, [3], [34]) werden die ein- und austretenden Entalpieströme (Produkt aus Massenstrom \dot{M} und spezifischer Enthalpie h) sowie der kältemittelseitige Wärmestrom \dot{Q}_R der über den Kältemittelbilanzraum fließt berücksichtigt. Auf der linken Seite befinden sich die energetischen Speichertherme in Form der inneren Energie.

$$\frac{d(m \cdot u)}{dt} = \dot{M}_e \cdot h_e - \dot{M}_a \cdot h_a - \dot{Q}_R \tag{3.40}$$

Die Energiebilanz lässt sich durch Ersetzen der inneren Energie mittels der Enthalpie umformen zu:

$$\frac{d(m \cdot u)}{dt} = \frac{d(\rho \cdot V_S \cdot u)}{dt} = V_S \cdot \left[\rho \cdot \frac{dh}{dt} + h \cdot \frac{d\rho}{dt} - \frac{dp}{dt}\right]$$
(3.41)

Liegt die Enthalpie als Funktion des Druckes und der Dichte vor, so kann deren zeitliche Ableitung wie folgt dargestellt werden:

$$\frac{dh}{dt} = \frac{\partial h}{\partial p} \bigg|_{\rho} \frac{dp}{dt} + \frac{\partial h}{\partial \rho} \bigg|_{p} \frac{d\rho}{dt}$$
(3.42)

Damit ergibt sich die Druck und Dichte explizite Darstellungsform der Energiebilanz zu:

$$V_S \cdot \frac{dp}{dt} \cdot \left[\rho \cdot \frac{\partial h}{\partial p} \Big|_{\rho} - 1 \right] + V_S \cdot \frac{d\rho}{dt} \cdot \left[h + \rho \cdot \frac{\partial h}{\partial \rho} \Big|_{p} \right] = \dot{M}_e \cdot h_e - \dot{M}_a \cdot h_a - \dot{Q}_R \quad (3.43)$$

Aufgrund der hohen Sammlermasse (Stahlkonstruktion) wurden die thermischen Speichereffekte der Sammlerwand mittels einer separaten Energiebilanz berücksichtigt:

$$m_{S,W} \cdot c_{S,W} \cdot \frac{dT_{S,W}}{dt} = \dot{Q}_R - \dot{Q}_L \tag{3.44}$$

Auf der linken Seite steht die Wärmekapazität der Wand (Produkt aus Wandmasse $m_{S,W}$ und spezifischer Wärmekapazität $c_{S,W}$), welche die zeitliche Temperaturänderung $\frac{dT_{S,W}}{dt}$ erfährt. Die Wärmeströme die zur Luft- und Kältemittelseite über den Wandbilanzraum ausgetauscht werden sind mit \dot{Q}_L und \dot{Q}_R bezeichnet.

Im Rahmen des Kreislauf-Validierungsprozesses siehe Kap. 4.8 hat sich gezeigt, dass die rein quasistationäre Berechnung des Sammleraustrittszustandes, aus der Akkumulatorfüllmenge, dem Druck und des CO₂-Massenstroms zu größeren Abweichungen in den Systemtransienten führt. Dadurch, dass im Akkumulator das Eintrittsrohr und der Eintritt der U-Rohr-Absaugung örtlich nicht sehr weit voneinander entfernt liegen, wird das transiente Verhalten des Austrittszustands vom Eintrittzustand mitbestimmt. Im oberen Bereich des Sammlers tritt eine Vermischungszone auf, deren Verhalten stark vom Flüssigkeitsgehalt des Eintritts bestimmt wird. Es tritt somit transient keine vollständige Verhaltenstrennung zwischen Eintritt und Austritt bzw. U-Rohr-Absaugung auf. D.h, ein Teil des eintretenden Fluidstroms führt instationär keine Flüssigkeitsabscheidung durch und gelangt direkt durch die U-Rohr-Absaugung auf die Austrittseite. Dieser Teil des eintretenden Fluidstroms hat somit keinen Einfluss auf die langsamere Transiente der Füllstandsänderung. Zur Berücksichtigung dieses Kurzschluss-Prinzips wurde für die transiente Berechnung der Enthalpie des Sammleraustrittzustandes folgender Ansatz gewählt:

$$h_{R,S,a,instationaer} = g h_{R,V,a,instationaer} + (1-g) h_{R,S,a,quasi-stationaer}$$
(3.45)

Dabei berechnet sich die Austrittsenthalpie $h_{R,S,a,quasi-stationaer}$ über die Gleichgewichtsstoffdaten aus dem stationären Austrittsdampfgehalt und dem örtlich vorliegenden Druck (Anwendung des quasistationären Sammler-Modells). Zur Beschreibung der transienten Kurzschlussintensität dient der Kurzschlussfaktor g.

3.4 Kompressor

Im Rahmen dieser Arbeit wurden Messungen an einem hubverstellbaren Sanden/Luk-Kompressor, aufgebaut nach dem Schwenkring-Prinzip [22], durchgeführt. Dieser Verdichter ist mit einem internen Ölabscheider ausgestattet und besitzt 31 cm³ Hubvolumen.

Aufgrund der Komplexität des Kompressoraufbaus, fehlender Geometriedaten zur Verdichterkonstruktion und der Wechselwirkungen einzelner Phänomene (z.B. Leckageverhalten, Reibungseinflüsse, Wärmetransport, usw.) ist eine präzise Beschreibung des thermodynamischen Verhaltens mittels eines detaillierten Modells relativ schwierig und nicht unmittelbar zielführend. Aus diesem Grund wurde hier versucht, den Verdichter mittels geeigneter empirischer Kennfelder zu beschreiben. Für die angestrebte Kreislaufsimulation geben diese Kennfelder das Kompressorverhalten mit ausreichender Genauigkeit wieder. In den nächsten Unterkapiteln wird auf das Massenstrom-Verhalten und die Wirkungsgradkennfelder eingegangen. Anschließend wird ein einfaches instationäres Modell zur Beschreibung der Heißgastemperatur vorgestellt.

3.4.1 Stationäres Verdichter-Modell

Das stationäre Verdichtermodell besteht aus der Abbildung des isentropen und des Gesamtwirkungsgrades sowie aus der Beschreibung des Massenstromverhaltens. Hierfür wurden eine Vielzahl von stationären Messungen auf der in Kap. 4.1 beschriebenen Messapparatur durchgeführt. Zur Abdeckung eines möglichst breiten Betriebspunktespektrums wurden an der Kälteanlage folgende Systemzustände vorgegeben:

• Lufttemperatur/-feuchte: 10°C trocken; 10°C 65% r.F. 30°C trocken; 30°C 50% r.F.

50°C trocken; 50°C 30% r.F.

- Kompressordrehzahl: 600 / 1000 / 2000 / 3000 1/min;
- Luftmassenstrom Verdampfer und Gaskühler: 7,5 bzw. 43,5 kg/min

Bei den durchgeführten Versuchen wurde der Verdichter von Max-Hub zu Min-Hub in 6 bis 8 Schritten über das extern ansteuerbare Ventil abgeregelt. Für jede Zwischenstellung des Hubes wurde ein stationärer Messpunkt ermittelt. Dieser ergab sich aus dem zeitlichen Mittelwert mehrer Messungen. D.h. jeder Messpunkt wurde einmal angefahren.

3.4.1.1 Definitionen - Wirkungsgrade und Bewertungsgrößen

In der Literatur sind eine Vielzahl unterschiedlicher Bezeichnungen für die gleichen Verdichter-Bewertungsgrößen zu finden. Es gelten für die im Rahmen dieser Arbeit präsentierten Kennfelder für den Isentropen Wirkungsgrad η_{is} und für den Gesamtwirkungsgrad η_{ges} die folgenden vorgestellten Definitionen:

$$\eta_{is} = \frac{h_{R,a,is} - h_{R,e}}{h_{R,a} - h_{R,e}} \tag{3.46}$$

$$\eta_{ges} = \frac{M_R \cdot (h_{R,a,is} - h_{R,e})}{P_{Mech}} \tag{3.47}$$

Die Ein- und Austrittsenthalpie des Kältemittels (Index: R=Refrigerant) am Verdichter sind $h_{R,e}$ und $h_{R,a}$, wobei $h_{R,a,is}$ die Austrittsenthalpie bei isentroper Verdichtung des Eintrittszustandes auf den Austrittsdruck darstellt. Der Kältemittelmassenstrom bzw. die Antriebswellenleistung des Verdichters werden mit \dot{M}_R bzw. P_{Mech} bezeichnet. Der Liefergrad

$$\lambda = \frac{M_R}{n \cdot \rho_{R,e} \cdot V_{Hub,\alpha}} \tag{3.48}$$

berechnet sich aus dem gemessenen Massenstrom, der Drehzahl n, der Eintrittsdichte des Kältemittels $\rho_{\rm R,e}$ und dem Hubvolumen $V_{\rm Hub,\alpha}$. Da es sich um eine hubverstellbare Maschine handelt, ist für $V_{\rm Hub,\alpha}$ das für den aktuell vorliegenden Schwenkwinkel α des Triebwerks vorhandene Hubvolumen einzusetzen. Das heißt Gl. 3.48 beschreibt den Liefergrad für einen bestimmten Schwenkwinkel der Maschine (Liefergrad im abgeregelten Zustand). Bezieht man das schwenkwinkelabhängige tatsächliche Hubvolumen auf das maximale Hubvolumen

$$V_{Hub,\alpha_{max}} = V_{Hub,\alpha}{}_{(\alpha=\alpha_{max})} \tag{3.49}$$

so erhält man den Abregelgrad der Maschine, hier Regelgrad genannt:

$$\zeta_{regel} = \frac{V_{Hub,\alpha}}{V_{Hub,\alpha_{max}}} \tag{3.50}$$

Mit dem hubabhängigen Liefergrad und dem Regelgrad lässt sich der effektive Fördergrad wie folgt bestimmen:

$$\zeta_{foerder} = \frac{\dot{M}_R}{n \cdot \rho_{R,e} \cdot V_{Hub,\alpha_{max}}} = \lambda \cdot \zeta_{regel}$$
(3.51)

Wird der Kompressor mit maximalem Hub betrieben, so ist der Regelgrad eins und der Fördergrad entspricht dem Liefergrad. Die Einführung des Regelgrades und die hubabhängige Unterscheidung des Liefergrades zur Beschreibung des Fördergrades ist in der Literatur in dieser Form nicht üblich. Das Massenstromverhalten kann mittels dieser Art der Beschreibung differenzierter aufgeteilt werden in die Verlust verursachenden Anteile (z.B. Rückexpansion des Totvolumen, innere Leckage, Spätschlüsse, Aufheizung Sauggas, usw.) und in den hubabhängigen Anteil (Regelgrad). Die Beschreibung dieser Einzelmechanismen wird bei der hier vorliegenden Arbeit bisher nicht genutzt. Sie ist für weiterführende Arbeiten zur Verdichtermodellierung, welche den Schwenkwinkel im abgeregelten Zustand bestimmen, sehr hilfreich.

3.4.1.2 Energetische Wirkungsgrad-Modelle

Die Beschreibung des Gesamtwirkungsgrades erfolgt in der Literatur (siehe [16]) üblicherweise als Abhängigkeit vom Druckverhältnis und der Verdichterdrehzahl. Auch hier hat sich gezeigt, dass für die abgeregelten Zustände (Kompressor ist nicht auf maximalem Hub) die Beschreibung des Gesamtwirkungsgrades als Funktion vom Druckverhältnis alleine nicht ausreichend genau ist. Deshalb wurden im Rahmen dieser Arbeit verschiedene Kombinationen von Zustandsparametern untersucht, um eine ausreichend genaue Formulierung des Gesamtwirkungsgrades zu erhalten. Es hat sich gezeigt, dass eine Kennfelddarstellung (siehe Abb. 3.9) in Abhängigkeit von Druckverhältnis und Fördergrad die beste Wiedergabegenauigkeit ermöglicht. Dieses Kennfeld wird durch folgenden Funktionstyp³ wiedergegeben.

$$\eta_{ges} = b_1 + b_2 \ln \zeta_{foerder} + \frac{b_3}{\pi} + b_4 (\ln \zeta_{foerder})^2 + \frac{b_5}{\pi^2} + b_6 \frac{\ln \zeta_{foerder}}{\pi} +$$
(3.52)

$$b_7 \ (ln \ \zeta_{foerder})^3 + \frac{b_8}{\pi^3} + b_9 \ \frac{ln \ \zeta_{foerder}}{\pi^2} + b_{10} \ \frac{(ln \ \zeta_{foerder})^2}{\pi}$$

In Abb. 3.9 sind die im Experiment bestimmten Messpunkte (kreisförmige Punkte) und die prozentualen Abweichungen zwischen Kennfeld und Messpunkt dargestellt. Es ist erkennbar, dass die Wiedergabegenauigkeit für Druckverhältnisse größer 2 im Bereich von $\pm 10\%$ liegt. Bei kleineren Druckverhältnissen bzw. Fördergraden werden üblicherweise in der Kälteanlage kleinere Leistungen umgesetzt. In diesem Betriebsspektrum liegt eine geringere Messgenauigkeit (z.B. Kältemittelmassenstrom, Kompressordrehmoment) vor. Die höheren Abweichungen bei kleineren Druckverhältnissen sind mitunter auf die reduzierte

³Die Koeffizienten $b_{1..10}$ können beim Autor erfragt werden

Messgenauigkeit zurückzuführen. Die im Kennfeld erkennbare Abhängigkeit von Gesamtwirkungsgrad und Druckverhältnis stimmen von der Tendez her gut überein mit den von Försterling [17] veröffentlichten Messungen eines Schwenkring-Verdichters. Um in der Praxis den Gesamtwirkungsgrad mit dem präsentierten Kennfeld bestimmen zu können, muss der Fördergrad bekannt sein. Da dieser ebenfalls mittels eines Kennfeldes ermittelt wird, führen die Ungenauigkeiten des Fördergradkennfeldes zu zusätzlichen Unsicherheiten im Gesamtwirkungsgrad. Es tritt dadurch eine Verminderung der Wiedergabegenauigkeit im Gesamtwirkungsgrad von $\pm 1,5\%$ für $\pi > 2$ und von $\pm 5\%$ für $\pi < 2$ auf. Die hiermit erzielte Wiedergabegenauigkeit ist für die Anwendung in Kreislaufsimulationen zufriedenstellend.

Entsprechend der Vorgehensweise beim Gesamtwirkungsgrad wurde eine Kennfelddarstellung des isentropen Wirkungsgrades für den vorliegenden Verdichter gesucht. Es wurden zahlreiche Kombinationen von Zustandsparametern untersucht. Dabei hat sich gezeigt, dass eine Formulierung abhängig von Druckverhältnis und Eintrittsdichte auch für abgeregelte Zustände vernünftige Ergebnisse liefert. In Abb. 3.10 sind die Messpunkte (kreisförmige Punkte), das Kennfeld und die entsprechenden Abweichungen dargestellt. Auch hier ist eine gute Wiedergabegenauigkeit von $\pm 11\%$ für Druckverhältnisse größer 2 erkennbar. Druckverhältnisse kleiner 2 liegen in der Praxis überwiegend im Schwachlastbetrieb bei Umsetzung geringer Massenströme vor. Dieser Betriebsbereich tritt in der Praxis mit untergeordneter Häufigkeit auf und unterliegt einer höheren Messungenauigkeit. In diesem Kontext sind die höheren Abweichungen bei kleineren Druckverhältnissen akzeptabel. Die Eintrittsdichte als Zustandsgröße im Kennfeld ermöglicht die Berücksichtigung der Steigungsänderung der Isentropen, für größere Überhitzungen am Verdichteransaugstutzen. Das hier vorgestellte Modell gibt 91% aller Heißgastemperaturen mit einer Genauigkeit von $\pm 5 \,\mathrm{K}$ wieder. Es konnte festgestellt werden, dass die Wiedergabegenauigkeit des isentropen Wirkungsgrades bei Überhitzungen kleiner 5 K merklich abnimmt. Das in Abb. 3.10 dargestellte Kennfeld kann durch folgenden Funktionstyp⁴ beschrieben werden.

$$\eta_{is} = b_{11} + \frac{b_{12}}{\rho_{R,e}} + \frac{b_{13}}{\pi} + \frac{b_{14}}{(\pi)^2} + \frac{b_{15}}{(\pi)^3}$$
(3.53)

Bei den hier vorliegenden Messungen wurde die Kompressorumgebung nicht einheitlich konditioniert. Unter definierten reproduzierbaren Umgebungstemperaturen und Strömungsbedingungen im Verdichterumfeld ist eine Reduktion der Streubreite des isentropen Wirkungsgrades denkbar. Die hier vorgestellten Wirkungsgradkennfelder sind hinsichtlich ihrer Wiedergabegenauigkeit für transiente Kreislaufsimulationen mit regelungstechnischem Fokus geeignet.

3.4.1.3 Massenstrom-Verhalten

Ziel der im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Komponenten- und Kreislaufabbildung ist im nächsten Schritt die Optimierung von Kältekreislauf-Reglerkonzepten. Deshalb ist die Beschreibung des Kompressorsverhaltens vor allem im Abregelzustand besonders wichtig. Das Kompressorregelventil wird vom Regler angesprochen, wodurch sich der Hub und

⁴Die Koeffizienten $b_{11..15}$ können beim Autor erfragt werden



Abbildung 3.9: Gesamtwirkungsrad Kompressor. Dargestellt sind die Abweichungen zwischen Kennfeld und Messung.



Abbildung 3.10: Isentroper Wirkungsrad Kompressor. Dargestellt sind die Abweichungen zwischen Kennfeld und Messung.

damit der Kältemittelmassenstrom entsprechend ändert. Für regelungstechnische Anwendungen ist es deshalb unerlässlich, das Kompressormassen- bzw. Volumenstromverhalten abhängig vom Ventilsignal zu beschreiben. Der Verdichterhub ist nicht nur von der Regelventilstellung sondern zusätzlich von den "außen" anliegenden Randbedingungen, so z.B. Kompressordrehzahl, Hochdruck, Saugdruck und Ansaugtemperatur, abhängig. Unter dem Fokus der Kreislaufsimulation und mangelnder Geometriedaten bezüglich des Kompressoraufbaus wurde auf ein detailliertes Verdichtermodell (z.B. Beschreibung von Triebwerksmechanik, Leckagen, Ventilverhalten, Reibungseinflüssen, Wärmestromverteilung im Zylinderkopf, usw.) verzichtet. Vielmehr wurde versucht, die wesentlichen physikalischen Zustandsgrößen, die die Volumenstromcharakteristik beeinflussen, zu ermitteln. In diesem Kontext sind zahlreiche Parametervariationen und -kombinationen für die Erstellung möglichst wiedergabegenauer Volumenstromkennfelder untersucht worden. Es hat sich gezeigt, dass der vom Verdichter effektiv geförderte Volumenstrom (bei konstanter Drehzahl) abhängig vom Druckverhältnis und dem (pulsweiten modulierten) Ventilsignal am besten wiedergegeben werden kann. Abbildung 3.11 zeigt das Volumenstrom-Kennfeld für eine Verdichterdrehzahl von 2000 U/min und kann durch folgenden Zusammenhang⁵ wiedergegeben werden.

$$\ln \dot{Q}_{n=2000 \ U/min} = b_{16} + b_{17} \ e^{b_{18} \ PWM} + \frac{b_{19}}{\ln \pi}$$
(3.54)

Im Rahmen dieser Arbeit wurden 450 Verdichter-Messpunkte analysiert. Daraus entstanden 4 Volumenstromkennfelder für die 4 Verdichterdrehzahlen 600, 1000, 2000 und 3000 U/min (siehe Kap. C). Die hier vorgestellten Messdaten und Kennfelder beschreiben neben dem Maximalhubbetrieb zusätzlich das Abregelverhalten für den Teillastbereich des Kompressors. Aufgrund des Einsatzes unterschiedlichster Expansionsorgane (Massenstromcharakteristik) sowie der großen Bandbreite in der Aufprägung der luftseitigen Randbedingungen wird ein für fahrzeugspezifische Anwendungen ausreichend großer Betriebsbereich abgedeckt. Die ermittelte Wiedergabegenauigkeit der Messwerte durch das Kennfeld ergeben für den Volumenstrom Abweichungen von $\pm 25\%$ für Druckverhältnisse größer 2. Für kleinere Druckverhältnisse treten in der Praxis geringere Massenströme auf, womit eine Reduktion der Massenstrommessgenauigkeit einher geht. Für Druckverhältnisse größer 2 liegt die Messgenauigkeit der Massenstrommessung bei $\pm 6\%$. Die Reproduzierbarkeit der Messdaten bei wiederholtem Anfahren vergleichbarer Punkte liegt bei $\pm 9\%$. Es wurde trotz umfassender Parametervariationen kein Kennfeld gefunden, welches die Messdaten im Rahmen der Reproduzierbarkeit wiedergibt. Solch ein Kennfeld wäre rein theoretisch denkbar. Es wäre dann ein mehr-dimensionales Kennfeld, welches alle volumenstrombeeinflussenden Verdichterfaktoren als Eingangsgrössen enthalten müsste (siehe Diskussion folgender Abschnitt). Die experimentelle Bestimmung dieser physikalischen Einflussgrössen im Inneren des Verdichters war nicht Schwerpunkt dieser Arbeit.

Das Volumenstrom- bzw. Massenstromverhalten des Kompressors hängt von sehr vielen Faktoren ab, die in gegenseitiger Wechselwirkung stehen. Beispielsweise führen die Druckverluste an den Ein- und Auslassventilen zu unterschiedlichen inneren Zylinderraumdrücken, welche wiederum Auswirkung auf die Stellung des Schwenkrings haben. In

⁵Die Koeffizienten $b_{16..19}$ können beim Autor erfragt werden

bestimmten Betriebspunkten können die Ventile flattern oder es kann ein Spätschluss der Ventile auftreten. Der Reibungseinfluss auf den Stellmechanismus hängt von einer Vielzahl von Einflüssen (z.B. Drehzahl, Umgebungstemperatur, Heißgastemperatur, Schmierverhalten, Hochdruck, usw.) ab. Die Menge, Komplexität und die Wechselwirkung dieser physikalischen Einflussgrößen auf das Volumenstromverhalten kann durch die hier vorgestellten Volumenstrom-Kennfelder nicht im Rahmen der Reproduzierbarkeit wiedergegeben werden. Des Weiteren bieten diese stationären Kennfelder angewandt in transienten Simulationen keine Möglichkeit zur Beschreibung verschiedener langsamer Verdichtervorgänge bzw. Berücksichtigung der Verdichtervorgeschichte. Zu solchen Vorgängen zählen z.B. Temperaturausdehnungen zwischen Zylinderwand und Kolbenring, Wärmefluss zur Saugkammer und damit einhergehende Verschlechterung des Zylinderfüllgradverhaltens aufgrund geringerer innerer Ansaugdichten.

3.4.2 Instationäres Verdichter-Modell

Messungen (siehe Kap. 4.6) zum Verdichterverhalten haben gezeigt, dass sich die Heißgastemperatur nach einer Störung/Laständerung im Vergleich zu sonstigen Kreislaufgrößen sehr langsam auf den neuen stationären Zustand einschwingt. Aus dieser Erkenntnis heraus wurde ein einfaches instationäres Modell zur Beschreibung des transienten Heißgastemperatur-Verhaltens erstellt. Das Modell geht davon aus, dass der Heißgasstrom die Masse des hochdruckseitigen Zylinderkopfes mit abkühlen bzw. erhitzen muss. Unter der Annahme, dass das Kältemittel und die Wandmasse des Zylinderkopfes die gleiche Temperatur annehmen (Rührkessel-Prinzip) ergibt sich folgende Energiebilanz:

$$(m_W \cdot c_W + m_{CO_2} \cdot c_{v,CO_2}) \cdot \frac{dT_{CO_2,a}}{dt} = \dot{M}_e \cdot h_e - \dot{M}_a \cdot h_a - \dot{Q}$$
(3.55)

Der in den Bilanzraum eintretende Enthalpiestrom $(M_e \cdot h_e)$ stellt den quasistationären Austrittszustand aus dem Verdichter dar, und berechnet sich unter anderem mittels des stationären Kennfeldes für den isentropen Wirkungsgrad (siehe Abb. 3.10). In diesem Ansatz wird also davon ausgegangen, dass der vorhandene Verlustwärmestrom Q, der beim Verdichtungsprozess entsteht, über den isentropen Wirkungsgrad berücksichtigt ist. Deshalb wird für den obigen Bilanzraum von Gl. 3.55 der Verlustwärmestrom \dot{Q} , welcher sich in der Praxis aufteilt in einen Anteil der zur Umgebung fließt und einen Anteil der zur Saugseite übertragen wird, zu Null gesetzt. Diese Vorgehensweise ist nahheliegend, da die hier vorliegenden Messdaten keinen Aufschluss über die Aufteilung der Verlustwärmeströme zuließen. Die Wärmekapazität des Kältemittels beträgt für typische Betriebsbereiche im PKW weniger als 5 % der Wandkapazität, und kann deshalb in guter Näherung gegenüber der Wandkapazität vernachlässigt werden. Der Vollständigkeit halber sei erwähnt, dass alle anderen kompressorspezifischen Zustandsgrößen aus den in den vorherigen Kapiteln präsentierten stationären Kennfeldern ermittelt werden. Diese Vereinfachung ist gerechtfertigt, da sich beispielsweise das Massenstromverhalten, hervorgerufen durch Hub- oder Drehzahländerungen, im Vergleich zum Verhalten der Heißgastemperatur sehr schnell ändert. Die Erkenntnis, dass die Transiente der Kompressoraustrittstemperatur sehr häufig langsamer ist, als andere Prozessgrößen, wurde in der Literatur bisher selten erwähnt ([35], [38], [50]). Diesem Sachverhalt trägt das hier vorgestellte instationäre Heißgastemperaturmodell Rechnung.



Abbildung 3.11: Kompressor Volumenstrom bei 2000 1/min. Dargestellt sind die Abweichungen zwischen Kennfeld und Messung.

3.5 Kreislaufmodell

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Gesamtkreislaufmodell erstellt, welches neben den bereits in den vorherigen Abschnitten beschriebenen Komponentenmodelle die wichtigsten Rohrleitungen beinhaltet. Dies sind im Einzelnen:

- Saugleitung IWT-ND-Austritt \rightarrow Kompressor-Eintritt
- Heißgasleitung Kompressor-Austritt \rightarrow Gaskühler-Eintritt
- Rohrleitung IWT-HD-Austritt \rightarrow Expansionsorgan-Eintritt
- Rohrleitung Verdampfer-Austritt \rightarrow Sammler-Eintritt
- Rohrleitung Sammler-Austritt \rightarrow IWT-ND-Eintritt

Diese Leitungen sind jeweils mittels einer kältemittelseitiger Energie- und Massenbilanz sowie einer Energiebilanz für den Bilanzraum der Wand in instationärer Form abgebildet. Die Luftseite wird über eine quasistationäre Energiebilanz dargestellt. Einzige Ausnahme ist die Rohrleitung zwischen dem Inneren Wärmeübertrager und dem Expansionsorgan. Diese Leitung wurde in 3 finite Volumina unterteilt um den hohen örtlich vorliegenden kältemittelseitigen Wärmekapazitäten für transiente Zustandsänderungen Rechnung zu tragen (siehe Kap. 4.8). Zur Ermittlung der Wand- und Totvolumina der Rohrleitungen wurden diese entsprechend dem Prüfstandsaufbau exakt vermessen und in den Modellen berücksichtigt, um so den transienten Einfluss der Leitungen auf das Systemverhalten berücksichtigen zu können.

Das hier eingesetzte Sammler-Modell führt abhängig von der gespeicherten CO_2 – Masse, dem herrschenden Massenstrom und Saugdruck zu variablen Austrittszuständen. Über die Einhaltung der instationären Wand- und Kältemittelbilanzen ergibt sich im zeitlichen Verlauf der Sammler-Eintrittszustand. Durch diese Vorgehensweise wird sichergestellt, dass der Sammler- bzw. Verdampfer-Austrittszustand, beispielsweise durch Drehzahlsprünge des Kompressors oder bei Luftmassenstromerhöhung am Verdampfer, überhitzen kann. Das zeitliche Verhalten des Sammler-Austrittzustandes hat maßgeblichen Einfluss auf das Verdichter-Massenstromverhalten und damit auch auf die Drucktransienten. Der Verdichter fördert einen bestimmten Volumenstrom, wodurch sich abhängig von dessen Ansaugdichte ein umgesetzter Massenstrom einstellt. Der Verdichteransaugzustand wird nicht zuletzt auch deshalb vom stromaufwärtsliegenden Sammler-Austritt maßgeblich beeinflusst, weil dieser den Temperaturgang und den niederdruckseitigen Wärmeübergang im Inneren Wärmeübertrager bestimmt. Das dynamische Füllstandsverhalten des Sammlers steht somit in enger Wechselwirkung mit dem vom Verdichter geförderten Massenstrom. Eine Drehzahlerhöhung führt zunächst zu einem Leeren des Sammlers, was in der Folge zu höheren Austrittsdampfgehalten und damit geringeren Verdichtermassenströmen führt.

Die Saug- und Hochdrucklagen in dem hier beschriebenen Kreislaufmodell stellen sich abhängig von dem Massenstromverhalten des Verdichters bzw. Expansionsventils und den damit einhergehenden Kältemittelmassenverteilungen im System selbständig ein. Da die Druckausbreitung mit Schallgeschwindigkeit wesentlich schneller als die Strömungsgeschwindigkeit ist, wird vereinfachend davon ausgegangen, dass in jedem HD-Volumen der gleiche zeitliche Druckgradient vorliegt, während sich örtlich unterschiedliche Druckniveaus entsprechend der quasistationären Impulsbilanz ergeben. Entsprechend gleich wird mit der Saugseite verfahren. Damit wird zur Abbildung des Hoch- und Saugdruckes jeweils nur eine zeitliche differenzielle Zustandsgröße im Differenzialgleichungssystem benötigt (siehe Tegethoff, Köhler u.a. [57]).

Entsprechend den Komponentenmodellen ergibt sich zur Abbildung des Kreislaufs ein Algebro-Differenzial-Gleichungssystem mit 85 Differenzialgleichungen bzw. 85 zeitlich differenziellen Zustandsgrößen und einer algebraischen Gleichung, welche die Massenstromschließbedingung am Expansionsorgan (Residium = $\dot{M}_{CO2,E,e} - \dot{M}_{CO2,E,a} = 0$) darstellt. Dieses Gleichungssystem wird in Form folgender dargestellter Vektor-Matrix-Schreibweise (siehe Shampine [54]) in einen ausführbaren Rechencode überführt:

$$M_{(86,86)} \cdot \dot{Y}_{(86,1)} = F_{(86,1)}$$

Aus der nachstehend aufgeführten Massen- und Energiebilanz eines finiten Volumens (siehe Kap. 3.1.2.1) wird exemplarisch die Belegung der Massenmatrix und des F-Vektors deutlich. Dabei wird durch die erste Zeile der Speichermatrix M die Massenbilanz und durch die zweite Zeile die Energiebilanz abgebildet. Entsprechend ist der F-Vektor aufgebaut. In dieser Darstellungsweise stehen in der Massenmatrix M die Speichertherme, so z.B. das innere Volumen einer Zelle, während im Zustandsvektor Y die zeitlich differenziellen Größen, hier also die Enthalpie und der Druck enthalten sind. Im F-Vektor sind die restlichen algebraischen Variablen, welche ebenfalls abhängig von den Zustandsgrößen sind, zur Beschreibung der Bilanzen enthalten:

$$V_Z \cdot \left[\left. \frac{\partial \rho}{\partial p} \right|_h \cdot \frac{dp}{dt} + \left. \frac{\partial \rho}{\partial h} \right|_p \cdot \frac{dh}{dt} \right] = \dot{M}_e - \dot{M}_a$$

$$V_Z \cdot \frac{dp}{dt} \cdot \left[\left. h \cdot \frac{\partial \rho}{\partial p} \right|_h - 1 \right] + V_Z \cdot \frac{dh}{dt} \cdot \left[\left. \rho + h \cdot \frac{\partial \rho}{\partial h} \right|_p \right] = \dot{M}_e \cdot h_e - \dot{M}_a \cdot h_a - \dot{Q}_R$$

$$F = \begin{pmatrix} \dot{M}_e - \dot{M}_a \\ \dot{M}_e \cdot h_e - \dot{M}_a \cdot h_a - \dot{Q}_R \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \end{pmatrix}$$

Das auf diese Weise formulierte Algebro-Differenzial-Gleichungssystem wurde mit dem kommerziellen Softwarepaket Matlab zeitlich integriert bzw. gelöst. Der hierfür eingesetzte Solver arbeitet zur effizienten Lösung mit variabler Zeitschrittweite nach dem NDF-Verfahren (Numerical Differentiation Formula) 5.-Ordnung [53], [54]. Mit dem aufgestellten instationären Gleichungssystem werden die stationären Betriebspunkte in ihren Endlagen ermittelt. Es wird bei dieser Vorgehensweise kein separates rein algebraisches Gleichungssystem gelöst.
Kapitel 4

Experimentelle Validierung

In folgendem Kapitel wird auf die stationäre und instationäre Validierung der einzelnen Kreislaufkompenentenmodelle, sowie des Gesamtsystems eingegangen. Zunächst wird der Aufbau der Messapparatur erläutert. Das Gaskühler-Modell wurde hinsichtlich seines stationären und instationären Verhalten validiert. Für Verdampfer und IWT wurde jeweils eine stationäre Validierung durchgeführt. Das transiente Verhalten dieser beiden Bauteile wurde im Rahmen der abschließenden transienten Kreislaufvalidierung verifiziert. Für die stationäre experimentelle Validierung des Sammler-Modells wurde eine spezielle Messapparatur und -methode verwendet, welche in Kap. 4.5 beschrieben ist. Die Überprüfung des Verdampfer-Modells stellte sich aufwändig dar, da der kältemittelseitige Austrittszustand des Verdampfers überwiegend im 2-Phasengebiet liegt, und deshalb nicht direkt gemessen werden kann. Dieser wurde durch Rückbilanzierung über die IWT-Energiebilanz ermittelt. Bei dieser Vorgehensweise treten Ungenauigkeiten durch luftseitige Wärmeeinträge in die Rohrleitungen, den IWT und in den Akkumulator auf. Aus diesem Grund wurde zunächst der Verdampfer derart validiert, dass sich bei vorgegebenen luft- und kältemittelseitigen Eintrittszuständen sich möglichst exakte luftseitige Verdampferleistungen und kältemittelseitige Druckverluste ergeben.

4.1 Aufbau der Messapparatur

In Abb. 4.1 ist der Messaufbau dargestellt. Das Expansionsorgan und der Verdampfer waren in einer separat temperierbaren Kammer untergebracht. In der zweiten Konditionierungskammer befanden sich der Verdichter, der Sammler, der IWT und der Gaskühler. Die verwendeten Messmittel sind entsprechend ihrem Messprinzip und -genauigkeit in Tab. 4.1 dargestellt. Der Gaskühler wurde in einer Zarge luftseitig homogen durchströmt. Am Ein- und Austritt des Gaskühlers war jeweils eine Matrix mit 16 Thermoelementen angebracht, aus welchen die arithmetisch gemittelten Lufttemperaturen bestimmt wurden. Der Verdampfer befand sich in einem Klimagerät¹. Direkt vor und nach dem Verdampfer (Luftseite) war jeweils eine Matrix mit 12 bzw. 8 Thermoelementen eingebaut zur Ermittlung der mittleren Luftein- und -austrittstemperaturen. Am Eintritt des Klimageräts und direkt vor Gaskühler wurden auf der Luftseite PTC-Heizungen eingebaut, welche zur Aufprägung von luftseitigen Temperaturänderungen dienten. Die Rohrleitungen, der Sammler und der Innere Wärmeübertrager waren nicht isoliert. Es wurde ein extern ansteuerbarer

¹Bauteil mit Kunststoffgehäuse, welches den Verdampfer, Heizkörper und verschiedene Klappen enthält, um die Luftverteilung zu den Mittel-, Seiten-, Defrost- und Fußraumdüsen einzustellen



Abbildung 4.1: Prüfstand der CO₂-Kälteanlage.

Swash-Ring-Kompressor der Fa. SLC (Sanden Luk Compressors) mit internem Ölabscheider eingesetzt. Dieser ermöglicht eine kontinuierliche Hubverstellung (max. Hubvolumen $= 31 \text{ cm}^3$).

Für die transiente Validierung wurde als Expansionsorgan eine Blende mit festem Durchmesser ohne Bypassfunktion eingesetzt. Es wurden folgende Systemgrößen zeitlich verändert:

- Der Luftmassenstrom am Gaskühler und am Verdampfer
- Die Lufteintrittstemperatur am Gaskühlers und ins Klimagerät
- Die Drehzahl und das Ventilsignal für die Hubverstellung des Verdichters

Die transienten Messreihen wurden mit einer Abtastrate von 0,75 Sekunden durchgeführt. Diese Abtastrate war bei dem eingesetzten Datenerfassungssystem nur durch eine Einschränkung in der Anzahl der Messstellen erreichbar. Aus diesem Grund befand sich zwischen jeder Komponente maximal eine Temperatur- und Druckmessstelle.

4.2 Gaskühler

Der in Kap. 3.1.2.3 beschriebene Kreuzstrom-Gaskühler wurde hinsichtlich seines stationären und instationären Verhaltens vermessen. Es wurde die Heißgasleitung (von Kom-

Messgröße	Messprinzip bzwgerät	Messbereich	rel./abs. Messfehler
CO ₂			
Druck	Elektrischer Widerstand Metallfilm-DMS	1 bis 250 bar 1 bis 120 bar	± 0,2 bar ± 0,1 bar
Temperatur	Thermoelement NiCr-Ni	-40°C bis 250 °C	± 0,3 K
Massenstrom	Coriolis-Kraft schwingendes Messrohr	0 bis 600 kg/h	± 2 % v. Messwert
Luft			
Temperatur	Thermoelement NiCr-Ni	-40°C bis 250 °C	± 0,3 K
Volumenstrom-Verdampfer	Differenzdruck, V-Konus	1,8 bis 18 kg/min	± 2 % v. Messwert
Volumenstrom-Gaskühler	Differenzdruck, V-Konus	6 bis 70 kg/min	± 2 % v. Messwert
Sonstige			
Drehzahl	Reflexlichtschranke	-	-
Drehmoment	Drehmomentenmeßnabe	-50 bis +50 Nm	± 0,25 % v. Messbereich

Tabelle 4.1: Übersicht Messgeräte und -genauigkeit der Messapparatur.

pressor zum Gaskühler) und der Gaskühler zu einem Apparat zusammengefasst, über welchen die Bilanzierung bzw. Validierung erfolgt (Bilanzgrenzen: Zustand direkt nach Kompressor bis Zustand direkt nach Gaskühler). Mit dieser Vorgehensweise findet das Verhalten der Heißgasleitung Berücksichtigung im Validierungsprozess. Zur Validierung wurde eine Simulationsumgebung geschaffen, welche die aus dem Experiment vorliegenden CO₂- und luftseitigen Eintrittsgrößen (Massenstrom, Temperatur und Druck) für die Simulation vorgibt, und die austrittseitigen Zustandsgrößen mit den Messergebnissen vergleicht.

4.2.1 Stationäre Validierung - Gaskühler

Die stationäre Validierung des Apparates (Gaskühler und Heißgasleitung) erfolgt für einen breiten Betriebsbereich. Hierfür wurden 14 repräsentative Betriebspunkte herangezogen. Um eine gesicherte Beschreibung des physikalischen Wärmeübertrager-Verhaltens sowohl bei 1-phasigen als auch bei 2-phasigen CO₂-Strömungszuständen zu erhalten, wurden im Experiment über- und unterkritische Systemdrücke abgebildet. Folgende Aufstellung stellt die Bandbreite der Systemzustände dar:

- Kompressoraustrittsdruck/-temperatur: 54 133 bar / 43 152 $^{\circ}\mathrm{C}$
- Kältemittelmassenstrom: 50 kg/h 210 kg/h
- $\bullet\,$ Lufteintritt stemperatur: 10 - 45 $^{\circ}\mathrm{C}$
- Luftmassenstrom: 13,4 66 kg/h

Tabelle 4.2 gibt einen Überblick hinsichtlich der Modell-Wiedergabegenauigkeit der einzelnen Betriebszustände. Die Spalte Zustand GA beschreibt den Gaskühleraustrittszustand

	Messung - Ei	ingangsgößei	n für Simulati	on		
Nr.	T _{Luft,G,in}	G _{Luft,G,in}	P _{CO2,C,out}	T _{CO2,C,out}	G _{CO2}	Zust. GA
[-]	[℃]	[kg/min]	[bar]	[°]	[kg/h]	[-]
1	44,4	13,4	96,5	125,4	67,0	1)
2	44,3	66,0	92,6	114,9	66,7	1)
3	44,5	13,4	131,0	128,9	98,0	1)
4	34,5	33,4	108,7	132,5	107,8	1)
5	24,6	33,4	115,3	127,7	114,4	1)
6	35,3	33,4	83,9	105,5	65,4	1)
7	43,8	43,5	133,1	149,2	210,2	1)
8	43,7	43,5	123,6	124,9	184,5	1)
9	29,3	43,5	119,7	151,9	139,3	1)
10	29,4	43,5	75,9	56,0	52,6	1)
11	29,3	43,5	80,7	77,8	72,8	1)
12	9,8	43,5	61,9	45,8	60,6	2)
13	9,6	43,5	53,9	42,5	50,1	2)
14	10,0	43,5	65,3	43,7	62,7	2)

	T _{cox}	2,G,out	T _{Luf}	t,G,out	p _{co}	2,G,out		Q _{CO2,C-G}		ΔQ _{CO2,C-G}
Nr.	[1	C]	[າ)	[ba	ar]		[W]		[%]
[-]	Messung	Simulation	Messung	Simulation	Messung	Simulation	Messung	Simulation	theoretisch	Messung-
	meeeung	omalation	meeeung	omalation	meeeding	onnalation	meeoding	onnalation	maximal	Simulation
1	49,9	49,4	54,1	55,5	96,0	96,2	2717	2774	3435	-2,1
2	45,1	45,0	46,0	46,5	91,9	92,3	2735	2770	2888	-1,3
3	55,9	56,6	63,1	63,2	130,4	130,5	4806	4723	5987	1,7
4	39,9	40,2	45,4	46,0	107,9	108,1	7217	7200	7818	0,2
5	30,0	29,6	37,5	38,5	115,1	114,7	8484	8527	8949	-0,5
6	38,3	37,7	39,8	39,9	83,5	83,6	2774	2967	3692	-6,9
7	52,4	52,7	59,2	59,4	130,2	131,1	12764	12766	14614	0,0
8	50,3	50,6	55,2	55,5	121,3	122,1	9670	9635	11047	0,4
9	35,1	35,1	42,1	43,0	119,0	118,8	10985	10983	11625	0,0
10	31,9	32,1	31,7	31,5	75,6	75,7	2049	1847	2464	9,9
11	32,8	33,6	33,7	33,5	80,3	80,3	3748	3571	4176	4,7
12	12,1	10,4	14,6	14,9	62,0	61,7	3885	3952	3981	-1,7
13	15,5	15,2	13,7	13,2	53,6	53,7	3124	3139	3369	-0,5
14	11.5	10.5	14.5	15.3	65.5	65.1	3896	3936	3955	-1.0

1) überkritisch

2) unterkritisch unterkühlt

Tabelle 4.2: Gaskühler: Vergleich zwischen gemessenen und berechneten Zustandsgrößen.

und vermittelt einen Eindruck für die Zustandsänderung im p/h-Diagramm. Die Gaskühleraustrittstemperatur wird mit einer maximalen Abweichung von -1,7 °C bis +0,8 °C wiedergegeben und liegt sehr nahe an der Messunsicherheit. Die Messgenauigkeit der verwendeten Temperaturmessstellen hängt neben der eigentlichen Genauigkeit des Thermoelements (siehe Tab. 4.1) auch von der Einbausituation des Fühlers ab und wird mit ± 1 K angegeben. Die Abweichungen des kältemittelseitigen Wärmestroms betragen zwischen -192 W und +203 W bzw. -7 % und +10 %. Die tatsächlich Wärmeströme liegen zwischen 2 % und 25 % niedriger als die theoretisch maximal übertragbaren Leistungen. Bei der Wiedergabe des Gaskühleraustrittsdruck treten Abweichungen von -1 bar bis +0,5 bar auf. Das Gaskühler-Modell gibt die Messungen im Rahmen der Messgenauigkeit gut wieder.

4.2.2 Instationäre Validierung - Gaskühler

Für die korrekte Wiedergabe des transienten Kreislaufverhaltens ist es wichtig, möglichst alle einzelnen Kreislaufkomponenten hinsichtlich ihres instationären Verhaltens korrekt zu beschreiben. Aus diesem Grunde wurde für den Gaskühler inklusive Heißgasleitung eine isolierte transiente Validierung durchgeführt. Dabei wurden als Störgrößen Luftmassenstrom-, Lufttemperatur- und Kältemittelmassenstromvariationen aufgeprägt, welche implizit über die Kreislaufrückwirkung auch zu Variationen des kältemittelseitigen Eintrittszustands führten. Im Folgenden werden exemplarisch die Ergebnisse für eine Lufttemperatur- und



Abbildung 4.2: Luft-Temperatur-Rampe Gaskühler: Vergleich zwischen gemessenen und berechneten Zustandsgrößen.

eine Kältemittelmassenstromvariation diskutiert. Während des Validierungsprozesses hat sich gezeigt, dass eine Erhöhung der Anzahl der finiten Volumina von 8 auf 10 keine nennenswerten Unterschiede in den Simulationsergebnissen zeigte.

Zur Wiedergabe von Lufttemperatur-Störungen, wie sie im Fahrbetrieb beispielsweise bei Ein- und Ausfahrten in Tunnels entstehen, wurden mittels PTC-Heizungen die Lufteintrittstemperaturen des Wärmeübertragers variiert. Im Experiment, siehe Abb. 4.2, wurde hierfür die Gaskühlerlufteintrittstemperatur zunächst von 40 °C auf 30 °C verringert (Tunneleinfahrt im Sommer) und anschließend wieder um 10 K auf 40 °C erhöht (Tunnelausfahrt im Sommer). Es ergaben sich über den Kreislauf die in Abb. 4.3 dargestellten CO_2 -seitigen Rückwirkungen auf die Zustandsgrößen am Gaskühlereintritt. Für die Simulation wurden die CO_2 - und luftseitigen Zustandsgrößen am Eintritt vorgegeben und die entsprechenden Austrittsgrößen berechnet. In Abb. 4.2 sind die berechneten und gemessenen Zustandsgrößen gegenübergestellt. Es ist zu erkennen, dass Simulation und Messung gut übereinstimmen. Die Masse der luftseitigen Rippen wurde vernachlässigt. Da das hier verwendete Wärmeübertrager-Modell zur Darstellung der Wand eine Punktmasse, ohne örtlichen Temperaturgang in der Wand und Rippe vorsieht, ist diese vereinfachende Vorgehensweise gerechtfertigt.

Im städtischen Fahrbetrieb treten häufig Drehzahlvariationen des Kompressors auf, welche zu Veränderungen im Kältemittelmassenstrom führen. Zur Wiedergabe derartiger Zustandsänderungen wurde im Versuch die Kompressordrehzahl von 600 U/min auf 1200 U/min angehoben und wieder abgesenkt. Es ergaben sich die in Abb. 4.4 dargestellten Änderungen der CO₂-seitigen Eintrittskonditionen, die als Eingangsgrößen in der Simulation verwendet wurden. Der Luftmassenstrom und die Lufttemperatur waren konstant.



Abbildung 4.3: Luft-Temperatur-Rampe Gaskühler: Zustandsgrößen im Eintritt.

Dies führt zu den in Abb. 4.5 dargestellten Abweichungen zwischen Messung und Simulation. Es ist zu erkennen, dass die berechnete Gaskühleraustrittstemperatur des Kältemittels hinsichtlich seines instationären Verhaltens zu geringfügig stärkeren Unter- bzw. Überschwingern neigt. Die CO₂-Austrittstemperatur zeigte für alle durchgeführten instationären Validierungen eine Abweichung zwischen Simulation und Messung von maximal ± 3 K. Die transiente Charakteristik der luftseitigen Austrittstemperatur wird gut wiedergegeben. Die etwas zu hoch berechnete Luftaustrittstemperatur ist auf die stationären Abweichungen zurückzuführen.



Abbildung 4.4: CO₂-Massenstrom-Rampe Gaskühler: Zustandsgrößen im Eintritt.



Abbildung 4.5: CO₂-Massenstrom-Rampe Gaskühler: Vergleich zwischen gemessenen und berechneten Zustandsgrößen.

Messung - E	Eingangsgröf	3en für Simu	lation			T _{Luft,V,out}		Q _{L,V}		$\Delta Q_{L,V}$	PCO2,V,out	
G _{CO2}	h _{CO2,V,in}	PCO2,V,in	Zust. VA	G _{Luft,V,in}	T _{Luft,V,in}	ľ	°C]	Ŋ	v]	[%]	[b	ar]
[kg/h]	[kJ/kg]	[bar]	[-]	[kg/min]	[°C]	Messung	Simulation	Messung	Simulation	MessSim.	Messung	Simulation
69,4	-254,9	37,0	2)	4,5	30,1	4,1	4,0	1960	1963	-0,2	36,9	36,8
61,0	-247,8	33,6	2)	4,5	19,9	0,3	0,1	1478	1488	-0,7	33,5	33,5
70,6	-236,5	39,6	2)	4,5	29,3	6,6	6,4	1709	1723	-0,9	39,5	39,4
79,6	-243,1	43,2	2)	4,5	39,8	10,2	10,2	2228	2233	-0,3	43,2	43,0
98,0	-227,8	54,5	2)	6,5	43,8	19,8	19,8	2611	2610	0,0	54,4	54,2
66,7	-216,4	40,3	2)	2,0	41,3	6,6	6,4	1160	1172	-1,0	40,3	40,1
59,4	-228,4	34,8	2)	2,0	32,6	1,2	0,8	1076	1093	-1,6	34,8	34,7
82,9	-239,5	45,5	2)	6,5	34,3	12,7	12,5	2347	2370	-1,0	45,4	45,3
114,4	-288,7	36,4	2)	8,0	43,2	5,8	5,2	5002	5094	-1,8	35,8	35,9
107,8	-279,5	35,5	2)	6,0	42,6	3,4	3,4	3941	3947	-0,2	35,0	35,1
107,9	-287,0	33,8	2)	6,0	42,5	1,7	1,6	4098	4117	-0,5	33,2	33,3
58,5	-176,5	68,1	1)	7,5	49,1	37,1	36,1	1507	1638	-8,7	68,6	68,0
82,6	-185,6	64,6	1)	7,5	48,9	30,6	30,5	2297	2312	-0,7	65,0	64,4
108,8	-196,2	59,8	1)	7,5	48,7	24,8	25,0	3007	2982	0,8	59,9	59,4
116,3	-204,7	56,7	1)	7,5	48,5	21,9	22,2	3349	3312	1,1	56,7	56,3
157,6	-246,0	41,5	2)	7,5	47,7	9,4	9,3	4810	4837	-0,6	40,8	40,7
184,8	-252,6	35,5	2)	7,5	47,6	3,5	3,1	5544	5596	-0,9	33,8	34,1
94,7	-272,9	36,0	2)	10,0	30,0	4,6	4,8	4255	4219	0,8	35,8	35,6
110.9	-290.4	30.5	2)	10.0	29.8	-0.9	-1.3	5142	5203	-1.2	29.8	29.9

1-phasig überhitzt
 Naßdampfgebiet; 2-phasig

Tabelle 4.3: Verdampfer: Vergleich zwischen gemessenen und berechneten Zustandsgrößen.

4.3 Verdampfer - stationäre Validierung

Die Überprüfung des Verdampfer-Modells stellte sich schwierig dar, da der kältemittelseitige Austrittszustands des Verdampfers überwiegend im 2-Phasengebiet liegt und deshalb nicht direkt gemessen werden kann. Für diesen Fall wird der CO₂-seitige Austrittszustand aus der Energiebilanz des IWT ermittelt. Bei dieser Vorgehensweise treten Ungenauigkeiten durch luftseitige Wärmeeinträge in die Rohrleitungen, den IWT und den Akkumulator auf. Aus diesem Grund wurde bei der Validierung derart vorgegangen, dass die kältemittelseitigen Wärmeübergänge angepasst wurden, so dass die berechnete und die luftseitig experimentell ermittelte Leistung gut übereinstimmen. Für den Validierungsprozess wurde eine separate Simulationskonfiguration erstellt und angewandt. Hierbei wurde besonderen Wert auf die Anwendung eines breiten Betriebspunktespektrums gelegt. Dazu wurden 19 repräsentative Punkte ausgewählt. Die nachstehende Aufstellung gibt die Bandbreite der Systemzustände wieder:

- Verdampfereintrittsdruck/-enthalpie²: 30,5 bis 68,1 bar / -176 bis -290 kJ/kg
- Kältemittelmassenstrom: 59 bis 185 kg/h
- Lufteintrittstemperatur: 20 49 °C
- Luftmassenstrom: 2 10 kg/min

In der Tabelle 4.3 sind alle Betriebspunkte zusammengefasst. Im Rahmen der Validierung wurde der Verdampfer derart betrieben, dass in einigen Betriebspunkten das Kältemittel am Verdampferaustritt (siehe Spalte Zust. VA) 1-phasig überhitzt vorlag. Die Luftaustrittstemperatur aus dem Verdampfer wird mit einer maximalen Abweichung von -0,3 °C bis +1 °C wiedergegeben. Die absoluten Abweichungen der übertragenen Wärmeströme betragen -132 W bis zu +38 W. Dies entspricht einer relativen Wiedergabegenauigkeit von -8,7 % bis zu +1,1%. Die Abweichungen des Verdampferaustrittsdruckes betrugen -0,3 bar

 $^{^2 \}rm Enthalpiefestlegung der gesättigten Flüssigkeit bei 0 °C: h_0 = -306,78\,kJ/kg$

Mess	ung - Eingan	gsgrößen für	Simulation									
Nr.	G _{CO2}	T _{CO2,IWT,HD,in}	PCO2,IWT,HD,in	T _{CO2,IWT,ND,out}	P _{CO2,IWT,ND,out}							
[-]	[kg/h]	[°C]	[bar]	[°]	[bar]							
1	210,2	52,4	130,2	29,5	38,0							
2	184,5	50,3	121,3	32,2	45,5							
3	139,3	35,1	119,0	12,9	27,4							
4	72,8	32,8	80,3	22,1	41,8							
5	117,9	33,4	123,8	9,1	26,8							
6	121,5	33,1	136,1	11,8	32,8							
7	70,7	32,3	81,9	21,9	47,7							
8	74,2	45,2	116,0	40,4	63,7							
9	93,7	45,9	135,1	38,7	57,8							
10	81,4	33,4	79,8	25,0	37,8							
11	110.9	33.6	105.6	19.9	27.4							

	T _{CO2,IV}	VT,HD,out	P _{CO2,IV}	VT,HD,out	P _{CO2,}	P _{CO2,IWT,ND,in}		Q _{CO2,IWT}		∆Q _{CO2,IWT}
Nr.	[٩	C]	[bi	ar]	[b	ar]		[W]		[%]
[-]	Messung	Simulation	Messung	Simulation	Messung	Simulation	Messung	Simulation	theoretisch maximal	Messung- Simulation
1	28,2	26,2	128,5	128,9	43,2	42,8	4469	4823	7158	-7,9
2	31,4	29,8	120,0	120,3	48,7	48,6	3407	3686	5754	-8,2
3	7,0	7,6	118,7	118,5	30,9	30,8	2733	2752	3660	-0,7
4	17,0	18,4	80,5	80,2	42,5	42,4	1293	1254	1815	3,0
5	3,3	4,9	124,0	123,4	29,4	29,5	2366	2340	3006	1,1
6	8,1	9,5	136,1	135,7	34,9	35,0	1977	1946	2534	1,6
7	18,9	20,4	82,0	81,7	48,0	48,2	1014	962	1367	5,1
8	38,0	39,1	116,2	115,8	64,1	64,1	575	511	1381	11,2
9	35,0	36,6	135,3	134,8	58,6	58,5	849	754	1761	11,2
10	17,4	19,2	79,9	79,6	38,7	38,7	1626	1544	2451	5,1
11	9,5	11,3	105,5	105,3	29,7	29,6	2003	1937	3020	3,3

Tabelle 4.4: IWT: Vergleich zwischen gemessenen und berechneten Zustandsgrößen.

bis +0,6bar. Die Wiedergabegenauigkeit ist in Anbetracht der Messunsicherheit als gut zu bewerten.

4.4 Innerer Wärmeübertrager - stationäre Validierung

Zur Bewertung des in Kap. 3.1 beschriebenen Inneren Wärmeübertrager Modells wurde eine stationäre Validierung durchgeführt. Da der niederdruckseitige Eintrittszustand häufig im 2-Phasengebiet liegt, kann dieser in diesem Fall nicht explizit über eine Temperaturund Druckmessung bestimmt werden, und wird deshalb im Weiteren nicht angegeben. Für die Validierung des Inneren Wärmeübertragers wurde eine separate Simulationsumgebung geschaffen. Diese ermöglicht auf der Hochdruckseite die experimentelle Vorgabe des Eintrittszustands und auf der Niederdruckseite die des Austrittszustands für die Simulation. Ziel des Validierungsprozesses war die Abdeckung eines möglichst breiten Betriebsspektrums. Zusammengefasst ergibt sich folgende Bandbreite für die 11 repräsentativen Betriebspunkte:

- \bullet Eintrittsdruck/-temperatur der Hochdruckseite: 80 bis 130 bar / 32 bis 52 °C
- Kältemittelmassenstrom: 71 bis 210 kg/h
- Austrittsdruck/-temperatur der Niederdruckseite: 27 bis 64 bar / 9 bis 40 $^{\circ}$ C
- Wärmestrom: 575 bis 4470 W

In Tab. 4.4 sind die experimentell ermittelten den berechneten Zustandsgrößen gegenübergestellt. Es ergaben sich am Austritt der Hochdruckseite Abweichungen zwischen Simulation und Experiment von +0,4 bar bis -0,6 bar bzw. -2 °C bis +1,8 °C. Für den übertragenen Wärmestrom liesen sich Abweichungen zwischen Simulation und Experiment von +95 W bis -355 W bzw. +11 % bis -8 % ermitteln. Die tatsächlichen Wärmeströme sind deutlich niedriger als die theoretisch maximal übertragbaren Leistungen. Die Wärmeeinträge aus der Umgebung wurden in der Bilanzierung vernachlässigt. Die Betrachtung des Eintrittsdruckes auf der Niederdruckseite führt zu einer guten Übereinstimmung im Rahmen von +0,4 bar bis -0,2 bar.

4.5 Sammler

Zur Beschreibung des füllstandsabhängigen stationären Sammlerverhaltens wurden Messungen mit einer speziellen Messapparatur durchgeführt. In diesem Abschnitt werden die Messergebnisse und -apparatur vorgestellt. Das physikalische Verhalten des Sammlers wird anhand von Vergleichen zwischen Mess- und Simulationsdaten diskutiert. Des Weiteren werden die Mess- und Simulationsergebnisse von zwei baulich unterschiedlichen Sammlern vorgestellt.

4.5.1 Stationäre Messungen

Ziel der Sammler-Messungen war die Validierung des in Kap. 3.3 beschriebenen Modells. Aus diesem Grund wurden Messungen durchgeführt, die den Zusammenhang zwischen Sammler-Füllmenge und Eintrittsdampfgehalt bei unterschiedlichen Drucklagen und Kältemittelmassenströmen darstellen. Hierfür wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Messaufbau zur Füllstandsbestimmung in einem Niederdruck-Sammler einer PKW-Klima-Anlage mit Kohlendioxid als Kältemittel entwickelt. Der Füllstand wird indirekt durch Wägung des Sammlers bestimmt. Der Akkumulator ist so in den Kreislauf eingebaut, dass die Kältemittelleitungen die Messung nicht stören. Die Kältemittelmasse kann im aufrecht angeordneten Sammler während des Betriebs bestimmt werden. Im folgenden Abschnitt wird zunächst der Aufbau der Messapparatur und die Kreislaufverschaltung des verwendeten Klimakomponentenprüfstandes erläutert. Anschließend werden die verwendeten Messgeräte beschrieben, die Messungenauigkeit abgeschätzt und die Vorgehensweise bei der Durchführung der Messreihen und deren Ergebnisse dargestellt.

4.5.1.1 Aufbau der Messapparatur

Zur Untersuchung des Kältemittelsammlers wurde ein Klimakomponentenprüfstand verwendet, der nach Abb. 4.6 aus einer Verdichterantriebseinheit, einem Kältemittelkreislauf und einem Kühlkreislauf besteht. Es wurde ein Kältemittelkreislauf aufgebaut, der im Wesentlichen aus einem Verdichter mit Ölabscheider, einem wassergekühlten Gaskühler, einem manuell geregelten Expansionsventil und einer elektrisch beheizten Verdampfereinheit besteht (siehe Försterling [16]). Als Verdichter wurde ein ungeregelter Schwenkringverdichter verwendet, der mit einem PAG³-Öl (ND8) geschmiert ist (siehe Obrist [40]). Der Kältemittelsammler wurde auf der Niederdruckseite hinter dem Expansionsventil eingebaut. Da der Verdichter hinsichtlich des Hubvolumens nicht regelbar ist, wurde zur Realisierung kleiner

 $^{^{3}}$ Polyalkylenglykol



Abbildung 4.6: Verschaltung des Klimakomponentenprüfstandes mit Kältemittelsammler.

Kältemittelmassentröme ein Bypass mit einem zusätzlichem Expansionsventil eingebaut. Die Regelung des Hochdruckes erfolgt indirekt über die Veränderung der Anlagenfüllmenge, die manuell mittels einer Zwischendruckflasche variiert werden kann.

Der Sammler ist nach Abb. 4.7 über zwei Drähte, die an den Anschlussstutzen befestigt sind, aufrecht hängend unter einer Waage angebracht. Zwei flexible Kältemittelschläuche verbinden den Sammler mit dem Prüfstandskreislauf. Die eingesetzte Waage besitzt eine Hubkompensation für den Waagenteller. Die Waage federt somit nicht mit steigendem Gewicht ein, sondern hält das Niveau des Waagentellers konstant. Hierdurch kann eine Kraftaufnahme durch die Federsteifigkeit der Sammler-Schläuche und ein damit einhergehender Messfehler vermieden werden. Neben der Bestimmung der Gewichtskraft wird vor dem Sammler eine Druck- und Temperaturmessung und hinter dem Sammler eine Temperaturmessung vorgenommen. Außerdem wird mittels eines Differenzdrucksensors der Druckabfall zwischen Sammlerein- bzw. austritt bestimmt.

Wichtig für die Bestimmung des Dampfgehaltes am Sammlerein- bzw. austritt ist die genaue Ermittlung der Enthalpie vor dem Expansionsventil, die ausgehend von einer Druckund Temperaturmessung bestimmt wird. Um einen Wärmeaustausch mit der Umgebung zu unterbinden, sind sowohl der Sammler, die Kältemittelschläuche, als auch die Rohrleitungen von den Messstellen vor dem Expansionsventil bis zu den Messstellen am Kältemittelsammleraustritt mit Isolationsmaterial versehen, so dass diese Komponenten als adiabat behandelt werden können (siehe Abb. 4.6).

4.5.1.2 Messgenauigkeit und -durchführung

Tab. B.1 (siehe Anhang B) gibt eine Übersicht über die verwendeten Messprinzipien und Messgeräte, sowie den Messbereich und den zu erwartenden Messfehler. Die Bestimmung des Kältemittelmassenstromes erfolgt zum einen direkt mittels eines Massenstrommessgerätes (Coriolis-Messprinzip). Außerdem kann bei großen Massenströmen der Massen-



Abbildung 4.7: Kältemittelsammler mit Messstellen.

p_s	М	x	m_{vorher}	m_{nacher}
[bar]	[g/s]	[-]	[g]	[g]
50	40	1,15	0	2
40	55	1,12	0	0,3
40	40	1,07	0	0,6
40	6	1,07	0	3,4
40	6	1,10	0	8,4
30	72	1,12	0	-4
30	40	1,10	0	8,8

Tabelle 4.5: Messpunkte für die Kalibrierung am Anfang bzw. am Ende versch. Messreihen.

strom zusätzlich über die Gaskühlerbilanz hinreichend genau ermittelt werden. Bei 72 g/s ergibt sich hierbei eine relative Messungenauigkeit von $\pm 3,5\%$. Mehrere Messreihen ergaben, dass die CO₂-Füllmasse des Sammlers innerhalb einer Messreihe mit Hilfe dieser Messapparatur mit einer Wiedergabegenauigkeit von ± 10 g bestimmt werden kann (siehe Tab. 4.5). Bezogen auf die einzelnen Messpunkte kann der relative Messfehler unter Berücksichtigung der Messgenauigkeit der Kältemittelmasse von ± 10 g nach Tab. 4.6 abgeschätzt werden.

Insgesamt wurde die CO_2 -Masse im Sammler für über 120 verschiedene Betriebspunkte ermittelt. Die Kältemittelmasse im Akkumulator wurde für unterschiedliche Saugdrücke, Massenströme und Dampfgehalte bestimmt. Es wurden Saugdrücke von 30 bar, 40 bar und 50 bar, sowie verschiedene Kältemittelmassenströme 6 g/s, 22 g/s, 40 g/s, 55 g/s und 72 g/s und Dampfgehalte von 0,3, 0,5, 0,6, 0,7, 0,8, 0,9 und 1,1 eingestellt. Ist der Dampfgehalt größer 1 so spricht man vom erweiterten Dampfgehalt. Dieser ist in dieser Arbeit über die Enthalpie definiert.

Innerhalb einer Messreihe wurde der Druck konstant gehalten und der Dampfgehalt oder

x =	1,10	0,93	0,83	0,72	$0,\!62$	0,49	1,10
$m_{Waage} =$	0 g	$5,5\mathrm{g}$	68 g	$262\mathrm{g}$	$273\mathrm{g}$	$302\mathrm{g}$	$12,5\mathrm{g}$
Δm				$\pm 10{ m g}$			
$\Delta m/m$	-	$\pm 180 \%$	$\pm 14,7\%$	$\pm 3,8\%$	$_{\pm 3,7\%}$	$\pm 3,3\%$	-

Tabelle 4.6: Abs. u. rel. Messfehler der CO_2 -Füllmasse, Messreihe 40 bar u. 72 g/s.



Abbildung 4.8: Sammler, Abhängigkeit Dampfgehalt von der Füllmenge.

der Massenstrom variiert. Dazu wurde ein konstanter Hochdruck von 100 bar eingestellt und die Gaskühleraustrittstemperatur entsprechend verändert. Zu Beginn jeder Messreihe wurde zunächst ein Betriebspunkt gewählt, bei dem sich das Kältemittel im Sammler im Gasgebiet befindet. In diesem Betriebspunkt wurde dann die Waage auf null eingestellt. Anschließend erfolgte eine Reduktion der Gaskühleraustrittstemperatur und damit ein Durchlaufen des Zweiphasengebietes im Sammler. Jeder Messpunkt wurde für etwa 30 Minuten stationär gehalten und die Anzeige der Waage mehrmals abgelesen.

Es wurden für unterschiedliche Sammler und Betriebskonditionen jeweils Messreihen mit Massentromvariationen (M variabel; x und p jeweils konstant) und Dampfgehaltsvariationen (x variabel, M und p jeweils konstant) durchgeführt. In Abb. 4.8 sind die verschiedenen Dampfgehalts-Messreihen (Variation x) für den Sammler-Typ A dargestellt.

Anhand der Abb. 4.8 lässt sich erkennen, dass sich im Füllmengenbereich von 100 g bis 300 g sich der Dampfgehalt nur schwach mit der Füllmenge ändert, nämlich von 0,85 bis 0,65. Dies gilt allerdings nicht bei kleinen Kältemittelmassenströmen. Es kann davon ausgegangen werden, dass für kleine Massenströme der größte Anteil des Fluidstroms über die Ölbohrung transportiert werden kann, und es somit nur zu einem geringen Ansteigen des Füllpegels kommt. Steigt bei höheren Massenströmen der Sammlerinhalt über 300 g Kältemittel an, so sinkt der Dampfgehalt deutlich ab. Dies lässt sich damit begründen, dass der theoretische Flüssigkeitsspiegel knapp unterhalb des U-Rohreintritts liegt, und somit sehr viele Flüssigkeitstropfen angesaugt werden. Für diesen Fall verschiebt sich der Kreisprozess im p/h-Diagramm nach links. Als weitere Information ist Abb. 4.8 entnehmbar, dass dieser Sammler-Typ bis zu 300 g Kältemittel aufnehmen kann, ohne dass es zu einem deutlichen Abfall des Dampfgehalts kommt. Der Betriebsparameter Druck hat nur einen geringfügigen Einfluss auf das Sammler-Verhalten. Darauf wird im Weiteren noch eingegangen.

Abb. 4.9 stellt 3 Messreihen mit Massenstromvariation bei konstanten Dampfgehalten am Austritt von x=0.3, x=0.5 und x=0.63 bei einem konstanten Saugdruckniveau von 40 bar dar. Für die weitere Diskussion des physikalischen Verhaltens wird die Messreihe für x=0,63 herangezogen. Es ist zu erkennen, dass sich mit steigendem Massenstrom von 5 g/s bis 20 g/s der Sammler mit Kältemittelmasse füllt. Dieses Füllverhalten wird maßgeblich vom Verhalten der Olbohrung bestimmt. Unter der Annahme, dass eine Strömung ohne Schlupf vorliegt, ergibt sich bei 10 g/s Gesamtmassenstrom ein Flüssigkeitsmassenstrom von 3,7 g/s (x=0,63). Wird vereinfachend davon ausgegangen, dass der Flüssigkeitsmassenstrom nahezu ausschließlich über die Olbohrung strömt, so müssen bei einem Gesamtmassenstrom von 20 g/s immerhin 7,4 g/s in flüssigem Phasenzustand über die Ölbohrung abgeführt werden. Um diesen erhöhten Flüssigkeitsmassenstrom über die Ölbohrung zu transportieren bedarf es einem höheren Differenzdruck an der Olbohrung (siehe Gl. 3.32). Dieser ergibt sich aus dem statischen Überdruck (Füllstandsabhängigkeit) und dem Kontraktionsdruckverlust (Massenstromabhängigkeit). Der lineare Anstieg der Füllmenge über den Massenstrom in Abb. 4.9 für Massenströme kleiner 20 g/s zeigt, dass der Ölbohrungsdifferenzdruck und damit der Ölbohrungsmassenstrom in diesem Bereich hauptsächlich abhängig ist vom statischen Uberdruck bzw. der Kältemittelfüllmenge im Sammler. Das heißt, dass für kleine Massenströme die Olbohrung den nachhaltigen Einfluss auf das Sammlerverhalten darstellt. Abb. 4.10 belegt diesen Effekt und zeigt, dass der durch die Ölbohrung transportierte Flüssigkeitsstrom im Bereich von 2 bis 10 g/s maßgeblich von der im Sammler gespeicherten Kältemittelmasse und damit indirekt vom statischen Druck des Flüssigkeitsspiegels abhängt. Für größere Massenströme gewinnt der Einfluss des Kontraktionsdruckverlusts am U-Rohr-Eintritt an Gewicht.

Steigt der Massentrom weiter an (größer 20 g/s), so füllt sich der Apparat nicht weiter (siehe Abb. 4.9 Plateau Messreihe x=0,63). In diesem Bereich (Sammler ist nahezu voll) wird das physikalische Verhalten vom Füllstand bzw. dem Fluidzustand in der Umgebung des U-Rohr-Eintritts nachhaltig bestimmt. Es ist naheliegend, dass sich in diesem Betriebszustand der theoretische Flüssigkeitspegel etwas unterhalb des U-Rohr-Eintrittes befindet und die Dichte der dort vorliegenden Flüssigkeitströpfchen sehr hoch ist. Treten bei diesen hohen Pegelständen höhere Massenströme (große Verwirbelungen) auf, so strömt ein sehr großer Teil des Flüssigkeitsstroms über die obenliegende Öffnung des U-Rohrs. Für diese Betriebszustände kann sehr viel Masse aus dem Sammler abgeführt werden, so dass kein weiterer Füllstandsanstieg auftritt (Plateaubildung im Füllstand). Liegt im Apparat ein höherer Flüssigkeitsspiegel vor (Vergleich Messreihe x=0,5 gegenüber x=0,63), so erhöht sich die Verteilungsdichte der Flüssigkeitströpfchen am U-Rohreintritt. Dies führt zu einem feuchteren Ein- bzw. Austrittszustand am Sammler (siehe Abb. 4.9 Messreihe x=0,5).

Ist die Füllmenge im Sammler gering, so tritt bei höheren Drücken eine höhere CO₂-Masse auf (siehe Abb. 4.8). Diese Tendenz lässt sich dadurch erklären, dass bei einem geringen Flüssigkeitsanteil die Gasmasse die Gesamtmasse im Akkumulator bestimmt. Nach Tab. 4.7 ergibt sich bei hohen Drücken eine höhere gesättigte Gasdichte ρ_{vap} als bei niedrigen Drücken. Daher nimmt die Kältemittelmasse im Sammler ohne Flüssigkeitsinhalt mit zunehmendem Druck zu. Anders verhält es sich, wenn viel Flüssigkeit im Sammler eingelagert wird, wie es bei Massenströmen größer 20 g/s und bei Dampfanteilen kleiner 0,8 geschieht. In diesem Fall wird die Kältemittelmasse des Akkumulators durch die Dichte



Abbildung 4.9: Sammler, Zusammenhang Kältemittelmasse und Kältemittelmassenstrom.



Abbildung 4.10: Sammler, Zusammenhang Füllmasse u. flüssiger Kältemittelmassenstrom.

р	T _{sat}	$ ho_{ m liq}$	$ ho_{ m vap}$
[bar]	[°C]	$[kg/m^3]$	$[kg/m^3]$
30	-5.6	962	82
40	5.3	893	115
50	14.3	826	156

Tabelle 4.7: Gesättigte CO₂-Flüssigkeits- und Gasdichten für unterschiedliche Drücke.

der gesättigten Flüssigkeit bestimmt. Nach Tab. 4.7 nimmt aber die Flüssigkeitsdichte mit zunehmendem Druck ab. Daher kann bei niedrigen Drücken tendenziell eine höhere Sammlermasse als bei hohen Drücken gemessen werden.

Neben den bisher vorgestellten Experimenten zum Sammler-Typ A wurde zusätzlich das Verhalten eines nahezu baugleichen zweiten Sammlers untersucht. Dieser Sammler-Typ B ist identisch zum ersten Sammler, besitzt jedoch eine Ölbohrung mit kleinerem Durchmesser. Es wurden für beide Varianten jeweils eine Dampfgehalts-Messreihe (Variation x, p und M sind konstant) und eine Massenstrom-Messreihe (Variation M, x und p sind konstant) durchgeführt. Für dieses Screening wurde aus der Praxis ein Saugdruck von 40 bar und ein Massenstrom von 40 g/s ausgewählt. In Abb. 4.11 lässt sich sehr gut erkennen, dass der Sammler mit der kleineren Ölbohrung sich schon bei einem Dampfgehalt von 0,86 füllt, während der Sammler mit der größeren Ölbohrung sich erst bei einem Dampfgehalt von 0,76 mit Kältemittel füllt. Durch den höheren Strömungswiderstand der kleinen Ölbohrung fließt bei einer mittleren Füllmenge von z.B. 150 g weniger flüssiges Kältmittel durch die Bohrung, und der Austritts- bzw. Eintrittsdampfgehalt erhöht sich verglichen mit dem Sammler der mit der größen Ölbohrung ausgestattet ist. Da die Ölbohrung keinen Einfluss auf die maximale und minimale einlagerbare Kältemittelmenge hat, werden für beide Typen die gleichen Endlagen erreicht.

Abb. 4.12 stellt den Einfluss der Massenstromvariation bei einem Dampfgehalt von 0,63 und 40 bar Saugdruck dar. Bei einem Gesamtmassenstrom von 10 g/s wird der Flüssigkeitsmassenstrom von 3,7 g/s überwiegend über die Ölbohrung abgeführt. Ist die Ölbohrung kleiner, stellt sich ein größerer Strömungswiderstand ein und es wird ein höherer über der Bohrung herrschender Differenzdruck benötigt, um den gleichen Massenstrom umsetzen zu könnnen. Dieser größere Differenzdruck wird über einen höheren statischen Druck und damit höheren Füllstand erzeugt. Der steilere Anstieg der Füllkurve bei kleinen Massenströmen des Sammler-Typs B ist deshalb plausibel. Vergleicht man den Ölbohrungseinflussbereich des Sammler-Typs A mit dem des Typs B, so ist erster größer und erstreckt sich zu höheren Massenströmen.

4.5.2 Stationäre Validierung/Modellanpassungen

Anhand den im vorherigem Kapitel präsentierten Messungen (Kap. 4.5.1) wurde das in Kap. 3.3.1 vorgestellte Sammler-Modell angepasst. Zur Beschreibung der höhenabhängigen Stoffdichte des Kohlendioxid im Akkumulator dienten die Anpassparameter a_1 , a_2 und a_3 (siehe Gl. 3.27). Die Beschreibung der Massenstromaufteilung zwischen U-Rohr-Eintritt und Ölbohrung erfolgte mittels Anpassung der dafür maßgeblichen Druckverlustkorrelationen anhand der Parameter $\zeta_{\text{Rohr,e}}$, $\zeta_{\text{B,e}}$. Für die Beschreibung dieser komplexen Strömungsformen (2-Phasenströmung mit Kältemittelöl, Prallströmung an der Ölbohrung) wäre ein



Abbildung 4.11: Sammler, Einfluss Ölbohrungsdurchmesser auf Dampfgehalt u. Füllmenge.



Abbildung 4.12: Sammler, Einfluss Ölbohrungsdurchmesser auf Massenstrom und Füllmenge.



Abbildung 4.13: Sammler-Simulation, Aufteilung Druckverluste bei p=40 bar.

detailliertes Modell erforderlich, welches selbst aufgrund fehlender Grundlagenuntersuchungen hohe Ungenauigkeiten aufweisen würde. Aus diesem Grund wurde dieser phänomenologische Ansatz gewählt. Dabei werden alle wesentlichen Einflussgrößen (Formfaktoren, Mischungsverluste, Massenstromabhängigkeiten, usw.) in den konstanten anzupassenden Druckverlustbeiwerten abgebildet.

Die Aufteilung der modellhaft berechneten Druckverluste kann exemplarisch für ein Saugdruckniveau von 40 bar aus Abb. 4.13 entnommen werden. Es ist zu erkennen, dass sich mit steigendem Massenstrom der Sammler füllt und damit einhergehend der statische Druck, der über der Ölbohrung lastet, ansteigt. Bei kleinen Massenströmen (bis 20 g/s) nehmen die Druckverluste am Bohrungseintritt und U-Rohreintritt und der statische Differenzdruck ähnliche Größenordnungen an. Aufgrund der höheren Strömungsgeschwindigkeiten steigen die Verluste am U-Rohr-Eintritt und der Ölbohrung bei höheren Massenströmen an, während der statische Differenzdruck davon unabhängig ist. Abb. 4.14 stellt den gemessenen Gesamt-Druckverlust (siehe Gl. 3.34) des Sammlers dem aus dem Modell berechneten Gesamt-Druckverlust gegenüber. Die örtlichen Einzeldruckverluste der Anschlussrohre (Ein- und Austritt) und der Expansion in den Behälter wurden experimentell nicht erfasst. Aus diesem Grund sind vereinfachend sämtliche Einzeldruckverluste (Anschlussrohre und Expansion) über den Druckverlustbeiwert $\zeta_{S,e}$ dem Eintrittsdruckverlust (siehe Gl. 3.33) zugeschlagen. Zwischen dem derart bestimmten modellhaften Druckverlust und der Messung besteht eine gute Übereinstimmung.

In Abb. 4.15 ist erkennbar, dass mit steigender gespeicherter Kältemittelmasse der Austrittsdampfgehalt am Sammler abnimmt. Dies entspricht auch dem erwarteten physikali-



Abbildung 4.14: Sammler, Vergleich gemessener u. berechneter Gesamtdruckverlust bei p=40 bar.

schen Verhalten. Während bis zu 290 g Kältemittelmasse die Ölbohrung den Haupteinfluss auf den Dampfgehalt ausübt, wird dieses Verhalten ab 290 g CO_2 -Masse maßgeblich von der Situation am U-Rohreintritt geprägt (siehe auch Abb. 4.9).

Unter Variation des Dampfgehaltes (bei konstantem Saugdruck von z.B. 30 bar und konstantem Massenstrom M = 72 g/s füllt sich der Sammler von 75 g bis 330 g unter gleichzeitiger Abnahme des Dampfgehalts. Bei näherer Betrachtung der beiden Messpunkte mit den Dampfgehalten x=0.92 (Füllmenge=74g) und x=0.82 (Füllmenge=72g), liefert die Messung trotz unwesentlicher Füllmengenveränderung deutlich unterschiedliche Dampfgehalte. Dagegen sind die modellhaft bestimmten Dampfgehalte aufgrund der vergleichbaren Kältemittelfüllmenge nahezu identisch. Das gleiche Verhalten ist in Abb. 4.16 bei einem Massentrom von M = 40 g/s und einer Füllmenge von 305 g zu erkennen. Auch hier werden bei nahezu identischer Füllmenge Dampfgehalte von x=0.67 (303 g) und x=0.53(306 g) gemessen, während die modellhaft berechneten Dampfgehalte füllmengenbedingt nahezu identisch sind. Diese Diskrepanz lässt sich nicht alleine auf die Messungenauigkeit der Kältemittelfüllmenge, welche bei ± 10 g liegt zurückführen. Naheliegend ist, dass diese Unterschiede mit der geringen Abhängigkeit zwischen der Füllmenge und dem Dampfgehalt, wie sie bei nahezu leerem Sammler (m_{CO2} < 100 g) und nahezu vollem Sammler $(m_{CO2} > 270 \text{ g})$ auftreten, zusammenhängen. In diesen Bereichen treten sehr große Gradienten in der Abhängigkeit des Dampfgehalts von der Füllmenge auf, so dass sich geringe Messungenauigkeiten in der Füllmenge stark in der Darstellung auswirken.

In Abb. B.1 ist für nahezu alle Messpunkte der gemessene Austrittsdampfgehalt dem



Abbildung 4.15: Sammler, Vergleich Dampfgehalte bei p=30 bar.



Abbildung 4.16: Sammler, Vergleich Dampfgehalte bei p=50 bar.

modellhaft berechneten Dampfgehalt gegenübergestellt. Mit Massenstromvariationen von 6 g/s bis 72 g/s, Druckvariationen von 30 bis 50 bar und Dampfgehaltsvariationen von 0,5 bis 1,0 wurde ein breites Betriebspunktespektrum abgedeckt. Es lässt sich in diesem Überblick erkennen, dass in Anbetracht der Messungenauigkeit alle für die Kälteanlage relevanten Betriebspunkte vom Modell gut wiedergegeben werden und keine systematischen Abweichungen für bestimmte Zustandsbereiche vorliegen. Für Dampfgehalte größer 0,4, werden 90% aller Messpunkte innerhalb einer Genauigkeit von +/- 0,12 im Dampfgehalt wiedergegeben. Für die Erstellung eines detaillierteren Modells sind Messungen erforderlich, welche die wichtigsten internen Größen und deren physikalische Abhängigkeiten erfassen. Die wesentlichen Effekte und deren experimentelle Bestimmung werden nachfolgend diskutiert.

- Ölbohrungsdruckverlust: Die Messungen dieses Druckverlustes abhängig von Dampfgehalt und Massenstromaufteilung (Massenstrom im U-Rohr vor der Bohrung und nach der Bohrung) ist wichtig. Dessen experimentelle Ermittlung wird als schwierig eingeschätzt, da im Spalt zwischen U-Rohr-Scheitel und Sammlerboden für den Einbau einer Differenzdrucksonde nur wenige Millimeter Platz sind . Eine Veränderung der Strömungscharakteristika durch die messtechnische Ausrüstung und eine damit einhergehende Verfälschung der Messergebnisse ist als sehr wahrscheinlich einzuschätzen. Die experimentelle Erfassung des Dampfgehalts und des örtlichen Massenstroms im U-Rohr (vor und nach der Bohrung) wird als kritisch eingeschätzt.
- Fluiddichteverteilung: Die messtechnische Erfassung der höhenabhängigen Verteilung der Flüssigkeitstropfen für unterschiedliche Füllstände und Massenströme ist für eine exaktere Verifizierung des hier vorliegenden Dichtemodells erforderlich. Hier wäre die Anwendung eines optischen Messverfahrens denkbar, welches eine quantitative Auswertung bietet.
- Druckverlust U-Rohr-Eintritt: Dessen messtechnische Erfassung ist wichtig und prinzipiell auch darstellbar. Der Druckverlust sollte in Abhängigkeit von Massenstrom und Dampfgehalt erfasst werden. Hier wiederum wird die experimentelle Erfassung des lokalen Dampfgehalts und Massenstroms als kritisch eingeschätzt.
- Füllmenge: Eine detailliertere Erfassung der im Sammler befindlichen CO_2 -Masse wird als notwendig eingeschätzt. Vor allem wenn der Sammler ausschließlich mit gasförmigem Kältemittel (Füllmasse ca. 60 g) befüllt ist, wirkt sich die Messgenauigkeit verstärkt aus. Ein Messverfahren, welches reproduzierbar die Füllmenge mit ± 4 g darstellt, kann als ausreichend eingestuft werden.

In den bisherigen Darstellungen dieses Abschnitts (Kap. 4.5.2) wurde ausschließlich auf das Verhalten des Sammler-Typ A eingegangen. Der zum Typ A baugleiche Sammler-Typ B ist lediglich mit einer kleineren Ölbohrung ausgestattet. Anhand der beiden für den Typ B durchgeführten Messreihen (Dampfgehalt- und Massenstromvariation, siehe Kap. 4.5.1.2) wurde für diesen ein Modell erstellt. Für die Anpassung des Modells Typ B sind sämtliche Koeffizienten vom Modell Typ A übernommen worden. Es wurde bei dem Akkumulatormodell mit der kleineren Ölbohrung lediglich der Ölbohrungsdurchmesser und der dazugehörige Druckverlustbeiwert $\zeta_{B,e}$ (siehe Gl. 3.30) angepasst. In Abb. 4.17 ist zu erkennen, dass die beiden Modelle das Dampfgehalts-Plateau, bei welchen sich die Akkumulatoren füllen, gut wiedergeben. Ebenfalls gut wiedergegeben wird von den beiden



Abbildung 4.17: Vergleich unterschiedlicher Sammler, Modell und Messung.

Modellen das vom Massenstrom abhängige Füllverhalten, wie es Abb. 4.18 dargestellt ist.

Es hat sich in der Praxis wiederholt gezeigt, dass die gemessene CO_2 -Masse im Sammler von Messreihe zu Messreihe um bis zu 80 g abweichen kann (siehe Abb. 4.18, Messpunkte bei $\dot{M} = 40$ g/s). D.h. es wurden reproduzierbar zwei unterschiedliche Kältemittelfüllmengen bei gleichem Dampfgehalt, Massenstrom und Saugdruck gemessen (Messung von 2 stationären Zuständen). Dieser Effekt kann nicht auf die vorhandene Messungenauigkeit zurückgeführt werden. Ferner ist denkbar, dass es in verschiedenen Betriebspunkten für einen Saugdruck, Austrittsdampfgehalt und Massenstrom sich theoretisch zwei Füllstände einstellen können. Dies soll anhand des folgenden Beispiels diskutiert werden:

Es wird angenommen, dass der Eintrittsdruckverlust in das U-Rohr vom örtlich vorliegenden Dampfgehalt abhängig ist [39], und sich beispielsweise bei einem Dampfgehalt von 0,85 ein Maximum ergibt. (Die hier vorgestellten Modellergebnisse gehen davon aus, dass der Eintrittdruckverlust des U-Rohrs unabhängig vom Dampfgehalt ist). Müller-Steinhangen [39] zeigt anschaulich, dass sich für zwei unterschiedliche Dampfgehalte (z.B. x=0,95 und x=0,7) die gleichen Druckverluste in einer 2-Phasenströmung einstellen können. Damit können sich für zwei unterschiedliche Dampfgehalte am U-Rohreintritt ein und derselbe Kontraktionsdruckverlust ergeben. Da das Dichte- und damit das örtliche Dampfgehaltsverhalten von der Füllhöhe abhängig ist, bedeutet dies, dass sich für zwei unterschiedliche Füllhöhen am Rohreintritt zwei unterschiedliche Dampfgehalte einstellen, die wiederum zu ein und demselben Kontraktionsdruckverlust führen können. In Betriebspunkten bei welchen der U-Rohreintrittsdruckverlust wesentlich größer als der statische Differenzdruck ist, wird der Differenzdruck über der Bohrung von dem Kontraktions-



Abbildung 4.18: Sammlertyp-Vergleich, Massenstromverhalten Modell und Messung.

druckverlust maßgeblich bestimmt. Für solche Fälle ist der durch die Ölbohrung beigemischte Flüssigkeitsstrom und damit der Sammleraustrittsdampfgehalt nachhaltig vom U-Rohreintrittsdruckverlust abhängig. Demzufolge ist denkbar, dass sich in solchen Betriebszuständen für zwei unterschiedliche Füllstände verschiedene U-Rohreintrittsdampfgehalte bei gleichem Kontraktionsdruckverlust und gleichem Austrittsdampfgehalt ergeben. Dies bedeutet im Umkehrschluss, dass sich zu einem Füllstand bei gleichem Druck und Massenstrom zwei unterschiedliche Austrittsdampfgehalte einstellen, wobei der stationäre Betriebspunkt mit dem geringen Dampfgehalt sich hinsichtlich des Kreislaufverhaltens nachteilig auswirkt (geringere Kälteleistung, schlechterer COP, siehe Kap. 5). Im ungünstigen Fall ist denkbar, dass sich im Fahrbetrieb ein Schwingverhalten zwischen den beiden stationären Betriebszuständen einstellt. Anderseits kann nicht ausgeschlossen werden, dass einer der beiden Zustände instabil ist, und sich im realistischen Fahrbetrieb nicht einstellt.

4.6 Kompressor - Instationäre Validierung

Für die transiente Beschreibung des Verdichterverhaltens wurde in Kap. 3.4.2 ein instationäres Verdichtermodell vorgestellt. Dieses berücksichtigt die zeitliche Wiedergabe der Heißgastemperatur unter Beeinflussung der Wärmekapazitäten der Zylinderkopfwand. Zur Beschreibung des Massenstromverhaltens werden die vorgestellten stationären Kennfelder verwendet, so dass hier der quasistationäre Ansatz angewandt wird.

Transiente Messungen haben gezeigt, dass die Zeitkonstante der Heißgastemperatur verglichen mit den anderen Temperaturen im Kreislauf wesentlich größer sein kann. In Abb. 4.19 sind verschiedene Kreislauftemperaturen bei einer Erhöhung und anschließender Reduktion



Abbildung 4.19: Temperaturen im Kältekreislauf bei Gaskühler-Luftmassenstrom-Rampe.

des Gaskühlerluftmassenstrom im Leerlauf-Betrieb dargestellt. Es ist sehr gut zu erkennen, dass die kältemittelseitigen Temperaturen am Expansionsorgan-Eintritt und Verdamper-Austritt schon nahezu den stationären Endwert erreicht haben, während die Heißgastemperatur noch einen deutlichen zeitlichen Gradienten besitzt. Zur Berücksichtigung solcher Effekte wurde das in Kap. 3.4.2 beschriebene transiente Heißgastemperatur-Modell erstellt.

Für die Validierung dieses Modells wurden Messungen herangezogen, die folgende Laständerungen beinhalten.

- Variation Kompressor Drehzahl: $600 \rightarrow 1200 \rightarrow 600 \text{ U/min}$
- Variation Kompressor Hub: Max Hub \rightarrow Min Hub
- Variation Gaskühler Lufteintrittstemperatur: $40 \rightarrow 30 \rightarrow 40$ °C
- Variation Gaskühler Luftmassenstrom: $1 \rightarrow 0.22 \rightarrow 1 \text{ kg/s}$

Der Zylinderkopfmassenanteil welcher den Temperaturänderungen unterliegt ist nicht exakt bekannt. Aus diesem Grund wurde die Zylinderkopfmasse als Anpassparameter verwendet. Dieser Paramater wurde so lange variiert, bis die zeitlichen Gradienten der Heißgastemperatur für alle Lastvariationen (siehe Anhang Kap. D) im Mittel gut wiedergegeben wurden. In Abb. 4.20 sind die Massenstrom- und Druckänderungen, die sich am Verdichter ergeben für die Drehzahlvariation (n = 600 \rightarrow 1200 \rightarrow 600 U/min) angegeben. Daraus ergibt sich die in Abb. 4.21 dargestellte Entwicklung der Heißgastemperatur. In dieser Darstellung ist gut zu erkennen, dass der Einsatz eines rein quasistationären Heißgastemperaturmodells (T_{CO2.C.a.sim.stat}) zu wesentlich größeren zeitlichen Abweichungen führt als



Abbildung 4.20: Kompressor Ein- u. Austrittsgrößen bei Drehzahl-Rampe.

das hier entwickelte instationäre Modell ($T_{CO2,C,a,sim,instat}$). Beim Einsatz des rein quasistationären Heißgastemperaturmodells wird aus den systemseitig instationär vorliegenden Größen (Saugdruck, Hochdruck und Eintrittsenthalpie) unter Anwendung des Isentropen-Wirkungsgrad-Kennfeldes die Austrittsenthalpie und damit die Heißgastemperatur berechnet. Die Wärmekapazität des Zylinderkopfes wird in diesem Fall vernachlässigt. Diese wird im instationären Heißgastemperaturmodell berücksichtigt, wodurch sich für die Verdichteraustrittstemperatur ein trägeres Verhalten ergibt.

Unter Betrachtung aller Lastfall-Variationen (siehe Anhang Kap. D) kann eine transiente Wiedergabegenauigkeit mit dem angepassten Modell von ± 20 K erreicht werden. Vergleicht man die zeitlichen Gradienten der Heißgastemperatur für den Lastfall Drehzahländerung (siehe Abb. 4.20 und Abb. 4.21) und Kompressorhubänderung (siehe Abb. 4.22 und Abb. 4.23) so ist zu erkennen, dass die Heißgastemperatur bei der Drehzahlrampe eher zu schnell reagiert, während bei der Hubvariation ein zu träges Verhalten zu erkennen ist. Die hier gefundene Abstimmung der Zylinderkopfmasse gibt für alle Lastfälle die Kompressoraustrittstemperatur in Anbetracht der Modellkomplexität gut wieder. Wird ein Zylinderkopfmodell derart aufgebaut, dass die Aufteilung der Wärmeströme (hochdruckseitiges CO_2 zu Luft; hochdruckseitiges zu niederdruckseitigem CO_2) berücksichtigt, so sind sicherlich auch höhere Wiedergabegenauigkeiten vorstellbar. In der Literatur sind bis heute nur wenige Stellen erwähnt, in denen das transiente Heißgastemperaturverhalten diskutiert wird (siehe ([35], [38], [50]). Dies sind vor allem Anwendungen (z.B. Kühlschränke) bei welchen sich die Kälteanlage im Taktbetrieb befindet.



Abbildung 4.21: Kompressor Heißgastemperaturen bei Drehzahl-Rampe.



Abbildung 4.22: Kompressor Ein- u. Austrittsgrößen bei PWM-Signal-Rampe.



Abbildung 4.23: Kompressor Heißgastemperaturen bei PWM-Signal-Rampe.

4.7 Kreislauf - Stationäre Validierung

Zur Validierung des Kreislaufmodells wurden 9 repräsentative Betriebspunkte (siehe Tab. 4.9) herangezogen. Die Messungen erfolgten mit einem Kompressor, der mit maximalem Hub betrieben wurde und einer Blende als Expansionorgan. Der Einsatz der Blende begrenzt bei einem maximal zulässigen Hochdruck von 130 bar den umsetzbaren Massenstrom. Für den Validierungsprozess wurde enstprechend dem Einsatzbereich des Expansionsorgans ein möglichst breites Betriebsspektrum ausgewählt. Es wurden für die luftseitige Beaufschlagung des Verdampfers ausschließlich Punkte mit trockener Luft berücksichtigt. Vergleicht man in Tab. 4.9 die experimentellen mit den berechneten Größen, so ergeben sich im Kreislaufverhalten folgende Abweichungen:

Zustandsgröße	Absolute Abweichung	Relative Abweichung
Druck CO ₂ Verdichter Austritt	3,7 bis -2,2 bar	
Druck CO_2 Verdampfer Eintritt	0,3 bis $-1,7$ bar	
Temperatur CO_2 Kompressor Austritt	5,8 bis -7,6 K	
Temperatur CO_2 Gaskühler Austritt	1,5 bis -0,3 K	
Temperatur CO_2 Kompressor Eintritt	4,2 bis -4,9 K	
Temperatur Luft Verdampfer Austritt	0,4 bis -1,3 K	
Massenstrom CO_2	3,6 bis -2,5 kg/h	3,7 bis -2,3 $\%$
Wärmestrom Gaskühler	216 bis -241 W	7,6 bis -8,9 $\%$
Wärmestrom Verdampfer	$97~\mathrm{bis}$ -47 W	6,5 bis -1,2 $\%$
Wärmestrom Innerer Wärmeübertrager	43 bis -139 W	2,5 bis -7,8 $\%$

Tabelle 4.8: CO₂-Kreislauf: Stationäre Abweichungen zwischen gemessenen und berechneten Zustands- und Prozessgrößen.

Bei dem Betriebspunkt Nr. 9 liegt eine unterkritische Prozessführung vor. Da der Gaskühleraustritts- und der niederdruckseitige IWT-Eintrittszustand im 2-Phasengebiet liegen, können die experimentellen kältemittelseitigen Leistungen für den Gaskühler und den IWT nicht ermittelt werden.

Die Füllmenge hat bei dem hier vorgestellten Kreislaufmodell Einfluss auf das Saugdruckniveau. Abhängig von der Kältemittelmenge im Sammler ändert sich dessen Austrittszustand. Das Expansionsorganmodell ist für die Wiedergabegenauigkeit des Kreislaufverhaltens von großer Bedeutung. Weicht z.B. der aus dem Modell ermittelte Massenstrom um $\pm 5\%$ gegenüber dem in der Messung ermittelten Massenstrom ab, so können Differenzdruckabweichungen in Höhe von 8,5 bar bzw. bis zu 17 bar bei einem jeweiligen Differenzdruckniveau von 41 bar bzw. 84 bar auftreten. In Anbetracht dieser hohen Sensibilität des Expansionsorganmodells auf die berechneten Kreislaufdrücke sind die oben dargestellten Abweichungen zwischen simulierten und gemessenem Saug- bzw. Hochdruck ein gutes Ergebnis. Dieses Resultat lässt sich im Weiteren auch auf die gute Wiedergabegenauigkeit des Kältemittelmassenstroms des Verdichtermodells im Max-Hub-Betrieb zurückführen.

Für die Optimierung von Kältekreislaufregelungen ist die korrekte Wiedergabe des Regelstreckenverhaltens, d.h. des Kältekreislaufs, wichtig. Von besonderer Bedeutung sind dabei eine hohe Wiedergabegenauigkeit der Simulation für die Systemgrößen Verdampferluftausblastemperatur und Kältemitteltemperatur nach Gaskühler. Die mittleren absoluten Abweichungen der Verdampferluftaustrittstemperatur bzw. der CO₂-Temperatur

Messur	ıg - Eingangs	grössen für S	Simulation			Vergleich Messung - Simulation						
Nr.	T _{Luft,V,in}	G _{Luft,V,in}	T _{Luft,G,in}	G _{Luft,G,in}	n _c	pco	02,V,in	h _{co}	02,V,in	Q _{Luft,V}		
[-]	[°C]	[kg/min]	[°C]	[kg/min]	[U/min]	[ba	ar]	[kJ/kg]		[W]		
	Messung	Messung	Messung	Messung	Messung	Messung	Simulation	Messung	Simulation	Messung	Simulation	
1	42,6	6,0	34,5	33,5	1122,8	35,5	35,2	227,3	227,1	3937	3984	
2	43,0	6,0	34,4	33,5	586,8	45,7	45,5	248,9	248,9	3022	3028	
3	41,3	2,0	44,3	13,4	576,3	40,3	40,9	290,4	287,1	1160	1153	
4	43,8	6,5	44,5	13,4	587,2	54,5	54,6	279,0	280,0	2611	2593	
5	29,3	4,5	39,5	33,5	591,4	39,6	40,6	270,3	271,7	1709	1654	
6	39,8	4,5	39,5	33,5	588,2	43,2	43,4	263,7	266,1	2228	2220	
7	24,1	4,5	34,6	13,4	591,6	37,3	38,9	273,1	274,4	1497	1400	
8	24,1	4,5	34,5	66,9	591,0	36,0	37,4	263,0	265,6	1589	1508	
9	24,1	4,5	24,7	33,5	589,4	34,0	34,0	248,6	248,5	1743	1759	

Nr.	G _{CO2}		P _{CO2,C,out}		T _{co}	T _{CO2,C,out}		2,G,out	Q _{CO2,G}	
[-]	[kg/h]		[bar]		[°C]		[°]		[W]	
	Messung	Simulation	Messung	Simulation	Messung	Simulation	Messung	Simulation	Messung	Simulation
1	107,8	110,3	108,7	110,7	132,6	130,2	39,9	40,1	7258	7273
2	90,2	89,8	98,5	99,1	97,7	99,0	38,6	38,9	4874	4853
3	66,7	65,8	97,3	93,6	129,2	123,4	50,0	48,6	2830	2614
4	98,0	94,4	131,0	129,8	128,9	129,6	55,9	55,9	4761	4637
5	70,6	70,0	90,7	89,8	109,8	114,5	41,7	41,7	3154	3215
6	79,6	77,3	96,7	96,2	107,6	113,6	42,6	42,8	3858	3901
7	65,1	66,4	86,3	86,2	112,0	114,0	40,9	40,8	2726	2831
8	65,0	66,1	80,4	80,6	99,1	106,7	35,6	35,8	2717	2958
9	64,6	63,8	70,1	69,0	85,9	91,8	28,6	27,8	-	2987

Nr.	DCO2 E in		T _{CO2} E in		Dco2 C in		Tco2 c in			
[-]	[bar]		[°C]		[bar]		[°]		[W]	
	Messung	Simulation	Messung	Simulation	Messung	Simulation	Messung	Simulation	Messung	Simulation
1	108,2	109,7	14,2	14,2	33,2	32,9	18,8	15,7	2298	2319
2	98,2	98,4	22,2	22,2	44,8	44,3	19,7	24,1	1495	1494
3	97,1	93,0	34,7	33,2	39,6	40,1	41,7	41,0	1939	2034
4	131,0	129,0	35,8	36,0	53,6	53,6	40,5	42,0	1903	1862
5	90,4	89,3	28,4	28,6	38,8	39,7	34,3	36,1	1832	1849
6	96,3	95,6	27,1	27,8	42,4	42,4	34,9	34,8	1732	1690
7	86,3	85,7	28,6	28,8	36,4	38,1	31,2	36,0	1951	1955
8	80,0	80,0	25,0	25,7	35,2	36,6	30,9	32,4	1880	1864
9	69.9	68.4	19.6	19.4	33.2	33.1	29.1	24.9	-	1781

Tabelle 4.9: CO_2 -Kreislauf: Vergleich gemessene und berechnete Größen.

nach Gaskühler betragen 0,5 bzw. 0,4 K. Die Verdampferluftausblastemperatur geht als Eingangsgröße in den Klimaregler ein und hat zentralen Einfluss auf die Bereitstellung einer komfortablen Kälteleistung. In einer CO_2 -Kälteanlage mit extern ansteuerbarem Expansionsventil wird im Regleralgorithmus die Kältemitteltemperatur nach Gaskühler für die Gewährleistung eines COP-optimalen Betriebes herangezogen. Entsprechend den oben dargestellten Abweichungen (Messung zu Simulation) besitzen diese beiden für die Regelungsfunktion sehr wichtigen Temperaturen eine gute stationäre Wiedergabegenauigkeit.

4.8 Kreislauf - Instationäre Validierung

Die in den vorherigen Abschnitten vorgestellten Modelle werden im Rahmen der hier präsentierten transienten Gesamtkreislaufvalidierung überprüft und hinsichtlich ihrer Systemeinflüsse bewertet. Für diesen Validierungsprozess wurde ein CO_2 -Kältekreislauf eines Mittelklasse-Fahrzeugs auf dem in Abschnitt 4.1 beschriebenen Prüfstand aufgebaut und verschiedenen praxisrelevanten Störgrößenänderungen unterzogen. In dieser Arbeit sind die Ergebnisse folgender Systemvariationen beschrieben:

- Kompressor-Drehzahl-Rampe: $n_C = 590 \rightarrow 1130 \text{ U/min}$
- Verdampfer-Luftmassenstrom-Rampe: $M_{Luft,V} = 6, 5 \rightarrow 2, 5 \text{ kg/min}$
- Verdampfer-Lufttemperatur-Rampe: $T_{Luft,V,in} = 40 \rightarrow 30 \ ^{\circ}C$
- Gaskühler-Luftmassenstrom-Rampe: $\dot{M}_{Luft,G} = 13, 5 \rightarrow 66, 5 \text{ kg/min}$
- Gaskühler-Lufttemperatur-Rampe: $T_{Luft,G,in} = 45 \rightarrow 35 \ ^{\circ}C$

Die oben aufgeführten Zustandsänderungen der Systemeintrittsgrößen treten in der Praxis in den Lastfällen "Stadtbetrieb" (Drehzahländerungen), "Änderung Gebläsestufe" (Luftmassenstromänderung Verdampfer), "Fahrzeugbeschleunigung" (Luftmassenstromänderung Gaskühler), "Betätigung Umluftklappe" (Lufttemperaturänderung Verdampfer) und "Tunneleinfahrt" (Lufttemperaturänderung Gaskühler) auf.

Die Abbildungen 4.24 bis 4.27 geben einen ersten Überblick über die Wiedergabegenauigkeit des hier vorgestellten Kreislaufmodells für eine Reduktion des Luftmassenstroms am Verdampfer. In Abbildung 4.24 sind alle zeitlich variierenden luftseitigen Eintrittsgrößen vorgegeben. Einhergehend mit der Verringerung des Verdampfer-Luftmassenstroms sank prüfstandsbedingt auch die Verdampfer-Lufteintrittstemperatur um 2 K ab. Bei dem im Experiment verwendeten SLC-Kompressor befand sich dieser bei einer Pulsbreite des Kompressorregelventils von 85 % konstant in Maximalhubposition. In Abb. 4.25 sind die berechneten Saug- und Hochdrücke den Gemessenen gegenüber gestellt. Die geringfügigen Schwankungen des berechneten Hochdrucks und Massenstroms rühren von Schwankungen des PWM-Signals (Eingangsgröße des stationären Verdichter-Volumenstromkennfeld) her. Es ist zu erkennen, dass das Druckverhalten von dem zeitlichen Massenstromverhalten bestimmt wird. Entsprechend dem Saugdruckverhalten stellt sich die kältemittelseitige Verdampfungstemperatur und abhängig davon wiederum die Luftseite des Verdampfers (siehe Abb. 4.26) ein. Es ist zu erkennen, dass die transiente Luftaustrittstemperatur des Verdampfers sehr gut $(\pm 1 \text{ K})$ wiedergegeben wird und sich im Rahmen der stationären Genauigkeit bewegt. Die Wiedergabegenauigkeit der hochdruckseitig vorliegenden



Abbildung 4.24: Verdampfer-Luftmassenstrom-Rampe CO_2 -Kreislauf: Vorgegebene Systemgrößen am Verdampfer.

Temperaturen ist in Abb. 4.27 dargestellt. Die gute Wiedergabe der kältemittelseitigen Gaskühleraustrittstemperatur ist hier hervorzuheben. Diese ist neben der guten Beschreibung der Verdampfer-Luftaustrittstemperatur für die optimale Auslgegung von Kreislaufregelungssystemen besonders wichtig.

Im Rahmen des transienten Kreislaufvalidierungsprozesses hat sich gezeigt, dass die Systemdynamik am besten wiedergegeben wird, wenn die gesamte Verdampfer- und Sammlermasse deren Wände zugeschlagen wird. Des Weiteren wurden im Rahmen der Anpassung die messtechnisch bekannten Totzeiten bzw. Dämpfungen der Massenstrommesser und der luftseitigen Thermolemente berücksichtigt. Die hier zur Anwendung gekommen Totzeiten der Thermoelement betrugen maximal zwei Sekunden, während bei den Luftmassenstrommesser aufgrund deren örtlichen teilweise weit entfernten Lage zu den Wärmeübertragern bis zu sieben Sekunden angesetzt wurden. Für den kältemittelseitigen Massenstrommesser wurden aufgrund seiner messtechnischen Einstellungen zur Datenerfassung bis zu einer Sekunde Totzeit berücksichtigt. Durch die Vielzahl der vorhandenen Messeinbauten ist die Bestimmung des exakten inneren Kreislaufvolumens ungenau. Da während des Messablaufs gelegentlich Systemleckagen auftraten, wurden für die hier vorgestellten Simulationsergebnisse teilweise unterschiedliche Kältemittelfüllmengen angesestzt. Im Zuge der Messdatenauswertung hat sich gezeigt, dass die kältemittelseitige Temperaturmessstelle vor dem Verdichter einen technischen Defekt aufwies.

Während sich der Gesamtüberblick aller Lastfälle im Anhang (siehe Kap. E) befindet werden in den folgenden Abschnitten einige relevante Auffälligkeiten, die sich im Rahmen der Kreislaufvalidierung zeigten diskutiert. In Abb. 4.28 sind die Temperaturverläufe



Abbildung 4.25: Verdampfer-Luftmassenstrom-Rampe CO₂-Kreislauf: Vergleich gemessene u. berechnete Drücke u. Massenströme; KMV-Drehzahl.



Abbildung 4.26: Verdampfer-Luftmassenstrom-Rampe CO₂-Kreislauf: Vergleich gemessene u. berechnete Temperaturen am Verdampfer.



Abbildung 4.27: Verdampfer-Luftmassenstrom-Rampe CO_2 -Kreislauf: Vergleich gemessene u. berechnete Temperaturen HD-Seite.

der Hochdruckseite für eine Reduktion der Gaskühlerluft-Eintrittstemperatur dargestellt. Unter näherer Betrachtung des Diagramms lässt sich erkennen, dass im Experiment die Kältemitteltemperatur vor Expansionsorgan deutlich später sinkt, als die CO₂-Temperatur nach Gaskühler (siehe Abb. 4.28 Abstand A). Zurückzuführen ist dies unter anderem auf die hohen gespeicherten Wärmekapazitäten in der Rohrleitung zwischen IWT-Austritt und Expansionsorgan. In dieser Leitung ist aufgrund der dort temperaturbedingt hohen vorliegenden Dichten vergleichbar viel Masse gespeichert wie in dem gesamten Gaskühler, wobei letzterer ein mehrfaches an Innenvolumen besitzt. Die ersten Simulationen wurden mit einem Kreislaufmodell durchgeführt, welches diese Leitung mittels einer Zelle beschrieb. Die damit erzielten Rechenergebnisse führten zu einem Temperaturverlauf vor Expansionsorgan der zeitlich mit dem Abfall der Temperatur nach Gaskühler begann und wesentlich flacher als die gemessene Transiente verlief. In dem jetzigen verbesserten Systemmodell ist diese Leitung mittels dreier finiter Volumina abgebildet, welche in sich örtliche Unterschiede aufweisen können. In Abb. 4.28 ist zu erkennen, dass die berechnete Temperatur vor Expansionsorgan jetzt die Steigung der gemessenen Transienten ausreichend gut wiedergibt und ein entsprechendes Totzeitverhalten gegenüber der Temperatur nach Gaskühler aufweist (siehe Abb. 4.28 Abstand B). Für weitere Modelloptimierungen müsste geklärt werden, wie sich die Austrittstemperatur auf der HD-Seite des IWTs im Experiment verhält. Diese Information kann in der Kreislaufmodellbildung einfließen, um die Aufteilung der Wärmekapazitätenspeicherung in der Leitung vor Expansionsorgan und im HD-Teil des IWT besser zu beschreiben. Aufgrund der im Experiment nicht erfassten IWT-HD-Austrittstemperatur wurde die Optimierung an dieser Stelle beendet. Das nicht ausreichend genau bekannte Verhalten der Wärmekapazitätenspeicherung im HD-Teil des IWTs ist aller Wahrscheinlichkeit nach auch der Grund für die etwas größeren Diskrepan-



Abbildung 4.28: Gaskühler-Lufttemperatur-Rampe CO₂-Kreislauf: Vergleich gemessene u. berechnete Temperaturen HD-Seite.

zen zwischen berechneter und gemessener Eintrittstemperatur des Expansionsorgan bei der Variation des Luftmassenstroms am Verdampfer (siehe Abb. 4.27). Für diesen Lastfall würde ein geringerer Unterschwinger (t = 60 Sek.) der berechneten Eintrittstemperatur vor Expansionorgan dort zu geringeren Dichten und damit zu einem geringeren berechneten Massenstrom durch die Drossel führen. Dieser Effekt wiederum hätte einen höheren berechneten Hochdruck (im Zeitbereich 30-150 Sekunden) und damit eine geringere Abweichung zum gemessenen Hochdruck zur Folge. Es bleibt also hervorzuheben, dass die Leitung zwischen IWT und Expansionorgan für stationäre Simulationen sehr einfach modelliert werden kann, während sie zur Beschreibung von transienten Vorgängen detaillierter behandelt werden muss.

In Abb. 4.29 ist die Druck- und Massenstromentwicklung einer Kompressor-Drehzahlerhöhung dargestellt. Es ist zu erkennen, dass der modellhaft bestimmte Massenstrom zunächst geringfügig langsamer ansteigt. Damit einhergehend verlaufen die berechneten Transienten des Hoch- und Saugdruckes entsprechend langsamer als im Experiment. Verschiedene Variationen im Kreislaufmodell (so z.B. Innenvolumina Kompressorsaugleitung) haben gezeigt, dass bei exakter Wiedergabe des Massenstromverlaufs die Druckverläufe nicht zufriedenstellend wiedergegeben werden (z.B. deutlicher Überschwinger im Hochdruckverhalten). Die Abweichungen zwischen berechnetem und gemessenen Massenstrom bewegen sich im Rahmen der Wiedergabegenauigkeit der hier angewandten Verdichter-Volumenstrom-Kennfelder. Das vorliegende Modell stellt einen sinnvollen Kompromiss zur Abbildung des zeitlichen Verhaltens der Größen Druck und Massenstrom dar. Als Grund für die Abweichungen zwischen den Massenstrom- und Drucktransienten könnte folgende Erklärung dienen:



Abbildung 4.29: Verdichter-Drehzahl-Rampe CO₂-Kreislauf: Vergleich gemessene u. berechnete Drücke u. Massenströme; KMV-Drehzahl.

These: Das stationär auf empirischer Basis ermittelte Massenstrommodell des Verdichters berücksichtigt implizit den unterschiedlichen Ölwurf des Kompressors bei unterschiedlichen Drehzahlen anhand des gemessenen Massenstroms. In der Kreislaufsimulation wird das Schmieröl nicht berücksichtigt. Trotzdem werden die stationären Massenstrom-Endlagen vom Kreislaufmodell korrekt wiedergegeben, da das Verdichtermodell implizit den drehzahlabhängigen Ölwurf berücksichtigt. Während der Drehzahltransienten tritt im Experiment jedoch ein erhöhter instationärer Ölwurf auf, der durch das quasistationäre Verdichter-Massenstrommodell nicht wiedergegeben wird. Somit liefert das Kompressormodell bei starken Drehzahlerhöhungen einen geringeren Massenstrom aufgrund des nicht abgebildeten instationären Ölmehrwurfs.

Als abschließendes Fazit bleibt zu erwähnen, dass die regelungstechnisch relevanten Zustandsgrößen (Kältemitteltemperatur nach Gaskühler und Lufttemperatur nach Verdampfer) mit dem hier vorgestellten Kreislaufmodell für eine große Bandbreite von Störgrößenvariationen für die Praxis ausreichend gut wiedergegeben werden. Weiteres Optimierungspotential für die verbesserte Wiedergabe der Druck- und Massenstromtransienten, sowie der Kältemitteltemperatur vor Expansionsorgan und deren Ansätze sind diskutiert worden.
Kapitel 5

Einfluss des Sammlers auf das Kreislaufverhalten

In diesem Kapitel werden verschiedene stationäre und transiente Fallunterscheidungen vorgestellt, um zu zeigen, in welcher Weise sich unterschiedliche Sammlertypen und -modelle auf das Kreislaufverhalten auswirken. Für einen stationären Betriebspunkt werden die Unterschiede in der Prozessführung bei Anwendung der unterschiedlichen Sammlertypen A, B und C diskutiert. Des Weiteren wird anhand eines transienten Lastfalls das unterschiedliche Kreislaufverhalten für den Einsatz der beiden Akkumulatoren A und B vorgestellt. Abschließend wird der Einfluss auf die Systemtransienten vergleichend an einem modifizierten Sammlermodell diskutiert.

Geometrie-Variation, stationäres Verhalten:

In Abb. 5.1 ist der Kreisprozess für einen Leerlaufbetriebspunkt (Betriebsdaten siehe Tab. 5.1) bei hohen Umgebungstemperaturen unter Anwendung unterschiedlicher Sammlertypen dargestellt. Bei diesem simulativen Vergleich wurde angenommen, dass die Systeme mit der gleichen Kältemittelfüllmenge betrieben werden. Es ist gut zu erkennen, dass am Austritt des Akkumulators (Zustand 6) mit der großen Ölbohrung (Typ A) sich deutlich geringere Dampfgehalte einstellen als beim Typ B (Ölbohrung mittlerer Größe) bzw. Typ C (kleine Ölbohrung). Dies hat zur Folge, dass der Prozess für Sammlertyp A erkennbar deutlich weiter links im Druck/Enthalpie-Diagramm liegt und sich dadurch in allen Komponenten andere Temperaturen und Drücke (siehe Tab.5.1) einstellen.



Abbildung 5.1: Sammler, Simulativer Vergleich stationäres Verhalten Typ A, B und C.

Zustandsgröße	Einheit	Sammler Typ A	Sammler Typ B	Sammler Typ C	
M _{L,V}	[kg/min]		2,0		
$T_{L,V,in}$	[°C]		$41,\!4$		
M _{L,G}	[kg/min]	13,4			
$T_{L,G,in}$	[°C]	44,4			
n _C	[U/min]	591			
PWM_C	[%]	85			
$m_{\rm CO_2, Kreislauf}$	[kg]	0,416			
$m_{\rm CO_2,S}$	[kg]	0,208	0,229	0,243	
X _{CO2} ,S,out	[-]	$0,\!67$	0,84	0,96	
PCO ₂ ,C,in	[bar]	40,4	$_{38,5}$	37,5	
PCO ₂ ,C,out	[bar]	94,0	95,9	96,8	
T _{CO2} ,C,in	[°C]	42,4	45,5	46,2	
T _{CO2} ,C,out	[°C]	125,1	134,8	136,2	
$T_{CO_2,G,out}$	[°C]	48,7	48,5	48,4	
$T_{CO_2,E,in}$	[°C]	$33,\!6$	38,4	41,2	
T _{L,V,out}	[°C]	7,2	5,5	4,7	
$h_{CO_2,V,in}^{1}$	[kJ/kg]	-218	-195	-178	
h _{CO₂,V,out¹}	[kJ/kg]	-155	-120	-95	
M _{CO2}	[kg/h]	65,9	58,1	54,4	
$\dot{Q}_{CO_2,V}$	[W]	1128	1186	1241	
$\dot{\mathrm{Q}}_{\mathrm{CO}_2,\mathrm{G}}$	[W]	2522	2435	2459	
$\dot{Q}_{CO_2,IWT}$	[W]	1994	1273	889	
$\dot{P}_{mech,C}$	[W]	1238	1229	1223	
COP	[-]	0,91	0,97	1,01	

Tabelle 5.1: Gegenüberstellung Kreislaufverhalten für Sammler-Typ-Variation.

 $^{^1 \}rm{Enthalpiefestlegung}$ der gesättigten Flüssigkeit bei 0 °C: h_0 = $-306,78\,\rm{kJ/kg}$

Tabelle 5.2 gibt einen Überblick über die wesentlichen Unterschiede einzelner Zustandsgrößen für den Einsatz der verschiedenen Sammlertypen. Der geringere Sammleraustrittsdampfgehalt für Typ A führt, verglichen mit Typ B bzw. C, zu höheren Ansaugdichten am Kompressor und dadurch zu einem um 13 bzw. 19 % höheren Kältemittelmassenstrom. Aufgrund der höheren Verdampfungsenthalpiespreizung bei der Anwendung von Sammlertyp B bzw. C können 5 bzw. 10% mehr Kälteleistung, und folglich eine um 1,7 bzw. 2,5 K niedrigere Verdampferluftausblastemperatur verglichen zu Typ A erzielt werden. Bezüglich des COPs zeigt sich, dass der Einsatz der Varianten B und C für diesen Betriebspunkt eine COP-Verbesserung gegenüber Variante A von 0,06 bzw. 0,1 Punkten ergeben. Die Anwendung des Sammlertyps A in Kombination mit einem Expansionsorgan, welches größere Hochdrücke sicherstellt, führt zu einem System, welches die COP- und Kälteleistungsnachteile ganz oder teilweise kompensieren kann. Ein deutlicher Unterschied zeigt sich auch in der IWT-Leistung. Hier führt der Einsatz von Typ A zu sehr niedrigen Eintrittsdampfgehalten im IWT, was wiederum zu sehr hohen 2-phasigen Wärmeübergängen führt. Infolge davon liegt der übertragene Wärmestrom um 44 bzw. 77 % höher als beim Einsatz von Typ B bzw. C.

Zustandsgröße	Vergleich Sammler Typ A \leftrightarrow B	Vergleich Sammler Typ A \leftrightarrow C
$\Delta x_{CO_2,S,out}$	-0,17 [-]	-0,29 [-]
$\Delta p_{\rm CO_2,C,in}$	1,9 [bar]	2,9 [bar]
$\Delta p_{\rm CO_2,C,out}$	-1,9 [bar]	-2.8 [bar]
$\Delta T_{\rm CO_2,E,in}$	-4,8 [°C]	$-7.6 \ [^{\circ}C]$
$\Delta T_{L,V,out}$	1,7 [°C]	$2,5 \ [^{\circ}C]$
$\Delta h_{\rm CO_2,V,out}^{1}$	-35 [kJ/kg]	-60 [kJ/kg]
$\Delta \dot{M}_{\rm CO_2}$	$7,8 \text{ [kg/h]} / 12,6 \% \text{ v.M.}^2$	11,5 [kg/h] / 19,1 $\%$ v.M.
$\Delta \dot{Q}_{\rm CO_2,V}$	-58 [W] / 5,0 % v.M.	-113 [W] / 9,5 % v.M.
$\Delta \dot{Q}_{CO_2,G}$	87 [W] / 3,5 % v.M.	63 [W] / 2.5 % v.M.
$\Delta \dot{Q}_{CO_2,IWT}$	721 [W] / 44,1 % v.M.	1105 [W] / 76,7 % v.M.
ΔCOP	0,06 [-] / 6,4 % v.M.	0,1 [-] / 20,8 % v.M.

Tabelle 5.2: Vergleich Systemgrößen für Sammler-Typ-Variation.

Der Vergleich dieser drei Sammlertypen zeigt deren Auswirkung auf das Kreislaufverhalten. Übertragend wirken sich diese Erkenntnisse auf die Auslegung der Einzelkomponenten im System aus. Der Einsatz von Variante C gegenüber A führt zu höheren Ansaug- und damit auch zu höheren Heißgastemperaturen am Kompressor. Werden letztere zu hoch, muss bei Einsatz des Akkumulators C der Austauschgrad des IWTs reduziert werden. Der geringere Massendurchsatz bei sonst gleichem System führt beim Einsatz von Typ C verglichen mit Typ A zu einer anderen Querschnittsauslegung des Expansionsorgans. In letzter Konsequenz heißt dies, dass die Komponenten Sammler, IWT, Kompressor und Expansionsorgan mit dem Ziel eines Kälteleistungs- und/oder COP-optimalem Systems aufeinander abgestimmt werden müssen.

 $^{^1 \}rm Enthalpiefestlegung der gesättigten Flüssigkeit bei 0 °C: h_0 = -306, 78 kJ/kg <math display="inline">^2 \rm vom$ Mittelwert

Geometrievariation, instationäres Verhalten:

In den Abb. 5.2 und 5.3 sind vergleichend für die beiden Sammlertypen A und B die Transienten für ein Erhöhung des Verdampfer-Luftmassenstroms von 2 auf 6,5 kg/min dargestellt. Infolge der Luftmassenstromvariation treten kältemittelseitige Uberhitzungen am Verdampfer- und Sammleraustritt auf (t=75 bis 160 Sekunden). Diese sind in Abb. 5.2 anhand der dargestellten Dampfgehalte und Temperaturen gut erkennbar. Der Dampfgehalt ist dabei als erweiterter Dampfgehalt auf Basis der gesättigten Gas- und Flüssigkeitsenthalpien dargestellt. Für die hier vorgestellte Kreislaufsimulation wurden unterschiedliche Kältemittelsystemfüllmengen angesetzt, so dass sich für beide Sammlertypen am Austritt zu Beginn der Simulation die gleichen Dampfgehalte einstellen. Dies führt dazu, dass die beiden Prozesse zu Beginn identisch sind und sich unterschiedliche Füllmengen in den Sammlern einstellen (siehe Abb. 5.3). Dadurch, dass sich im Sammlertyp B mehr CO_2 befindet, ist sein Austrittsdampfgehalt im transienten Verlauf geringer als bei Typ A. Infolgedessen ist der Kältemittelmassenstrom beim Einsatz von Variante B aufgrund der höheren Verdichter-Ansaugdichten während der Zustandsänderung größer als bei Variante A. Es zeigt sich in allen Diagrammen, dass die neue stationäre Endlage des Typ A von der des Typ B abweicht. Da der Sammler mit der großen Olbohrung (Typ A) zu Beginn der Transienten relativ gering gefüllt war, liegt sein stationärer Austrittszustand aufgrund der Kältemittelentnahme für den hohen Luftmassenstrom im überhitzten Gebiet. Es treten dadurch zum Simulationsende deutliche Unterschiede beispielsweise in den Drucklagen und den örtlichen Temperaturen am Verdampfer, Kompressor, und Expansionsorgan auf (siehe Abb. 5.3 bzw. Anhang F).

Anhand der Dampfgehaltsverläufe (siehe Abb. 5.2) ist gut zu erkennen, dass in den ersten 65 Sekunden der Transiente sich beide Sammlertypen bedingt durch ihren gleichartigen Aufbau nahezu identisch verhalten. Während sich im Zeitbereich von 65 bis 120 Sekunden die Sammlerzustände untereinander verändern (siehe Abb. 5.2) zeigen die restlichen Kreislaufzustandgrößen (siehe Abb. 5.3) für die beiden Varianten zueinander keine wesentlichen Unterschiede. Erst als im Sammlertyp A, bei ca. 120 Sekunden, ausschließlich gasförmiges Kältemittel vorliegt, treten deutliche Unterschiede im Kreislaufverhalten auf. Fazit: Trotz unterschiedlicher Kältemittelfüllmengen im Sammler, ergibt sich zu Beginn für die gleichartig aufgebauten Sammler ein identisches transientes Sammler-Verhalten bei gleichem Austrittsdampfgehalt zum Startzeitpunkt. Erst beim Einschwingverhalten auf den neuen stationären Zeitpunkt treten in den Kreislauf-Zustandsgrößen Abweichungen auf.



Abbildung 5.2: Sammler-Geometrievariation CO_2 -Kreislauf, $\dot{M}_{L,V}$ -Rampe: Vergleich Dampfgehalte und Temperaturen.



Abbildung 5.3: Sammler-Geometrievariation CO_2 -Kreislauf, $\dot{M}_{L,V}$ -Rampe: Vergleich Massenströme, CO_2 -Masse im Sammler und Drücke.

Modellvariation, instationäres Verhalten:

Im Gegensatz zu der vorhergehenden Fallstudie, die den Vergleich des Kreislaufverhaltens für zwei geometrisch unterschiedliche Sammler zeigt, wird im Folgenden eine Sammler-Modellvariation vorgestellt. Sie diskutiert den Kurzschlusseffekt (siehe Kap. 3.3.2), der im Sammler zwischen Eintritt und U-Rohr-Absaugung vorliegt, und dessen Einfluss auf das Kreislaufverhalten. In Abb. 5.4 und 5.5 werden die Simulationsergebnisse für zwei unterschiedliche Sammler-Modelle für eine Luftmassenstromrampe am Verdampfer dargestellt. Der Typ B steht wie bisher für das validierte Sammler-Modell mit der kleinen Ölbohrung (siehe Kap. 4.5.2). Für diesen Typ wird über den Kurzschlussfaktor g (siehe Gl. 3.45) der Einfluss des transienten Verdampferaustrittsverhalten auf das dynamische Austrittsverhalten des Akkumulators berücksichtigt. Der Typ BQ rechnet mit einem Kurzschlussfaktor von null. D.h. die Sammleraustrittsenthalpie wird als quasistationär betrachtet und hängt hinsichtlich seines dynamischen Verhalten nahezu ausschließlich von der Transiente der CO_2 -Füllmenge des Sammlers ab. Typ BQ ist ansonsten identisch zu Typ B. Aus nachstehenden Diagrammen ist erkennbar, dass die beiden Modelle sich wie zu erwarten hinsichtlich ihrer stationären Endlagen gleich verhalten.

Während bei der Variante B durch die Überhitzung des Verdampferaustritts der Sammleraustrittsdampfgehalt zu Beginn stark ansteigt, entwickelt sich der Dampfgehalt des Sammleraustritts bei Variante BQ vergleichsweise langsam (siehe Abb. 5.4). Der Grund hierfür liegt bei Typ BQ in der vollständigen Entkopplung des Sammleraustrittszustands vom Verdampferaustritt. In Abb. 5.5 ist gut zu erkennen, dass sich aufgrund des hohen Austrittsdampfgehalts von Typ B sich dieser wesentlich langsamer leert, als bei Typ BQ (Füllmengenverhalten). Aufgrund der hohen Sammleraustrittsdichten kommt es bei Typ BQ zu einem schnelleren Anstieg des Kältemittelmassenstroms und damit ebenfalls zu einem höheren dynamischen Verhalten im Saugdruck und in der CO_2 -Akkumulatorfüllmenge.



Abbildung 5.4: Sammler-Modellartvariation CO_2 -Kreislauf, $\dot{M}_{L,V}$ -Rampe: Vergleich Dampfgehalte und Temperaturen.



Abbildung 5.5: Sammler-Modellartvariation CO_2 -Kreislauf, $\dot{M}_{L,V}$ -Rampe: Vergleich Massenströme, CO_2 -Masse im Sammler und Drücke.

104 KAPITEL 5. EINFLUSS DES SAMMLERS AUF DAS KREISLAUFVERHALTEN

Kapitel 6

Zusammenfassung und Ausblick

Heute sind fast 70% der in Deutschland produzierten Neuwagen mit einer Klimaanlage ausgestattet. Aus diesem Grund gewinnt die Betrachtung der Kälteanlage im Fahrzeug unter den Gesichtspunkten Umweltverträglichkeit, Komfort und Betriebssicherheit immer mehr an Gewicht. Das gesteigerte Bestreben umweltfreundliche Kältemittel in mobilen Klimaanlagen zu etablieren zeigt sich in den Beschlüssen der Kyoto-Konferenz 1997 und den letzten Gesetzesentwürfen der EU-Kommission [11], [45] zur Handhabung fluorierter Stoffe. Infolge dieses Prozesses wurde bei den Automobilherstellern und Zulieferern verstärkt die Entwicklung der Kohlendioxid-Kälteanlage vorangetrieben. Im Zuge dieser Aktivitäten entstand die vorliegende Arbeit, welche sich mit der transienten Beschreibung von CO_2 -Kompressionskältesystemen befasst.

In CO₂-Kälteanlagen tritt bei hohen Umgebungstemperaturen (größer 31 °C) die transkritische Prozessführung auf. Verglichen mit R134a-Systemen ergibt sich damit bei der Kohlendioxidanwendung ein neuer freier Systemparameter - der Hochdruck. Aus diesem Zusammenhang ist die Entwicklung neuartiger Reglerstrukturen erforderlich. Zu deren Bewertung ist die transiente Beschreibung der Regelstrecke, d.h. der Kälteanlage, von besonderer Bedeutung. Unter diesem Gesichtspunkt wurde im Rahmen der hier vorliegenden Arbeit ein Simulationsverfahren entwickelt, welches die stationären und instationären Modelle aller Einzelkomponenten sowie des Gesamtkreislaufs enthält. Aufgrund des langfristigen Einsatzziels im Bereich der Regelungstechnik wurden zur Erreichung kurzer Rechenzeiten die Wärmeübertrager mittels weniger finiter Volumina, welche in sich örtliche Unterschiede besitzen können, aufgebaut. Die Wärmübertrager werden mittels der instationären Masse- und Energieerhaltung beschrieben, während die Impulserhaltung quasistationär betrachtet wird. Für Wärmeübergangs- und Druckverlustbeziehungen werden quasistationäre Ansätze herangezogen. Das Expansionsorgan wird ausschließlich mittels phänomenologischer Kennlinien beschrieben. Für den Verdichter werden für den isentropen Wirkungsgrad, den Gesamtwirkungsgrad und den Fördergrad empirisch ermittelte Kennfelder verwendet. Das neuartige Sammler-Modell ermöglicht die stationäre und instationäre Beschreibung des Austrittszustandes in Abhängigkeit des Füllstandes, Massenstroms und Druckniveaus. Das Kreislaufmodell berücksichtigt das transiente Verhalten der einzelnen Rohrleitungen (Erfüllung instationärer Energie- und Massenbilanz) sowie den Einfluss der Kältemittelfüllmenge und -verlagerung auf den Prozessverlauf. Es hat sich gezeigt, dass für die Beschreibung des dynamischen Verhaltens der Flüssigkeitsleitung, ein finites Volumen aufgrund der hohen gespeicherten kältemittelseitigen Wärmekapazitäten nicht ausreichend ist. Zur Beschreibung des Systemverhaltens werden die zeitlichen Transienten des Hoch- und Niederdrucks berücksichtigt. Es wurde für alle Komponenten eine stationäre Validierung auf Basis eines breiten praxisrelevanten Betriebsspektrums durchgeführt. Für Gaskühler und Kompressor wurden teilweise instationäre Verifizierungen vorgenommen, während das transiente Verhalten der restlichen Komponenten im Rahmen der dynamischen Kreislaufvalidierung anhand der vorliegenden Messungen durchgeführt wurde. Dabei wurden sowohl luftseitige Variationen in Temperatur und Massenstrom als auch kältemittelseitige Variationen (Drehzahlrampe) in der Verifikation berücksichtigt.

Der Schwerpunkt und der wesentliche Fortschritt im Vergleich zum bisherigen Stand des Wissens stellen die Erkenntnisse zum Sammlerverhalten und dessen stationären und transienten Einfluss auf das Systemverhalten dar. Neuartig sind die experimentell gewonnen Erkenntnisse zur Füllstands- und Massenstromabhängigkeit des Akkumulatorverhaltens. Diese wurden mittels eines speziellen Messaufbaus, für ein breites Betriebsspektrum ermittelt. Der hier vorgestellte neuartige Sammler-Modell-Typ beinhaltet ein höhenabhängiges Dichteprofil. Er wurde anhand der Messdatenbasis validiert. Es hat sich gezeigt, dass der Einfluss der Olbohrung im Sammler mittels der präsentierten Modelle gut wiedergegeben werden kann. Die Messungen zum Akkumulatorverhalten zeigen deutlich, dass kleinere Ölbohrungen zu höheren Austrittsdampfgehalten führen. Interessant ist die Erkenntnis, dass sich das Sammlerfüllverhalten für kleine Massenströme deutlich von dem bei mittleren und größeren Massenströmen unterscheidet. Die Abhängigkeit des maximalen Füllstandes vom Massenstrom wird als bemerkenswerter Effekt festgestellt. Die Untersuchungen haben gezeigt, dass das Druckniveau hinsichtlich des Sammlerverhaltens eine untergeordnete Rolle spielt. Die simulativ durchgeführte Sensitivitätsanalyse gibt Aufschluss über die Akkumulator-Abhängigkeit des Kreislaufverhaltens und zeigt deutlich, dass die transiente Beschreibung des Sammleraustritts nachhaltig vom Verdampferaustrittszustand beeinflusst wird.

Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Experimente haben gezeigt, dass sich die Heißgastemperatur des Kompressors bei vielen transienten Lastfällen wesentlich langsamer ändert als die restlichen Zustandsgrößen im Kreislauf. Aus diesem Grund wurde ein dynamisches Verdichtermodell erstellt, welches die Transiente der Heißgastemperatur besser beschreibt. Dieses Modell geht davon aus, dass die Temperaturänderung des Zylinderkopfdeckels ausschließlich vom Kältemittel bestimmt wird.

Das hier vorgestellte Simulationsmodell besitzt eine qualitativ gute Übereinstimmung mit den Messergebnissen für die unterschiedlichsten Arten von transienten Systemvariationen. Zur weiteren Verbesserung der Wiedergabegenauigkeit der Eintrittstemperatur ins Expansionsorgan ist eine detaillierte Analyse hinsichtlich des dynamischen Speicherverhaltens im Hochdruckteil des IWTs und der Flüssigkeitsleitung hilfreich. Die Erweiterung der Simulationsplattform hinsichtlich anderer Expansionsorgane (z.B. Fixblende mit hochdruckgeführtem Bypass, extern ansteuerbares Expansionsventil) wird vorangetrieben. Die Untersuchung hinsichtlich der Koexistenz zweier unterschiedlicher stationärer Sammlerfüllmengen bei gleichem Massenstrom, Austrittsdampfgehalt und Druckniveau ist als interssant einzustufen. Als Ziele weiterer Forschungsarbeiten ist das transiente Ölwurfverhalten des Kompressors sowie die messtechnische Erfassung der einzelnen Phänomene im Sammler zu nennen.

Anhang A

Expansionsorgan - Massenstrom Kennlinien



Abbildung A.1: Massenstrom-Kennlinie für ein Orifice mit 0,55 mm Blendendurchmesser.



Abbildung A.2: Massenstrom-Kennlinie für ein Orifice mit 0,60 mm Blendendurchmesser.

Anhang B Sammler - Validierung

Messgröße	Messprinzip bzwgerät	Messbereich	rel./abs. Messfehler				
CO ₂ -Kreislauf							
Temperatur	elektrischer Widerstand Pt100	-40°C bis 250°C	$\pm 0,1\mathrm{K}$				
Druck	elektrischer Widerstand Metallfilm-DMS	1 bis 160 bar	$\pm 0,2\mathrm{bar}$				
CO ₂ - Massenstrom	Coriolis-Kraft schwingendes Messrohr	0 bis $3400 \mathrm{kg/h}$	$\pm 0.5\%$ v.M.				
Öl- Massenstrom	Coriolis-Kraft schwingendes Messrohr	0 bis $82{\rm kg/h}$	$\pm 0,5\%$ v.M.				
Wasser-Kreislauf							
Temperatur	elektrischer Widerstand Pt100	-40°C bis 250°C	$\pm 0,1\mathrm{K}$				
Wasser- volumenstrom	induktiv Messrohr	0 bis $6000 l/h$	$\pm 0.5\%$ v.M.				
Sammler							
Temperatur	thermoelektrisch Thermoelement Typ K	-40° C bis 250° C	$\pm 0,3\mathrm{K}$				
Druck	elektrischer Widerstand Metallfilm-DMS	1 bis $160 \mathrm{bar}$	$\pm 0,2\mathrm{bar}$				
Differenzdruck	elektrischer Widerstand Metallfilm-DMS	1 bis 10 bar	$\pm 3,3\%$ v.E.				
Masse	Waage	1 bis 30.000 g	±1 g				

Tabelle B.1: Übersicht über die im Klimakomponentenprüfstand (bestehend aus CO₂-Kreislauf, Wasserkreislauf, Antriebseinheit und Sammler) verwendeten Messgeräte und deren Messprinzip, Messbereich und zu erwartende absolute bzw. relative Messgenauigkeit bezogen auf den Messwert (v.M.) bzw. Messbereichsendwert (v.E.).



Abbildung B.1: Sammler Typ A, Gesamtüberblick der Betriebspunktevariationen.



Abbildung B.2: Sammler Typ A, Vergleich modellierte und gemessene Dampfgehalte.

Anhang C

Verdichter - Volumenstrom Kennfelder



Abbildung C.1: Kompressor Volumenstrom bei 600 1/min. Dargestellt sind die Abweichungen zwischen Kennfeld und Messung.



Abbildung C.2: Kompressor Volumenstrom bei 1000 1/min. Dargestellt sind die Abweichungen zwischen Kennfeld und Messung.



Abbildung C.3: Kompressor Volumenstrom bei 3000 1/min. Dargestellt sind die Abweichungen zwischen Kennfeld und Messung.

Anhang D

Verdichter - Transiente Validierung



Abbildung D.1: Kompressor Heißgastemperaturen bei Drehzahl-Rampe.



Abbildung D.2: Kompressor Ein- u. Austrittsgrößen bei Drehzahl-Rampe.



Abbildung D.3: Kompressor Heißgastemperaturen bei PWM-Signal-Rampe.



Abbildung D.4: Kompressor Ein- u. Austrittsgrößen bei PWM-Signal-Rampe.



Abbildung D.5: Kompressor Heißgastemperaturen bei Lufttemperatur-Gaskühler-Rampe.



Abbildung D.6: Kompressor Ein- u. Austrittsgrößen bei Lufttemperatur-Gaskühler-Rampe.



Abbildung D.7: Kompressor Heißgastemperaturen bei Luftmassenstrom-Gaskühler-Rampe.



Abbildung D.8: Kompressor Ein- u. Austrittsgrößen bei Luftmassenstrom-Gaskühler-Rampe.

Anhang E

Kreislauf - Transiente Validierung



Abbildung E.1: Verdampfer-Lufttemperatur-Rampe CO₂-Kreislauf: Vergleich gemessene u. berechnete Drücke u. Massenströme; KMV-Drehzahl.



Abbildung E.2: Verdampfer-Lufttemperatur-Rampe CO₂-Kreislauf: Vergleich gemessene u. berechnete Temperaturen HD-Seite.



Abbildung E.3: Verdampfer-Lufttemperatur-Rampe CO_2 -Kreislauf: Vergleich gemessene u. berechnete Temperaturen ND-Seite.



Abbildung E.4: Verdampfer-Lufttemperatur-Rampe CO₂-Kreislauf: Vorgegebene Systemgrößen.



Abbildung E.5: Verdichter-Drehzahl-Rampe CO₂-Kreislauf: Vergleich gemessene u. berechnete Drücke u. Massenströme; KMV-Drehzahl.



Abbildung E.6: Verdichter-Drehzahl-Rampe CO₂-Kreislauf: Vergleich gemessene u. berechnete Temperaturen HD-Seite.



Abbildung E.7: Verdichter-Drehzahl-Rampe CO_2 -Kreislauf: Vergleich gemessene u. berechnete Temperaturen ND-Seite.



Abbildung E.8: Verdichter-Drehzahl-Rampe CO₂-Kreislauf: Vorgegebene Systemgrößen.


Abbildung E.9: Gaskühler-Luftmassenstrom-Rampe CO₂-Kreislauf: Vergleich gemessene u. berechnete Drücke u. Massenströme; KMV-Drehzahl.



Abbildung E.10: Gaskühler-Luftmassenstrom-Rampe CO₂-Kreislauf: Vergleich gemessene u. berechnete Temperaturen HD-Seite.



Abbildung E.11: Gaskühler-Luftmassenstrom-Rampe CO₂-Kreislauf: Vergleich gemessene u. berechnete Temperaturen ND-Seite.



Abbildung E.12: Gaskühler-Luftmassenstrom-Rampe CO_2 -Kreislauf: Vorgegebene Systemgrößen.



Abbildung E.13: Gaskühler-Lufttemperatur-Rampe CO₂-Kreislauf: Vergleich gemessene u. berechnete Drücke u. Massenströme; KMV-Drehzahl.



Abbildung E.14: Gaskühler-Lufttemperatur-Rampe CO₂-Kreislauf: Vergleich gemessene u. berechnete Temperaturen HD-Seite.



Abbildung E.15: Gaskühler-Lufttemperatur-Rampe CO₂-Kreislauf: Vergleich gemessene u. berechnete Temperaturen ND-Seite.



Abbildung E.16: Gaskühler-Lufttemperatur-Rampe CO_2 -Kreislauf: Vorgegebene Systemgrößen.

Anhang F

Kreislaufverhalten - Einfluss Sammlergeometrievariation



Abbildung F.1: Sammler-Geometrievariation CO_2 -Kreislauf, $\dot{M}_{L,V}$ -Rampe: Vergleich Drücke, Massenströme, CO_2 -Masse im Sammler; KMV-Drehzahl.



Abbildung F.2: Sammler-Geometrievariation CO_2 -Kreislauf, $\dot{M}_{L,V}$ -Rampe: Vergleich Temperaturen ND-Seite.



Abbildung F.3: Sammler-Geometrievariation CO_2 -Kreislauf, $\dot{M}_{L,V}$ -Rampe: Vergleich Temperaturen HD-Seite.



Abbildung F.4: Sammler-Geometrievariation CO_2 -Kreislauf, $\dot{M}_{L,V}$ -Rampe: Vergleich Dampfgehalte; Luftmassenströme, PWM-Signal.

Anhang G

Kreislaufverhalten - Einfluss Sammlermodellartvariation



Abbildung G.1: Sammler-Modellartvariation CO_2 -Kreislauf, $\dot{M}_{L,V}$ -Rampe: Vergleich Drücke, Massenströme, CO_2 -Masse im Sammler; KMV-Drehzahl.



Abbildung G.2: Sammler-Modellartvariation CO_2 -Kreislauf, $\dot{M}_{L,V}$ -Rampe: Vergleich Temperaturen ND-Seite.



Abbildung G.3: Sammler-Modellartvariation CO_2 -Kreislauf, $\dot{M}_{L,V}$ -Rampe: Vergleich Temperaturen HD-Seite.



Abbildung G.4: Sammler-Modellartvariation CO_2 -Kreislauf, $\dot{M}_{L,V}$ -Rampe: Vergleich Dampfgehalte; Luftmassenströme, PWM-Signal.

Literaturverzeichnis

Literaturverzeichnis

- [1] Adiprasito B.; Simulation des instationären Verhaltens einer PKW-Klima-Anlage mit Kohlendioxid als Kältemittel; Dissertation 1998; VDI Fortschrittbericht
- [2] Arminger G.; Bonne T.; Einfluss der Witterung auf das Unfallgeschehen im Straßenverkehr; ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 1999 Bd.101 H.9 S.675-678
- [3] Baehr H.D.; Thermodynamik; Springer-Verlag 11. Auflage 2002
- [4] Baehr H.D.; Stephan K.; Wärme- und Stoffübertragung; Springer-Verlag 2. Auflage
- [5] Brasz, J.J.; Koenig, K.; Numerical methods for the transient behavior of two-phase flow heat transfer in evaporators and condensers; In: Shih, T.M.(ed.): Numerical properties and methodologies in heat transfer. Washington: Hemisphere 1983 S.461-476
- [6] Broersen, P.M.T; van der Jagt, M.F.G.; Hunting of evaporators controlled by a thermostatic expansion valve; Trans. ASME, J. Dynamic Systems, Measurement, and Control 102 1980 130-135.
- [7] Caesar R.; Adiprasito B.; Society of American Engineers Alternative Refrigerant System Symposium; Scottsdale Arizona USA 2002
- [8] Chi, J.; Didion, D.; A simulation model of the transient performance of a heat pump; Int. J. Refrig. 5 1982 176-180.
- [9] Collier J.G; Thome J.R.; Convective Boiling and Condensation Third Edition; Oxford Science Publication; Clarendon Press Oxford 1994
- [10] Crank, J.; Free and moving boundary methods; Clarendon Press Oxford 1984.
- [11] Delbeke J.; Proposed new EC Regulation on fluorinated gases; European Climate Change Programm 6/2003
- [12] Europäische Norm EN 60534-2-1; Stellventile für die Prozessregelung, Teil 2-1: Durchflusskapazität; Oktober 1998
- [13] Fahl, J.; Hochleistungsschmieröle für Kohlendioxid-Fahrzeug-Klimasysteme; KI Luftund Kältetechnik; DKV-Tagung Magdeburg 2002/92
- [14] Heyl, P.; Der effektive Einsatz des inneren Wärmeübertragers in transkritischen CO₂-Prozessen; KI Luft- und Kältetechnik 8/2003

- [15] Foeldi, A.; Untersuchung von CO₂- und R134a-Fahrzeugkälteanlagen mit geregeltem Taumelscheibenverdichter; Dissertation Technische Universität München 1998
- [16] Försterling, S.; Entwicklung und Test einer Kohlendioxid-Transportkälteanlage mittlerer Leistungsklasse unter besonderer Berücksichtigung des Verdichterkonzeptes; Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt gefördert von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt, Aktenzeichen 15638; Osnabrück 2002
- [17] Försterling, S.; Vergleichende Untersuchung von CO₂-Verdichtern in Hinblick auf den Einsatz in mobilen Anwendungen; Dissertation Technische Universität Braunschweig 2003
- [18] Gnielinski V.; Wärmeübergang bei der Strömung durch Rohre; VDI-Wärmeatlas Abschnitt Gb, 7.Auflage 1994
- [19] Grald, E.W.; MacArthur, J.W.; A moving-boundary formulation for modeling timedependent two-phase flows. Int. J. Heat and Fluid Flow 13 1992 S.266-272
- [20] Gruhle, W.D.; Regeldynamische Untersuchungen an Kompressions-Kälteprozessen und Wärmepumpen; Fortschrittberichte VDI, Reihe 19, Nr. 19. Düsseldorf: VDI-Verlag 1987
- [21] He, X.D.; Liu, S.; Asada, H.; A moving-interface model of two-phase flow heat exchanger dynamics for control of vapor compression cycle. AES-Vol. 32, Heat Pump and Refrigeration Systems Design, Analysis and Applications; ASME 1994
- [22] Hinrichs, J.; Der CO₂-Kompressor, neue Technologie f
 ür k
 ühle K
 öpfe und warme F
 üsse; DKV-Tagungsbericht Band 3, Magdeburg 2002
- [23] Hinrichs, J.; Lubricant Screening for CO₂ automotive AC-Systems, aspect from a compressor manufacturer point of view, VDA Wintermeeting, Saalfelden 2004
- [24] Hofmann A.; Wasielewski R.; Druckverlust bei der Strömung in Rohrbögen; VDI-Wärmeatlas Abschnitt Lc, 7.Auflage 1994
- [25] Jia, X.; Tso, C.P.; Chia, P.K.; Jolly, P.; A distributed model for prediction of the transient response of an evaporator; Int. J. Refrig. 18 1995 S.336-342.
- [26] Judge, J.; Radermacher, R.; A heat exchanger model for mixtures and pure refrigerant cycle simulations; Int. J. Refrig. 20 1997 S.244-255
- [27] Lorentzen, G. und Pettersen, J. und Bang, R.R.: Method and device for high side pressure regulation in transcritical vapor compression cycle, United States Patent No. 5,245836
- [28] Kampf, H.; Klima-Anlagen mit Kohlendioxid als Kältemittel, ATZ 2003
- [29] Kampf, H.; Klima-Anlage mit Kohlendioxid als Kältemittel; Technischer Pressetag Behr 2003
- [30] Kays W. M.; Druckverluste bei kantigem Rohreinlauf; VDI-Wärmeatlas Abschnitt Lc, 7.Auflage 1994

- [31] Kampf, H.; Taxis-Reischl, B.; Sickelmann, M.; Baruschke, W; Feuerecker, G.; Raiser, H.; Control technologies to optimize the performance of R744 climate control systems; Vehicle Thermal Management 2003
- [32] Kauf F.; Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂refrigeration cycles; Int. J. Therm. Sci. 38 1999 S.325-330
- [33] Kishibuchi A.; Nosaka M.; Fukanuma T.; Development of Continuous Running Externally Controlled Variable Displacement Compressor; SAE-Paper 1999-01-0876
- [34] Lemke N; Untersuchung zweistufiger Flüssigkeitskühler mit dem Kältemittel CO₂; Dissertation Universität Braunschweig 2004
- [35] MacArthur, J.W.; Transient heat pump behaviour: a theoretical investigation; Int. J. Refrig. 7 1984 S.123-132
- [36] MacArthur, J.W.; Grald, E.W.; Unsteady compressible two-phase flow model for predicting cyclic heat pump performance and a comparison with experimental data; Transient heat pump behaviour: a theoretical investigation. Int. J. Refrig. 12 1989 S.29-41
- [37] Mithraratne, P.; Wijeysundera, N.E.; Bong, T.Y.; Dynamic simulation of a thermostatically controlled counter-flow evaporator; Int. J. Refrig. 23 2000 S.174-189
- [38] Mohasseb F.; Prozessmodelle von Kompressionswärmepumpen; Dissertation; Berlin, 1997
- [39] Müller-Steinhagen H., Heck K.; A simple friction pressure drop correlation for twophase flow in pipes; Chemical Engineering Progress 1996
- [40] Obrist, F.; Manual CO₂-Compressor C99; Betriebsanleitung; Obrist Engineering; Lustenau, Österreich 2000
- [41] Parrino M.; Donglovanni M.; Mllone M.; Chiara M.; Influence of Receiver Capacity on the Refrigerant Charge and on the Performance of an A/C System; SAE-Paper 1999
- [42] Parsch W. und Rinne F.; Status of compresor development for R744 systems, VDA Alternate Refrigerant Wintermeeting; Automotive Air-Conditioning and Heat Pump Systems, Saalfelden, Österreich, 2002
- [43] Pettit, N.B.O.L.; Willatzen, M.; Ploug-Sørensen, L.; A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. PartII: simulation and control of an evaporator. Int. J. Refrig. 21 1998 S.404-414
- [44] Pfanzeder, R.D.; Ingenieurwissenschaftliche Betrachtung der Klimaphysiologie im PKW und ihrer Auswirkung auf die Leistungsfähigkeit des Fahrens; Dissertation TU München 1992
- [45] Pressemitteilung vom 14.10.2004 der EU-Kommission zum Thema "Reducing emissions of fluorinated greenhouse gases"

- [46] Schwarz T; Galluzzi M.; Richardson D.; Radermacher R.; Model to investigate the performance of accumulators in vapor compression systems; Compressor Engineering & Refrigeration & Air Conditioning Conference; Purdue 2002
- [47] Robin J.J.; Einsatz von Expansionsorgan im A/C Kältekreislauf mit R744; DKV-Tagung 11/2002 Bonn
- [48] SAE Alternate Refrigerant Cooperative Research Project 11/2002
- [49] Schweitzer, G.; Belastungsarmes Klima im Automobil; ATZ Behr Supplement 9/1995
- [50] Schwerdtfeger, H.; Mathematische Modellierung des dynamischen An- und Abfahrverhaltens eines Verdichters in einer Wärmepumpenanlage unter Berücksichtigung der thermischen Speicherfähigkeit; Studienarbeit, Institut für Energietechnik, TU Berlin 6/1993
- [51] Shah M.M.; A General correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes; International Journal of Heat and Mass Transfer 1979 Pages 547-556
- [52] Shampine L.F; Reichelt M.W.; Kierzenka J.A.; Solving Index 1 DAEs in Matlab and Simulink; 1999
- [53] Shampine L.F.; Reichelt M.W.; The Matlab Ode Suite; SIAM Journal of Computing Vol. 18 1997 Pages 1-22
- [54] Shampine L.F.; Reichelt M.W.; Kierzenka J.A.; Solving Index-1 DAEs in Matlab and Simulink; SIAM Review Vol. 41 1999 Pages 538-552
- [55] SINTEF Report; Heat transfer and pressure drop correlations used in CO_2 heat exchangers; Trondheim, Norwegen 1995
- [56] Taxis-Reischl, B.; Behaglichkeit im Auto senkt die Unfallrisiken beträchtlich; VDI-Nachrichten; 7/1999 [VDI-Nachrichten vom 23.07.1999]
- [57] Tegethoff W.; Köhler J.; Försterling S.; Lemke N.; Expansion device specification using steady state and transient simulation; VDA-Wintermeeting Saalfelden 2004
- [58] Tummescheit T; Design and Implementation of Object-Oriented Model Libraries using Modelica; PH-D Thesis, Lund Sweden 2002
- [59] VDA Grundlagen zur Sachkunde Fahrzeugklimaanlagen; Sachkundenachweis zum Arbeitsschutz und Wartung von Fahreugklimaanlagen; 1996
- [60] VDA; Jahresbericht 2002
- [61] VDI Wärmeatlas; Berechnungsblätter für den Druckverlust; 7.Auflage 1994
- [62] Wang, H.; Touber, S.: Distributed and non-steady-state modelling of an air cooler; Int. J. Refrig. 14 1991 S.98-111
- [63] Webb R.L., Zhang M.; Prediction of condensation and evaporation in micro-fin and micro-channel tubes; Department of Mechanical Engineering, Pennsylvania State University 1997

- [64] Wedekind, G.L.; Stoecker, W.F.; Theoretical model for predicting the transient response of the mixture-vapor transition point in horizontal evaporating flow; Trans. ASME, J. Heat Transfer 90 1971 S.165-174
- [65] Weissler P.; Alternative Refrigerants; Automotive Engineering International 9/2003
- [66] Willatzen, M.; Pettit, N.B.O.L.; Ploug-Sørensen, L.; A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part I: moving-boundary formulation of two-phase flows with heat exchange; Int. J. Refrig. 21 1998 S.398-403
- [67] Wolf, F.; Development of Alternative Refrigerant Technology; Mobile Airconditioning Summit U.S. Environmental Protection Agency 2004